



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA
POSGRADO EN INGENIERÍA
ÁREA ENERGÍA (DISEÑO BIOCLIMÁTICO)**

*Análisis exérgico en edificaciones con sistemas de
enfriamiento con desecantes en climas cálido-húmedos*

T E S I S

**Para obtener el grado de:
DOCTORA EN INGENIERÍA (ENERGÍA)**

Presenta:

MARÍA GUADALUPE ALPUCHE CRUZ

DIRECTOR DE TESIS: DR. CHRISTOPHER LIONEL HEARD WADE



CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA



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.

ESTA TESIS NO SALE
DE LA BIBLIOTECA

Comité Tutorial:

**DR. CHRISTOPHER LIONEL HEARD WADE
DR. ROBERTO BEST Y BROWN
DR. JORGE ANTONIO ROJAS MENÉNDEZ
DR. DAVID MORILLÓN GÁLVEZ
DR. JOSÉ DIEGO MORALES RAMÍREZ
DR. JAIME GONZALO CERVANTES DE GORTARI
DRA. ERNESTINA TORRES REYES**

autorizo a la Dirección General de Bibliotecas de la UNAM a difundir en formato electrónico e impreso el contenido de mi trabajo recepcional

NOMBRE: Ma. Guadalupe
Alpuche Cruz

FECHA: 5/ Junio / 2004

FIRMA: 

A:

FELIPE
Y
ALEJANDRA

A LA MEMORIA DEL
DR. FRANCISCO ÁVILA SEGURA⁺

AGRADECIMIENTOS.

Al **Dr. Christopher L. Heard**, por su valioso apoyo y guía en la realización de este trabajo.

Al **Dr. Jorge Rojas Menéndez**, por sus acertadas sugerencias para la finalización de este trabajo, pero principalmente por su amistad y confianza depositadas en mi persona.

Al **Dr. Roberto Best** por su cálida amistad y su apoyo incondicional para la realización de la tesis. A su esposa **Margarita Legarreta** por su ayuda desinteresada para que lograra alcanzar mis objetivos.

A los integrantes de mi comité tutorial y miembros del jurado: **Dr. Christopher Heard, Dr. Jorge Rojas, Dr. Roberto Best, Dr. David Morillón, Dr. José Diego Morales, Dr. Jaime Cervantes de Gortari y Dra. Ernestina Torres Reyes**, por sus comentarios y sugerencias que permitieron enriquecer y finalizar el presente trabajo.

A **mi familia**, que siempre me ha apoyado y compartido conmigo todos los momentos de mi vida.

A **mis amigos y compañeros**, que siempre me han apoyado, y animado en los momentos difíciles. En especial a **Adrián Millán⁺**, quién se adelantó en el camino de la vida.

Al **Centro de Investigación en Energía de la UNAM**, por las facilidades prestadas en la elaboración del presente trabajo.

A la **Coordinación del Posgrado en Ingeniería (área Energía) y a sus profesores**.

Al **Dr. Wilfrido Rivera**, por su apoyo durante todo el programa de doctorado.

Al **personal de la biblioteca del CIE-UNAM, Bertha, Paty, Ana Ma. y Celso**, por su indiscutible ayuda en la búsqueda y obtención bibliográfica.

Al **CONACyT**, por el apoyo económico brindado durante el programa doctoral.

ÍNDICE

<i>Índice de Figuras</i>	<i>i</i>
<i>Nomenclatura</i>	<i>v</i>
<i>Resumen</i>	<i>vii</i>
<i>Abstract</i>	<i>ix</i>
<i>Capítulo 1. Introducción</i>	1
1.1. Introducción	1
<i>Capítulo 2. La Exergía</i>	8
2.1. Exergía	9
2.2. Metodología de análisis exérgico	10
2.2.1. Metodología de análisis exérgico del aire húmedo	12
2.2.2. La exergía total del aire húmedo	14
2.2.3. La exergía total del agua	15
<i>Capítulo 3. Modelación de edificaciones</i>	16
3.1. Modelación en Power Doe	18
3.1.1. Método de cálculo	20
3.2. Otros programas de modelación	22
3.3. Subrutinas para análisis de exergía	23
<i>Capítulo 4. Selección de Edificación y Componentes</i>	25
4.1. Análisis climatológico y cálculo de propiedades psicrométricas de la zona de estudio	25
4.1.1. Archivo de datos climatológicos	25
4.2. Descripción del proyecto arquitectónico	40
4.2.1. Especificaciones técnicas	40
4.2.2. Fachadas	42
4.2.3. Propiedades de los materiales utilizados en la construcción original	42

4.2.4. Propiedades de los materiales utilizados en la construcción propuesta	43
Capítulo 5. Resultados y discusión	45
5.1. La edificación en PowerDoe	45
5.2. Zona de confort	50
5.3. Análisis térmico de la Edificación sin acondicionamiento de aire	51
5.4. Análisis de los sistemas de enfriamiento	62
5.4.1. Sistemas de enfriamiento seleccionados	62
5.4.1.1. Sistema de aire acondicionado (PSZ)	62
5.4.1.2. Sistema de aire acondicionado (PSZ 2)	63
5.4.1.3. Sistema de enfriamiento con desecante (PTGSD)	64
5.4.2. Cálculo horario de las condiciones de temperatura y humedad al interior de la edificación	65
5.4.3. Análisis exérgico de la edificación	75
5.4.3.1. El estado de referencia	77
5.4.3.2. Eficiencia exérgica	83
Capítulo 6. Conclusiones y Recomendaciones	96
6.1. Conclusiones	96
6.2. Recomendaciones	97
Referencias.	99
Apéndice 1.	105
Cálculo de la temperatura de bulbo húmedo, Algoritmo para Mathcad 2000	
Apéndice 2.	107
Sistemas de enfriamiento con desecantes	

Índice de figuras.

Figura 2.1.	Representación del sistema abierto	11
Figura 3.1.	Diagrama de flujo del DOE-2	22
Tabla 3.1.	Programas de simulación de energía	24
Figura 4.1.1.	Diagrama de flujo para obtener archivo de datos	28
Figura 4.1.2.	Gráfica de línea de tendencia de temperatura	29
Figura 4.1.3.	Diagrama Ts el proceso de saturación adiabática	31
Figura 4.1.4.	Gráfica de línea de tendencia del volumen específico	34
Figura 4.1.5.	Gráfica de temperaturas mínimas calculadas	37
Figura 4.1.6.	Gráfica de temperaturas medias calculadas	37
Figura 4.1.7.	Gráfica de temperaturas máximas calculadas	38
Figura 4.1.8.	Gráfica de humedad relativa mínima calculada	38
Figura 4.1.9.	Gráfica de humedad relativa media calculada	39
Figura 4.1.10.	Gráfica de humedad relativa máxima calculada	39
Figura 4.1.11.	Gráfica de confort (temperaturas)	40
Figura 4.1.12.	Gráfica de confort (humedad relativa)	40
Figura 4.2.1.	Planta arquitectónica de la edificación de estudio	42
Figura 4.2.2.	Fachada principal de la edificación	43
Tabla 4.2.1.	Propiedades de los materiales (edificio actual)	43
Tabla 4.2.2.	Propiedades de los materiales (edificio propuesto)	44
Figura 5.1.1.	Planta de la edificación dividida en tres espacios	47
Figura 5.1.2.	Perspectiva interior de la edificación	48
Figura 5.1.3.	Perspectiva exterior de la edificación actual	49
Figura 5.1.4.	Perspectiva exterior de la edificación con sombreado propuesto en ventanas	50
Figura 5.1.5.	Programación horaria de ocupación dentro de la edificación	51
Figura 5.2.1.	Zona de confort propuesta por ASHRAE	52
Tabla 5.3.1.	Condiciones de temperatura y humedad relativa dentro de la edificación actual en el espacio oeste durante las 8760 horas del año	53
Figura 5.3.1.	Representación gráfica de las condiciones interiores dentro del espacio oeste en la edificación actual	54
Tabla 5.3.2.	Condiciones de temperatura y humedad relativa dentro de la edificación propuesta en el espacio oeste durante las 8760 horas del año	54
Figura 5.3.2.	Representación gráfica de las condiciones interiores dentro del espacio oeste en la edificación propuesta	55
Figura 5.3.3.	Ganancias de calor mensuales dentro de las edificaciones sin el funcionamiento de los sistemas de enfriamiento	56

Figura 5.3.4.	Condiciones resultantes de la simulación en el espacio oeste para el día 10 de agosto	57
Figura 5.3.5.	Condiciones resultantes de la simulación en el espacio este para el día 10 de agosto	58
Figura 5.3.6.	Condiciones resultantes de la simulación en el espacio central para el día 10 de agosto	59
Figura 5.3.7.	Condiciones resultantes de la simulación en el espacio oeste para la semana del 10-16 de agosto	60
Figura 5.3.8.	Porcentajes de distribución de las ganancias de calor en una hora de acuerdo al elemento constructivo (edificio actual)	61
Figura 5.3.9.	Porcentajes de distribución de las ganancias de calor en una hora de acuerdo al elemento constructivo (edificio propuesto)	62
Figura 5.4.1.	Sistema de enfriamiento tradicional denominado PSZ	66
Figura 5.4.2.	Sistema de enfriamiento denominado PSZ 2	66
Figura 5.4.3.	Sistema de enfriamiento con desecante denominado PTGSD	67
Figura 5.4.4.	Número de horas dentro del rango de confort al interior de la edificación, con una temperatura de 22.5°C y 70% de H.R., PSZ	69
Figura 5.4.5.	Número de horas dentro del rango de confort al interior de la edificación, con una temperatura de 22.5°C y 70% de H.R., PSZ 2	70
Figura 5.4.6.	Número de horas dentro del rango de confort al interior de la edificación, con una temperatura de 22.5°C y 70% de H.R., PTGSD	71
Figura 5.4.7.	Número de horas dentro del rango de confort al interior de la edificación, con una temperatura de 25°C y 50% de H.R., PSZ	72
Figura 5.4.8.	Número de horas dentro del rango de confort al interior de la edificación, con una temperatura de 25°C y 50% de H.R., PSZ 2	73
Figura 5.4.9.	Número de horas dentro del rango de confort al interior de la edificación, con una temperatura de 25°C y 50% de H.R., PTGSD	74
Figura 5.4.10.	Número de horas dentro del rango de confort al interior de la edificación, con una temperatura de 27°C y 30% de H.R., PSZ	75
Figura 5.4.11.	Número de horas dentro del rango de confort al interior de la edificación, con una temperatura de 27°C y 30% de H.R., PSZ 2	76
Figura 5.4.12.	Número de horas dentro del rango de confort al interior de la edificación, con una temperatura de 27°C y 30% de	

	H.R., PTGSD	77
Figura 5.4.13.	Representación gráfica del sistema	78
Tabla 5.4.1.	Condiciones consideradas como salidas del proceso	80
Figura 5.4.14.	a) Contenido de humedad, b) temperaturas horarias, usadas como condiciones de entrada y salida, c) valores resultantes de exergía horaria para los estados de referencia variable y constante, PSZ	82
Figura 5.4.15.	a) Contenido de humedad, b) temperaturas horarias, usadas como condiciones de entrada y salida, c) valores resultantes de exergía horaria para los estados de referencia variable y constante, PSZ 2	84
Figura 5.4.16.	a) Contenido de humedad, b) temperaturas horarias, usadas como condiciones de entrada y salida, c) valores resultantes de exergía horaria para los estados de referencia variable y constante, PTGSD	85
Figura 5.4.17.	a) Humedad relativa, b) temperatura y c) eficiencia exérgica, logradas por los sistemas PSZ y PSZ 2, al interior de la edificación, bajo la condición de diseño de 22.5 y 70 % H.R.	85
Figura 5.4.18.	a) Humedad relativa, b) temperatura y c) eficiencia exérgica, logradas por los sistemas de enfriamiento PTGSD y PSZ 2, al interior de la edificación, bajo la condición de diseño de 22.5°C y 70% H.R.	86
Figura 5.4.19.	a) Humedad relativa, b) temperatura y c) eficiencia exérgica, logradas por los sistemas PSZ y PSZ 2, al interior de la edificación, bajo la condición de diseño de 25 y 50 % H.R.	87
Figura 5.4.20.	a) Humedad relativa, b) temperatura y c) eficiencia exérgica, logradas por los sistemas de enfriamiento PTGSD y PSZ 2, al interior de la edificación, bajo la condición de diseño de 25°C y 50% H.R.	89
Figura 5.4.21.	a) Humedad relativa, b) temperatura y c) eficiencia exérgica, logradas por los sistemas PSZ y PSZ 2, al interior de la edificación, bajo la condición de diseño de 27 y 30 % H.R.	90
Figura 5.4.22.	a) Humedad relativa, b) temperatura y c) eficiencia exérgica, logradas por los sistemas de enfriamiento PTGSD y PSZ 2, al interior de la edificación, bajo la condición de diseño de 27°C y 30% H.R.	91
Figura 5.4.23.	Consumo anual de energía de los diferentes sistemas analizados para la condición de diseño de 22.5 y 70% de humedad relativa	92
Figura 5.4.24.	Eficiencia exérgica anual de los diferentes sistemas analizados, para la condición de diseño de 22.5°C y 70% de humedad relativa	92

Figura 5.4.25.	Consumo anual de energía de los diferentes sistemas analizados para la condición de diseño de 25 y 50% de humedad relativa	93
Figura 5.4.26.	Eficiencia exérgica anual de los diferentes sistemas analizados, para la condición de diseño de 25°C y 50% de humedad relativa	94
Figura 5.4.27.	Consumo anual de energía de los diferentes sistemas analizados para la condición de diseño de 27 y 30% de humedad relativa	94
Figura 5.4.28.	Eficiencia exérgica anual de los diferentes sistemas analizados, para la condición de diseño de 27°C y 30% de humedad relativa	95
Figura 5.4.29.	Eficiencias exérgicas horarias del sistema PTGSD, bajo las tres diferentes condiciones de diseño, obtenidas del 10 al 17 de agosto	96

Nomenclatura.

α	Difusividad térmica
C_p	Calor específico a presión constante [J kg ⁻¹ K ⁻¹]
c	Concentración molar
$\Delta(^*)$	Cambio en (^*)
E	Flujo de exergía [kJ kg ⁻¹ , J mol ⁻¹ , J]
e_t	Flujo total de exergía [kJ kg ⁻¹ aire seco]
ex	Exergía específica [kJ kg ⁻¹]
ϕ	Humedad relativa [%]
g	Gravedad [m s ⁻²]
h	Entalpía específica [J kg ⁻¹]
I	Irreversibilidad [W]
k	Conductividad térmica [W m ⁻¹ K ⁻¹]
m, M	Masa [kg]
\dot{m}	Flujo másico [kg s ⁻¹]
N	Número de moles [mol]
η	Eficiencia [adim]
p	Presión [kPa, mbar]
q	Transferencia de calor específica [J kg ⁻¹]
Q	Transferencia de calor [J]
\dot{Q}	Relación de transferencia de calor [W]
Q_H	Calor transferido al depósito de mayor temperatura [J]
Q_C	Calor extraído del depósito de menor temperatura [J]
R	Contante del gas ideal [J kg ⁻¹ K ⁻¹]
\bar{R}	Constante universal del gas ideal [J mol ⁻¹ K ⁻¹]
s	Entropía específica [J (kg K) ⁻¹]
T	Temperatura absoluta [K]
T_H	Temperatura del medio de alta temperatura [°C]
T_C	Temperatura del medio de baja temperatura [°C]
θ	Tiempo
ρ	Densidad del material [kg m ³ ⁻¹]
U	Energía interna
v	Flujo volumétrico del aire exterior al espacio acondicionado [m ³ s ⁻¹]
W	Trabajo neto realizado [J]
\dot{W}	Trabajo por unidad de tiempo (Potencia) [W]
w	Contenido de humedad [kg Kg ⁻¹]
μ	Potencial químico [J mol ⁻¹]
ω	Relación de la fracción mol
ω	Relación de humedad [kg Kg ⁻¹]
x	Fracción mol, dimensión [m]

z Elevación [m]

Subíndices

a Propiedades del aire seco
 e Entrada
 f Líquido saturado
 g Vapor saturado
 i i -ésimo
 s Salida
 v Propiedades del vapor de agua
 0 Propiedades del estado de referencia
 w Agua
 $()^*$ Propiedades evaluadas en el estado de referencia

Resumen.

El diseño bioclimático utilizado para reducir el consumo de energía en las edificaciones ha sido un importante tema de estudio en los últimos tiempos. Los modelos de comportamiento térmico han facilitado el análisis de estrategias enfocadas a conseguir y mantener las condiciones interiores de confort de acuerdo con las condiciones climatológicas del lugar.

El rango de confort considerado para el análisis fue el propuesto por la ASHRAE (American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers), el cual para las condiciones de verano ubica los siguientes límites: para la temperatura más baja y máxima humedad relativa en 22.5°C y 70% y para la temperatura más alta y la humedad relativa más baja en 27°C y 30%.

En las zonas con clima cálido-húmedo, el efecto de la humedad relativa sobre la sensación de confort juega un papel importante, pues debido al alto contenido de humedad del aire, no se logra evaporar la humedad en la piel de los ocupantes causando una desagradable sensación de bochorno.

En el presente trabajo de investigación se analizaron algunas estrategias de diseño bioclimático en zonas con clima cálido-húmedo con el objeto de mejorar el diseño de las edificaciones. La edificación de estudio fue un centro de salud ubicado en la ciudad de Villahermosa, Tabasco. La simulación de la edificación sin sistema de enfriamiento se realizó para dos condiciones: i) bajo una envolvente que corresponde a las condiciones constructivas actuales; y ii) bajo una envolvente con material aislante en muros y techo, así como sombreado en ventanas. Los resultados muestran que existe una reducción significativa, con la utilización del material aislante, sobre la primera edificación de hasta un 50% en las ganancias de calor. Estas modificaciones, a pesar de lograr un importante efecto en la reducción de la temperatura interior, no resultaron suficientes para mantener las condiciones del aire al interior dentro del rango de confort durante todo un año, lo cual significa que se requiere utilizar un sistema de enfriamiento para su acondicionamiento.

Para el cálculo de ganancias de calor hora por hora durante todo el año se empleó el programa de simulación PowerDOE®. Se analizaron tres sistemas de enfriamiento para el acondicionamiento de aire, y mediante la aplicación de la metodología de exergía se estudió el comportamiento en forma global de los mismos. Asimismo, se incluyó un estado de referencia poco usual dentro de la aplicación del análisis exérgico.

Los tres sistemas de enfriamiento analizados fueron: i) tradicional (PSZ); ii) tradicional mejorado (PSZ 2); y iii) desecante (PTGSD). Se demostró que los sistemas con desecantes tienen un mejor desempeño para el acondicionamiento del aire para climas con alto contenido de humedad. Con el sistema PTGSD se incrementa el mínimo de horas de un año en las que el interior de la edificación se encuentra en la zona de confort de 1006 horas en la edificación mejorada pero sin sistema de aire acondicionado a 8225 horas con este sistema.

Se comprobó que la elección del estado de referencia en el análisis de exergía influye de manera importante en los valores de exergía total para la condición de salida (interior de la edificación) en los climas cálido-húmedos. En este trabajo se encontró como la mejor opción un estado de referencia variable de acuerdo con las condiciones climáticas del exterior como se muestra en el Capítulo cinco.

Los resultados de eficiencia exérgica de los sistemas de enfriamiento demostraron que aún en los casos en que el sistema PTGSD tuvo el mayor consumo de energía, la eficiencia exérgica fue mejor que en los dos sistemas PSZ.

Los resultados de eficiencia exérgica de los sistemas de enfriamiento demostraron que aún en los casos en que el sistema PTGSD tuvo el mayor consumo de energía, la eficiencia exérgica fue mejor que en los dos sistemas PSZ.

Abstract.

Bioclimatic design to achieve low energy consumption in the buildings has been an important a subject of study in last few years. Thermal behaviour models have facilitated the analysis for adequate strategies focused on achieving and maintaining building interior conditions within the comfort range for the climatic conditions of the region.

The comfort range considered for the analysis was taken from ASHRAE (American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers), which for summer time conditions indicates that the extremes are as follows: for a low temperature and high humidity, 22.5°C and 70% relative humidity and for a higher temperature and a lower humidity, 27°C and 30%.

In regions with a hot-humid climate, the effect of relative humidity on the sensation of comfort is important, because if the air has a high humidity, it doesn't allow quick evaporation when in contact with the skin of the building occupants causing an unpleasant sensation.

In the present research work some design bioclimatic strategies were analysed for a region with a hot-humid climate in order to improve building design. A rural health centre in the city of Villahermosa, Tabasco, designed without very much consideration of the climate type, was used as an example for the present study. The simulation of the building was carried out under two conditions for the case without a cooling system: i) with a building envelope corresponding to the current constructive conditions; and ii) with a building envelope with insulating material in the walls and roof, as well as shaded windows. The results show that a significant reduction exists, with the use of the insulating material, compared to the first construction, of up to 50% in heat gains. However, these effects are not enough to maintain the interior air conditions inside of the comfort range, which the use of an air cooling system necessary. For the calculation of hourly heat gains during a whole year the simulation program PowerDOE® was used. Three cooling systems were analysed for air conditioning, and by means of application of the exergy methodology their overall performance was studied. Likewise, an unusual concept of the reference state was utilised for application of the exergy analysis.

The three cooling systems analysed were: i) traditional (PSZ); ii) traditional improved (PSZ 2); and iii) desiccant (PTGSD). It was demonstrated that the air conditioning system with desiccant had a better performance than those without it.

The PTGSD system achieved the highest number of hours of the whole year for the interior inside the comfort range.

It was also demonstrated that the election of the reference state in the exergy analysis for hot-humid climates has a great influence in the total exergy values. In this work a variable reference state was used in accordance with the exterior climatic conditions as it is shown in Chapter five.

The exergy efficiency results for the cooling systems demonstrated that even in the cases when the PTGSD system has the largest energy consumption, the exergy efficiency is better than the efficiency of the two PSZ systems.

Capítulo 1.

Introducción

1. Introducción

En la integración del hombre con su medio, el clima influye de modo significativo en su forma de vida. La arquitectura vernácula nos presenta muestras de ello ya que se puede apreciar cómo mediante un proceso de ensayo y error a través del tiempo, se crearon las características arquitectónicas para cada región del planeta.

El diseño de los espacios habitables tratando de aprovechar los recursos naturales, se ha dado desde los inicios de la humanidad. Los antiguos griegos (siglo IV - V a. C.) utilizaban la energía solar para el calentamiento de sus viviendas, aprendieron a construir sus casas para beneficiarse de los rayos solares durante el invierno y evitar el calor del sol en verano. Los romanos contribuyeron también al desarrollo de la arquitectura solar, al implantar el uso de cristales en ventanas, para permitir el paso de la luz, almacenar calor y protegerse de la lluvia, la nieve y el frío. Una de sus importantes aplicaciones fue el uso de ventanas transparentes como tragaluces para almacenar calor en el interior de sus edificaciones.

A través del tiempo otras civilizaciones también lograron adaptar sus viviendas a las condiciones climáticas de sus regiones, como ejemplo se tienen los numerosos vestigios encontrados en la arquitectura vernácula en todo el mundo.

Durante el imperio Romano, se empleó el uso del vidrio como captador de calor solar, después de este período dejó de ser utilizado para este fin. Durante la Edad Media, la gente vivía en un estancamiento científico. La captación del calor solar para la horticultura renació durante el siglo XVI, franceses e ingleses utilizaban "muros frutales" de ladrillo que captaban el calor solar y aceleraba el proceso de maduración, a ellos se unían las ramas del árbol frutal. También empleaban corrientemente sistemas acristalados, donde el calor solar era retenido por las cubiertas de vidrio y esto permitía disfrutar de plantas exóticas cultivadas fuera de estación. Así, se comenzaron los primeros diseños de invernaderos (Butti y Perlin, 1985).

Durante el siglo XVIII, se comienzan a desarrollar las primeras aplicaciones de la energía solar en experimentos científicos, al mismo tiempo que se empieza a gestar los grandes cambios en los modos de producción que vendrían a revolucionar el sistema de vida.

Con la Revolución Industrial, la vivienda se vio sumamente afectada, produciéndose concentraciones de población cerca de las fábricas lo que propició un cambio en el microclima de las zonas, debido al calor generado por éstas y por la proliferación de viviendas mal diseñadas.

La energía solar desde el siglo XIX comienza a tener una aplicación en equipos que reportaban alguna utilidad como fue el caso de hornos solares, imprentas que trabajaban con máquinas de vapor solares o destiladores solares. Sin embargo, durante casi mil años tras la caída de Roma, los diseñadores ignoraron virtualmente los principios de la orientación solar. En singular contraste, la antigua tradición china del planeamiento urbano y del diseño constructivo solares conservaría su vigencia, las casas estaban diseñadas con base en la cosmología de la cultura china; el Sur se asociaba al verano y el calor, el Norte al invierno y el frío, el Sur era por tanto la dirección de la salud, y la orientación preferida de los edificios. En la Europa mediterránea y Asia Menor la arquitectura popular siguió aplicando algunos de los principios de construcción solar como cuestión de simple sentido común. La idea de orientar las casas al sur para el aprovechamiento natural durante el invierno no fue olvidada, especialmente en Grecia y Turquía.

Fue hacia finales del siglo XIX, cuando en el Reino Unido, se comienzan a dar las primeras reglamentaciones en el ámbito legislativo para mejorar las condiciones de vida de la población y comenzar una planificación de las ciudades. A finales del siglo XX, toma importancia nuevamente el aprovechamiento de las fuentes renovables de energía ante la degradación ambiental que continuamente ha sufrido nuestro planeta, y se realizan numerosas investigaciones para contrarrestar los efectos causados ante el mal uso de dichas fuentes.

Dentro del campo de la edificación, se pueden mencionar los diferentes eventos en los cuales se han presentado algunos de los trabajos realizados en dicho campo, como el de 1988, organizado por el PLEA (Passive and Low Energy Architecture), donde en las memorias de la 6ª. Conferencia Internacional realizada en Porto, Portugal, se presentaron diversos trabajos sobre diferentes estrategias de diseño pasivo aplicadas en edificaciones actuales. Stournas-Triantis y Santamouris, presentaron las ventajas de diseñar atrios como se usaban en la arquitectura vernácula mediterránea en las edificaciones modernas para tratar de disminuir las cargas térmicas de calentamiento ó enfriamiento, en climas similares. Por otro lado, Vefik, 1988, presentó un resumen de las diferentes estrategias de diseño pasivo utilizados en la arquitectura vernácula construidas en zonas desérticas. Tombazis, 1988, presentó un resumen de la construcción de un proyecto de viviendas utilizando diferentes sistemas pasivos para calentamiento en su diseño y ubicado al Norte de Atenas. Además, se presentaron trabajos de cómo afectan en el interior de las edificaciones las características de diseño de las edificaciones, Shaviv, 1988, desarrolló un análisis de diferentes formas de sombreados de ventanas y cuáles

resultaron en una mejor solución en la disminución del consumo de energía del edificio, vale la pena mencionar el trabajo reportado por De Rosa *et al.*, 1988, ya que fue un proyecto de diseño de un conjunto de tres edificios de viviendas con 18 departamentos en total, donde fueron aplicadas estrategias de diseño pasivo y simulaciones térmicas para predecir el comportamiento de los sistemas implementados, este proyecto estaba ubicado en la ciudad de Mendoza, en la parte central-oeste de Argentina, y la cual tiene un clima cálido-seco, éste fue uno de los pocos trabajos presentados para Latinoamérica. En estas memorias se mostró el gran interés que existía en diferentes centros de investigación en el mundo por alcanzar buenas estrategias en el diseño de edificaciones y al mismo tiempo se pudiese disminuir el consumo de energía en ellas.

También vale la pena mencionar las presentaciones realizadas dentro de los Congresos denominados Solar World Congress y EuroSun, organizados por diferentes instituciones interesadas en el desarrollo de la Energía Solar. Por ejemplo, De Herde *et al.*, 1995, reportaron las primeras mediciones realizadas a una edificación denominada "Pleiade House", ubicada en la ciudad de Louvain-la-Neuve, al sureste de Bruselas, y donde el clima es frío, y en la cual se observaron que los datos medidos fueron sumamente cercanos a las simulaciones realizadas. La edificación fue construida con estrategias de diseño para lograr un bajo consumo de energía, y queriendo lograr los siguientes objetivos: la integración de los conceptos de diseño bioclimático, lograr condiciones de confort en los períodos de verano e invierno poniendo especial atención en el sobrecalentamiento, conseguir condiciones óptimas en la calidad del aire y permitir el acceso de luz solar en la parte central que tiene 10 m de altura.

Un grupo de trabajo, Voss *et al.*, 1995, The Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems, reportaron la experiencia de la construcción de una casa solar autosuficiente ubicada en la ciudad de Freiburg, Alemania, donde las demandas de energía requeridas por la casa para calefacción, suministro de agua caliente, electricidad y la preparación de alimentos, se suministró por energía solar a través de un sistema fotovoltaico para producir hidrógeno. La disminución reportada en el consumo de energía anual por la edificación fue muy alta comparada con el consumo de energía requerida por una casa de características normales en Alemania, el cual es de 110-140 kWh/m², mientras que el consumo de la casa solar fue de 12-8.7 kWh/m².

Algunos de los trabajos publicados donde se puede apreciar que una de las principales herramientas que se han utilizado para acelerar las investigaciones en el campo de las edificaciones, ha sido el uso de programas de simulación, y en las que se pueden estudiar los comportamientos térmicos de las envolventes, son Gupta y Tiwari, 2002, Tenorio, 2002, Mihalakakou, 2002, Lukic, 2003, Novoselac y Srebric, 2002, Porta-Gándara *et. al.*, 2002, Blondeau *et al.*, 2002.

Es indudable que se han realizado numerosos estudios para buscar mejorar los diferentes sistemas que se utilizan para acondicionar el interior de las edificaciones y disminuir el consumo de energía, como lo demostraron Sekhar, 1997, Al-rabghi *et al.*, 1999, Garde *et al.*, 2001, Carrilho da Graca *et al.*, 2002, entre otros.

En general los países con un alto desarrollo tecnológico y económico, han realizado numerosas investigaciones en la utilización de la energía solar ó el bajo consumo de energía y su aplicación en las edificaciones, como lo muestra Shukuya y Hammache, 2002, donde menciona al grupo de trabajo LowEx, conformado por: Canadá, Finlandia, Alemania, Japón, Noruega, Suecia, Dinamarca, Francia, Italia, Holanda y Polonia, quienes han desarrollado y realizando investigaciones en edificaciones tratando de emplear elementos constructivos y sistemas de enfriamiento y calentamiento de bajo consumo de energía, aplicando la metodología de análisis exérgico.

En nuestro país existen actualmente diversas instituciones que realizan investigaciones en lo que respecta al aprovechamiento de las energías renovables y su aplicación en las edificaciones, y algunas universidades en donde se ofrecen posgrados o especializaciones en arquitectura bioclimática. Asimismo, se llevan a cabo anualmente y desde hace más de 20 años congresos relacionados con el aprovechamiento de la energía solar, esto incluye naturalmente al diseño bioclimático .

Todo esto es una prueba fehaciente de la importancia que tiene la investigación de los diversos aspectos del diseño bioclimático, por otro lado los arquitectos e ingenieros como diseñadores de espacios habitables, sin ser médicos, requieren tener los criterios suficientes para diseñar pensando en el confort y la salud de los usuarios. El confort térmico se puede definir como la condición mental en la cual se tiene una satisfacción con las condiciones térmicas del medio ambiente. Aunque, la zona de confort se define como el rango de condiciones climáticas en el cual la mayoría de personas no presentan insatisfacción al confort, ya sea frío ó calor.

Sobre este tema se han realizado diversos estudios tanto investigaciones de campo como en cámaras climáticas controladas. La ecuación de confort de Fanger y la correlación de neutralidad térmica de Humprey son los conceptos más utilizados. Sayigh y Hamid Marafia, 1998, presentaron un trabajo donde se realizó una revisión de las diversas metodologías empleadas para el estudio del confort térmico dentro de las edificaciones, incluyendo el desarrollo de unas cartas bioclimáticas y las tablas de Mahony. Khedari *et al.*, 2000, realizaron una carta de confort de ventilación para las condiciones climáticas de Tailandia, investigaron el efecto de la velocidad del aire sobre el confort térmico en un grupo de personas

voluntarias, dentro de espacios sin aire acondicionado pero con ventilación. ASHRAE en sus diversas ediciones del volumen Fundamentals, dedica un capítulo al tema de confort térmico. Por otro lado Saito y Shukuya, 2001, presentaron un avance de trabajo, dentro de las investigaciones realizadas por el grupo LowEx, aplicando la metodología de análisis exérgico para el estudio del confort térmico.

Otro tema que ha sido de gran interés es el estudio sobre el control de la humedad, que es un factor determinante en la calidad del aire y el confort, así como uno de los más caros y difíciles para los sistemas de aire acondicionado, especialmente en los edificios públicos con densidades de ocupación altas como los centros de salud, hospitales ó escuelas [Fischer y Bayer, 2003].

Ante lo expuesto, se puede decir que las estrategias que se utilizan en el diseño bioclimático deberían ser definidas de acuerdo a las condiciones climáticas de cada región, tratando de minimizar el uso de energía no renovables para el acondicionamiento de los edificios, y no olvidar la aplicación de los conceptos básicos de transferencia de calor y termodinámica que nos pueden ayudar a entender los procesos físicos y térmicos que intervienen en la envolvente de los mismos.

No obstante, la gran mayoría de las investigaciones en el campo del diseño bioclimático, han sido dedicados a edificaciones ubicadas en climas fríos, templados y cálido secos, y las investigaciones así como su aplicación directa a edificaciones en climas cálido húmedos todavía, no alcanzan a ser tan amplias como en los otros tipos de climas mencionados.

Tomando en consideración que en el estado de Tabasco, clasificado climáticamente como cálido-húmedo, las temperaturas pueden llegar a ser superior a los 40° C y su humedad relativa es mayor al 70%, éste Estado puede ser representativo de una gran parte del País e idóneo para que desarrollase en él una investigación sobre el acondicionamiento de las edificaciones y de los sistemas de enfriamientos que se requieren para ello, y tomarla como referencia específicamente para los climas cálido-húmedo.

Por otro lado y buscando un complemento para la presente investigación, se estudió la aplicación del análisis exérgico en edificaciones, encontrando que es sumamente escasa comparada con las áreas especializadas en los procesos industriales. Algunos trabajos con un enfoque del almacenamiento térmico aplicado en edificaciones son los de Shukuya y Komuro, 1996; quienes analizaron una edificación como un sistema de calentamiento solar pasivo y su relación con el entorno de manera global utilizando los conceptos de entropía y exergía, mas sin embargo, utilizaron un período de cálculo de sólo 10 días suponiendo que las condiciones climatológicas corresponden a un día típico de invierno en Tokio y

que éste ocurre de una manera cíclica. Başçetinçelik *et al.*, 1999, analizaron un invernadero de 180 m² como si fuera un sistema de almacenamiento de energía solar usando parafina con técnicas de calor latente. Dincer, 2002, realizó una descripción de los métodos y aplicaciones de los sistemas de almacenamiento de energía térmica en edificaciones.

Donjerković *et al.*, 1997; desarrollaron un modelo matemático para la representación gráfica y análisis de los resultados calculados del cambio en la exergía como una función de los cambios en la temperatura y el contenido de humedad. Sin embargo, las gráficas presentadas muestran sólo valores para una condición ambiental de 20°C y 0.007 kg_v/kg_a.

Shukuya y Hammache, 2002, presentaron una descripción interesante de las características del concepto de la exergía, en asociación con los sistemas de enfriamiento y calentamiento en edificaciones, además reportaron un ejemplo del cálculo de exergía para un sistema de calentamiento en edificios usando un estado de referencia fijo para tres casos diferentes, y donde el tratamiento sobre el contenido de humedad no es aplicado en el acondicionamiento del espacio.

Entre los diversos trabajos que se han realizado en áreas diferentes, a la edificación, utilizando este tipo de análisis podemos mencionar a Morris y Szargut, 1986, quienes determinaron valores de la exergía química estándar para 49 elementos, tomando las condiciones de estado de la atmósfera, la hidrósfera y la litósfera como estados de referencia, con el propósito de poder utilizar los valores encontrados en otros cálculos de análisis exérgicos.

En el área de refrigeración Tozer y James, 1996; Wijesundera, 1997; Ravikumar *et al.*, 1998; Velázquez *et al.*, 2002; estudiaron ciclos de absorción; Chen y Prasad, 1999; analizaron un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. También se ha utilizado para estudiar sistemas híbridos que funcionan con energía solar como Torres Reyes *et al.*, 1998 y 2001, quienes presentaron un trabajo experimental y teórico de una bomba de calor con colectores solares para calentamiento de aire y una metodología general para el diseño preliminar de colectores solares; Lu *et al.*, 1998; realizaron un análisis sobre el impacto ambiental que producen algunos sistemas de enfriamiento que trabajan con tratamientos de agua ozonizada, dando una visión más clara sobre el funcionamiento de estos sistemas. De igual manera se han estudiado por separado algunos de los componentes que conforman los sistemas de enfriamiento como son: intercambiadores de calor, condensadores, evaporadores, etc. como los realizados por San y Jan, 2000; Liang *et al.*, 2000; Mazzei *et al.*, 2002; entre otros.

En el área de impacto ambiental también se ha utilizado la metodología de análisis exérgico aplicado a la economía y su repercusión en la sociedad, Wall, 1996; Kim *et al.*, 1997; Ertesvåg, 2001; Rosen, 2002; realizaron estudios al respecto.

El presente trabajo de investigación buscó presentar una contribución para mejorar el diseño de edificaciones en las zonas con clima cálido-húmedo aplicando ciertas estrategias de diseño bioclimático así como analizar la influencia del uso de sistemas de enfriamiento que utilizan desecantes para lograr condiciones de confort al interior de las edificaciones, suponiendo ésta como un sistema abierto, e incluyó un estudio mediante la metodología de análisis exérgico, aplicado en diferentes condiciones de diseño de temperatura y humedad relativa establecidas dentro del rango de confort propuesto por ASHRAE para las condiciones de verano. Así mismo, se estudió un nuevo concepto del estado de referencia dentro del análisis exérgico.

Por lo que el objetivo principal de la presente tesis fue estimar los parámetros de optimización de confort en climas cálidos-húmedos. A través del estudio de una edificación ubicada en la ciudad de Villahermosa, Tabasco, y la propuesta de una estrategia de estudio global, que incluyó tanto a la envolvente como al sistema de enfriamiento utilizado en el acondicionamiento de aire en el interior.

Para alcanzar el objetivo planteado se establecieron los siguientes objetivos particulares:

- i) Determinar las condiciones térmicas de operación en una edificación real y en una propuesta mediante la aplicación del programa de simulación (PowerDOE®).
 - ii) Proponer y analizar sistemas de enfriamiento buscando mejorar las condiciones de confort al interior, con un menor consumo de energía.
 - iii) Realizar un análisis exérgico del aire húmedo que proporciona el sistema de enfriamiento hacia el interior y determinar su comportamiento exérgico de manera global.
-

Capítulo 2.

La Exergía

En este capítulo se muestra una reseña sobre la importancia de contar con una metodología de análisis que permita detectar y evaluar cuantitativamente la calidad de la energía que interviene en los procesos químicos y térmicos.

En una primera parte se describe el concepto de exergía y posteriormente, su aplicación en diferentes procesos termodinámicos.

Finalmente, se presenta el desarrollo de la metodología de análisis exérgico, así como las ecuaciones que permiten analizar la exergía total del aire húmedo.

2.1. Exergía

La energía se manifiesta en diferentes formas (térmica, química, mecánica, eléctrica, etc.), cada una con sus propias características y calidad. La calidad de la energía es equivalente a su capacidad de producir cambio.

La calidad de una forma de energía dada es una medida del potencial de trabajo y depende de su modo de almacenamiento. La entropía es una medida de la pérdida de disponibilidad de la energía y por consiguiente produce una disminución en la capacidad de realizar trabajo útil.

Para el análisis de la calidad de las diferentes formas de energía en los diferentes tipos de procesos, es necesario contar con un estándar de calidad universal. Ante lo cual se utiliza al trabajo máximo que puede ser obtenido por una forma dada de energía usando los parámetros del medio ambiente como estado de referencia. Este estándar de calidad de energía es llamado *exergía*.

Uno de los principales usos de este concepto es utilizado en los balances exérgicos de los análisis de sistemas térmicos. El balance de exergía es similar al balance de energía pero con la diferencia fundamental de que mientras el balance de energía es parte de la Ley de Conservación de la Energía, el balance de exergía puede ser ubicado como parte de la Ley de Degradación de la Energía. La degradación de la energía es equivalente a las pérdidas irreversibles debido a todos los procesos reales en un sistema irreversible [Kotas, 1995].

La exergía o disponibilidad de un sistema en cualquier estado dado representa su máximo trabajo potencial. La diferencia entre ambas, frecuentemente se distingue en que la exergía considera el equilibrio químico con el ambiente, mientras que la disponibilidad no considera reacciones químicas ni el trabajo por

razón de las diferentes composiciones del ambiente. Las pérdidas de exergía, proporcionan un criterio muy importante para evaluar la eficiencia de un sistema. Para un proceso termodinámico óptimo las pérdidas de exergía tendrían que ser mínimas [Chen y Prasad, 1999].

El medio ambiente, es un concepto importante para el método de análisis de exergía, éste es un medio o cuerpo muy grande que se encuentra en un perfecto estado de equilibrio termodinámico. Así, este ambiente conceptual no tiene gradientes o diferencias que involucren presión, temperatura, potencial químico, energía cinética o potencial y por lo tanto, no existe la posibilidad de la producción de trabajo por la interacción de las partes integrantes de medio ambiente. Cualquier sistema fuera del medio ambiente que contenga uno o más parámetros, como presión, temperatura o potencial químico, diferente a los del medio ambiente, tiene un potencial de trabajo con respecto al medio ambiente. Por consiguiente el medio ambiente, es un medio de referencia natural para evaluar el trabajo potencial de los diferentes tipos de sistemas.

La exergía es una medida de qué tan alejado se encuentra un sistema de su equilibrio con su medio ambiente, en un sistema de referencia o equilibrio dado. Una de las primeras definiciones de la exergía para un sistema en su medio ambiente fue:

$$E = T_0 (S_{eq}^{tot} - S^{tot}) \quad (2.1)$$

donde T_0 es la temperatura del ambiente y $S_{eq}^{tot} - S^{tot}$ era el alejamiento del equilibrio de la entropía mínima del sistema y su medio ambiente, del sistema total.

Otra expresión para la exergía, fue establecida por Gibbs en 1873, la cual es:

$$E = U + p_0 V - T_0 S - \sum_i \mu_{i0} n_i \quad (2.2)$$

donde U , V , S y n_i son parámetros extensivos del sistema (energía interna, volumen, entropía y el número de moles de los diferentes componentes químicos) y p_0 , T_0 , y μ_0 , son parámetros intensivos del medio ambiente (presión, temperatura, y potencial químico el cual puede incluir potenciales gravitacionales, electromagnéticos, etc.)

De esta forma se determinaba de una manera relativamente fácil el contenido exérgico de un sistema dado en un ambiente dado.

Para una sustancia la cual tiene un contenido exérgico derivado únicamente de su concentración, la exergía se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$E = RT_0 n \ln \left(\frac{c}{c_0} \right) \quad (2.3)$$

donde n es el número de moles de la sustancia, R es la constante del gas, T_0 es la temperatura del ambiente, c es la concentración de la sustancia en el material, c_0 es la concentración molar de la sustancia en el ambiente [Wall, 1996].

2.2. Metodología de análisis exérgico

De acuerdo con Kotas, 1995, la degradación de la energía es equivalente a las pérdidas irre recuperables debido a todos los procesos reales en un sistema.

Para deducir las fórmulas generales se considera el caso de un sistema abierto en régimen permanente. Existe flujo de materia entrando y saliendo, intercambio de calor a diferente temperatura y producción de trabajo útil. Se desprecia la energía cinética y potencial de las corrientes [Velázquez *et al.*].

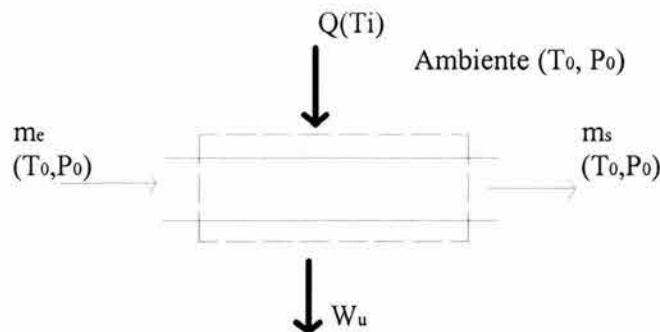


Figura 2.1. Representación del sistema abierto.

El balance de materia para el sistema en estado permanente es:

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i} = \sum_{i=1}^n m_{s,i} \quad (2.4)$$

donde m_e es la masa de entrada y m_s la masa de salida

El balance de energía aplicando la primera ley de la termodinámica es:

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i} h_{e,i} + \sum_{i=1}^n Q_i = \sum_{i=1}^n m_{s,i} h_{s,i} + W_u \quad (2.5)$$

Aplicando la segunda ley de la termodinámica se obtiene el balance de entropía:

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i} S_{e,i} + \sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{T_i} + \Delta S_{gen} = \sum_{i=1}^n m_{s,i} S_{s,i} \quad (2.6)$$

donde S_e y S_s son las entropías específicas que entran y salen, y ΔS_{gen} representa la entropía generada o creada en el sistema.

Si multiplicamos la ecuación 2.6 por T_0 y combinamos con la ecuación 2.5, se obtiene:

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i} (h_{e,i} - T_0 S_{e,i}) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) Q_i - T_0 \Delta S_{gen} = \sum_{i=1}^n m_{s,i} (h_{s,i} - T_0 S_{s,i}) + W_u \quad (2.7)$$

Suponiendo el sistema en equilibrio con el estado de referencia (estado muerto) los términos $1 - T_0/T = 0$ porque $T = T_0$; $W_u = 0$ porque no se produce trabajo útil y $\Delta S_{gen} = 0$ porque el sistema se encuentra en equilibrio termodinámico.

Por lo cual la ecuación 2.6 bajo las condiciones mencionadas resulta en:

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i} (h_{e,i}^* - T_0 S_{e,i}^*) = \sum_{i=1}^n m_{s,i} (h_{s,i}^* - T_0 S_{s,i}^*) \quad (2.8)$$

donde el (*) indica las propiedades evaluadas a T_0 y P_0 .

Finalmente al combinar la ecuación anterior 2.8 y la ecuación 2.7, resulta el balance exérgico que es igual a:

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i} [h_{e,i} - h_{e,i}^* - T_0 (S_{e,i} - S_{e,i}^*)] + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) Q_i - T_0 \Delta S_{gen} = \sum_{i=1}^n m_{s,i} [h_{s,i} - h_{s,i}^* - T_0 (S_{s,i} - S_{s,i}^*)] + W_u \quad (2.9)$$

La ecuación anterior aplicando las diferentes ecuaciones exérgicas:

$$\text{Exergía del trabajo} \quad Ex_w = W \quad (2.10)$$

$$\text{Exergía del calor} \quad Ex_Q = \eta_c Q \quad (2.11)$$

$$(T \rightarrow T_0) = Q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (2.12)$$

Exergía de la materia

$$\text{Exergía potencial} \quad Ex_g = g(Z - Z_0) \quad (2.13)$$

$$\text{Exergía cinética} \quad Ex_v = \frac{1}{2} (V - V_0)^2 \quad (2.14)$$

$$\text{Exergía física} \quad Ex_f = [(h - h_0) - T_0(S - S_0)] \quad (2.15)$$

a x constante

$$\text{Exergía química} \quad Ex_q = [(h - h_0) - T_0(S - S_0)] \quad (2.16)$$

a P, T constante

se puede expresar como sigue:

$$\sum_{i=1}^n m_{e,i} Ex_{e,i} + \sum_{i=1}^n Ex_{Q,i} - T_0 \Delta S_{gen} = \sum_{i=1}^n m_{s,i} Ex_{s,i} + W_u \quad (2.17)$$

donde despejando $T_0 \Delta S_{gen}$ y de acuerdo con el teorema de Gouy-Stodola, representa a la exergía destruida o pérdida en el sistema:

$$\Delta Ex = T_0 \Delta S_{gen} = \sum_{i=1}^n m_{e,i} Ex_{e,i} - \sum_{i=1}^n m_{s,i} Ex_{s,i} + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) \cdot Q_i - W_u \quad (2.18)$$

2.2.1. Metodología del análisis exérgico del aire húmedo

Aplicando la metodología general expuesta anteriormente, en el análisis exérgico de sistemas de acondicionamiento de aire en edificaciones, el fluido de trabajo en estos procesos es el aire atmosférico, el cual puede ser visto como una mezcla de dos componentes: aire seco (a) y vapor de agua (v). El objetivo principal de diversos procesos de acondicionamiento de aire es llevar la mezcla de aire húmedo (a + v) a condiciones diferentes a las encontradas en el aire a temperatura ambiente. Es por esto, que el concepto de exergía total y exergía química juega un papel importante en la evaluación termodinámica de estos procesos.

De acuerdo con Bejan, 1988, para describir las propiedades termodinámicas del aire húmedo este puede ser tratado como una mezcla de gas ideal de dos componentes (a, v), los cuales individualmente se comportan como gas ideal. Las constantes del gas ideal para estos componentes son los siguientes:

El estado de cualquier mezcla de aire seco y vapor de agua puede ser descrita por tres propiedades como son la temperatura T, la presión P, y la

composición. Esta última basta con especificar una de las dos fracciones de mol, x_a o x_v , porque la suma de ambas es siempre igual a 1:

$$x_a + x_v = 1 \quad (2.19)$$

Al hablar del aire húmedo, otra manera de especificar su composición, es especificar la relación de masa llamada humedad específica ó relación de humedad:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (2.20)$$

la cual representa el número de kilogramos de agua que corresponde a un kilogramo de aire seco en la mezcla. También se puede especificar la relación de la fracción mol, la cual es:

$$\varpi = \frac{x_v}{x_a} \quad (2.21)$$

que representa el número de moles de agua correspondientes a una mol de aire seco en la mezcla. La proporcionalidad entre ω y ϖ puede ser definida como sigue:

$$\varpi = \frac{N_v}{N_a} = \frac{m_v / M_v}{m_a / M_a} = \frac{28.97}{18.015} \omega \quad (2.22)$$

$$\varpi = 1.608\omega$$

La relación entre ϖ (ó ω) y la fracción de mol individual es:

$$x_a = \frac{1}{1 + \varpi} \quad x_v = \frac{\varpi}{1 + \varpi} \quad (2.23)$$

Otra forma de especificar la composición de la mezcla de aire seco y vapor de agua es reportar la humedad relativa que se define:

$$\phi = \frac{x_v}{x_v} \text{ a } (T, P) \text{ de la mezcla / la mezcla saturada a la misma } T \text{ y } P \quad (2.24)$$

y como

$$x_v = \frac{P_v}{P} \quad (2.25)$$

y la $P_v = P_{sat}(T)$ en el estado de saturación, podemos también definir la humedad relativa como:

$$\phi = \frac{P_v}{P_{sat}(T)} \quad (2.26)$$

donde T es la temperatura del aire seco y el vapor de agua de la mezcla de interés.

2.2.2. La exergía total del aire húmedo

En la presente investigación el proceso que se manifiesta es una corriente de aire húmedo, la cual se supone en estado permanente, por lo que se necesita conocer una manera de calcular la exergía total (e_i) de dicho flujo. Para el cálculo de la exergía total, se aplicará el desarrollo presentado por Bejan, 1988. Donde, se requiere especificar un estado de referencia (o estado de equilibrio) para la mezcla bajo estudio, el cual estará representado por T_0 , P_0 , y ϕ_0 (ó ω_0 , ó ϖ_0), que en primer término se supondrán fijas y diferentes a las propiedades de la mezcla en consideración (T , P , ϕ).

La ecuación que describe el flujo total de exergía por mol de una mezcla de aire húmedo es:

$$e_i = x_a [\bar{h}_a - \bar{h}_a^* - T_0 (\bar{s}_a - \bar{s}_a^*) + \mu_a^* - \mu_{0,a}] + x_v [\bar{h}_v - \bar{h}_v^* - T_0 (\bar{s}_v - \bar{s}_v^*) + \mu_v^* - \mu_{0,v}] \quad (2.27)$$

donde el (*) indica las propiedades evaluadas a T_0 y P_0 . Resolviendo por separado las diferencias para el primer par de corchetes decimos:

$$\bar{h}_a - \bar{h}_a^* = \bar{h}_a(T) - \bar{h}_a^*(T_0) = \bar{c}_{p,a} (T - T_0) \quad (2.28)$$

$$\bar{s}_a - \bar{s}_a^* = \bar{s}_a(T, P) - \bar{s}_a^*(T_0, P_0) = \bar{c}_{p,a} \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0} \quad (2.29)$$

$$\mu_a^* - \mu_{0,a} = \mu_a^*(T_0, P_0, x_0) - \mu_{0,a}(T_0, P_0, x_{0,a}) = RT_0 \ln \frac{x_a}{x_{0,a}} \quad (2.30)$$

Evaluando de la misma forma el segundo par de corchetes, y colocando todos los resultados obtenemos:

$$e_t = (x_a c_{p,a} + x_v c_{p,v}) T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + \bar{R} T_0 \ln \frac{P}{P_0} \quad (2.31)$$

$$+ \bar{R} T_0 \left(x_a \ln \frac{x_a}{x_{0,a}} + x_v \ln \frac{x_v}{x_{0,v}} \right)$$

Considerando la relación que existe entre la composición de la mezcla y su razón de fracción molar, podemos también decir que la exergía total por kilogramo de aire seco es:

$$e_t = (c_{p,a} + \omega c_{p,v}) T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + (1 + \omega) R_a T_0 \ln \frac{P}{P_0} \quad (2.32)$$

$$+ R_a T_0 \left[(1 + \omega) \ln \frac{1 + \omega_0}{1 + \omega} + \omega \ln \frac{\omega}{\omega_0} \right]$$

donde los primeros dos términos representan el flujo de exergía termomecánica ó física, y el último término representa la exergía química.

2.2.3. La exergía total del agua

En los procesos de acondicionamiento de aire, el vapor de agua se encuentra implícito, y no puede ser calculado con la ecuación 2.31, sin embargo, puede utilizarse la ecuación para una sustancia de un solo componente, en esta caso el agua. Entonces de acuerdo con Bejan, 1988 y Moran, 1989, la ecuación es la siguiente:

$$e_{t,w} \cong h_f(T) - h_g(T_0) - T_0 s_f(T) + T_0 s_g(T_0) + [P - P_{sat}(T)] v_f(T) - R_v T_0 \ln \phi_0 \quad (2.33)$$

Estas ecuaciones fueron utilizadas en el capítulo 5, para evaluar la exergía total del aire húmedo dentro del rango de diseño en la zona de confort al interior de la edificación.

Capítulo 3.

Modelación de Edificaciones

En este capítulo se presenta un pequeño bosquejo del desarrollo de los análisis de energía en las edificaciones, así como una descripción más detallada del método de cálculo que conforma al programa de simulación que se utiliza para los cálculos de la edificación de estudio en el presente trabajo.

El principal objetivo en el diseño de los espacios arquitectónicos, es crear espacios confortables, saludables y habitables para el cuerpo, la mente y el espíritu del hombre, buscando mejorar su calidad de vida. En la búsqueda de este objetivo se han utilizado diversos métodos de diseño, primero se basaron en la experiencia local para lograr construcciones confortables, muestra de ello es la arquitectura vernácula en cada región. Con el desarrollo de la tecnología, las construcciones se acondicionaron de manera mecánica mediante equipos de enfriamiento ó calentamiento, y a la vez se han utilizado sistemas cada vez más confiables para la estimación de cargas térmicas en las edificaciones.

Los modelos de comportamiento térmico nos permiten, en edificaciones construidas, revisar el consumo actual de energía de los sistemas de enfriamiento utilizados, ó las condiciones de confort en las que se encuentra la edificación. Por otro lado, en edificaciones nuevas, dan al diseñador de edificaciones información necesaria para minimizar o evitar el uso de sistemas de enfriamiento que permitan mantener las condiciones de confort.

En los primeros estudios se utilizaron métodos sencillos, basados en un cálculo manual del consumo de energía, tanto para calefacción como para enfriamiento, como los métodos: Grado-día y el método "BIN". Ambos métodos toman condiciones estándar para estimar un flujo de calor para un diferencia de temperatura unitaria y lo combinan con un método que integra, con respecto al tiempo, el efecto de las condiciones climáticas locales [Heard *et al.*, 1994]. Estos métodos dejaron de ser utilizados con el desarrollo tecnológico en la informática y el avance de los métodos rigurosos (computarizados).

Los modelos computarizados ofrecen una gran cantidad de mejoras comparado con los métodos basados en los cálculos manuales. Las cargas térmicas casuales, se pueden programar en el tiempo, en lugar de usar valores promedio, además de que se pueden localizar en zonas específicas del edificio ya que usualmente estos modelos permiten dividir un edificio en zonas según los termostatos de los sistemas de control. En el caso de las cargas térmicas solares incluyendo aquellas debido a la radiación directa y la difusa, se pueden calcular para cada hora del día y para cada superficie. En el cálculo de las cargas térmicas

por conducción de calor a través de la envolvente del edificio se utilizan métodos más fidedignos. Estos toman en cuenta el almacenamiento de calor en el mismo material de la envolvente y la variación horaria de las temperaturas exteriores.

Por lo general, cuando se modela la transferencia de calor en edificaciones se supone que el edificio está compuesto de componentes planos de tal dimensión que los efectos de las orillas sean despreciables. Esta suposición permite que se consideren como sistemas unidimensionales, lo cual simplifica la modelación considerablemente.

La ecuación de Fourier para flujo unidimensional de calor es la base de las diferentes técnicas de modelación en edificaciones y existen una variedad de métodos de solución apropiados a las condiciones iniciales y de frontera [Clarke, 1985].

La Ecuación de transferencia de calor en una dimensión es la siguiente:

$$\frac{dt}{d\theta} = \alpha \frac{d^2t}{dx^2} + \frac{q}{\rho C} \quad (3.1)$$

donde:

- t = temperatura
- θ = tiempo
- α = difusividad térmica
- x = dimensión en el sentido del flujo de calor
- q = generación de calor por unidad de volumen
- ρ = densidad del material
- C = capacidad de calor específica

Dentro de los métodos más utilizados para la solución de esta ecuación podemos mencionar los métodos de diferencias finitas y los métodos basados en variaciones sinusoidales [Heard *et al.*, 1994].

3.1. Modelación en Power Doe

El programa de computación PowerDoe, es un moderno programa de simulación para realizar análisis de energía en edificaciones, el cual cuenta con una poderosa y accesible vinculación gráfica. Con él se puede predecir el uso y costo de energía para cada hora, proporcionando los datos del tipo de construcción, los climatológicos de la zona en la cual se encuentra la edificación y las características del equipo que se planea utilizar para el acondicionamiento de los espacios. Los

cálculos térmicos son realizados por el programa llamado DOE-2 (que no cuenta con la vinculación gráfica), el cual realiza una simulación dinámica hora por hora, durante todo un año (8760 horas). El método de solución empleado por el DOE-2 está basado en el concepto de función de transferencia, el cual emplea los factores de peso para los cálculos de cargas térmicas y temperaturas del aire en el espacio. Esta técnica, que fue introducida por Mitalas y Stephenson, es una entre varias que han sido utilizadas para el análisis de energía en edificaciones. Con este método se combinan los métodos simples como los cálculos en estado permanente que desprecian la capacidad de almacenar energía de la masa del edificio, y los métodos más complejos como los cálculos de balance de energía completos [Kerrisk, 1982].

Los factores de peso representan funciones de transferencia Z . La transformación Z es un método para resolver ecuaciones diferenciales con datos discretos. Se usan dos grupos de factores de peso: ganancia de calor y temperatura del aire. Los factores de peso de ganancia de calor representan funciones de transferencia que relacionan carga de enfriamiento del espacio con ganancias instantáneas de calor. Se calcula un conjunto de factores de peso para cada grupo de fuentes de calor que difieren significativamente en 1) las cantidades relativas de energía que aparecen como convección del aire contra radiación y 2) en la distribución de las intensidades de energía radiante sobre diferentes superficies.

Los factores de peso de la temperatura del aire representan una función de transferencia que relaciona temperatura del aire del cuarto con la carga de energía neta del mismo. Los factores de peso para una fuente de calor específica son determinados introduciendo un pulso unitario de energía desde la fuente hacia la red del cuarto. La red es un conjunto de ecuaciones que representa un balance de calor para el cuarto. En cada paso de tiempo (intervalos de una hora), incluyendo la introducción inicial el flujo de energía al aire del cuarto representa la cantidad de el pulso que se convierte en carga de enfriamiento. De esta manera puede generarse una secuencia larga de carga de enfriamiento a partir de la cual se calculan los factores de peso. Similarmente, un cambio en el pulso unitario en la temperatura del aire del cuarto puede ser usada para producir una secuencia de cargas de enfriamiento.

Para determinar la temperatura del aire y la tasa de extracción del calor de un cuarto o zona del edificio, para un conjunto dado de condiciones, se usa un proceso de dos pasos. Primeramente, se fija la temperatura del aire del cuarto en algún valor de referencia, (esta temperatura de referencia generalmente se selecciona como el promedio esperado de la temperatura del aire para el cuarto sobre el período de simulación). Las ganancias instantáneas de calor se calculan con base en esta temperatura constante. Se consideran varios tipos de ganancia de calor. Algunas, tales como la energía solar que entra a través de las ventanas o

energía de la iluminación, ocupantes, o equipo, son independientes de la temperatura de referencia, otras tales como la conducción a través de las paredes dependen directamente de la temperatura de referencia.

Para cada tipo de ganancia de calor instantáneo se calcula una carga sensible de enfriamiento del espacio para el cuarto, definida como la tasa a la cual la energía debe ser extraída o removida del cuarto para mantener el valor de la temperatura de referencia. La carga de enfriamiento generalmente difiere de las ganancias instantáneas de calor debido a que parte de la energía de las ganancias de calor se absorbe en las paredes o muebles y se almacena para su liberación posterior al aire. A una hora θ , el cálculo utiliza valores presentes y pasados de la ganancia de calor instantánea ($q_\theta, q_{\theta-1}$), valores posteriores de la carga de enfriamiento ($Q_{\theta-1}, Q_{\theta-2}, \dots$) y los factores de peso de la ganancia de calor ($v_0, v_1, v_2, \dots, w_1, w_2, \dots$) para los tipos de ganancia de calor bajo consideración. De esta manera, para cada tipo de ganancia de calor q_θ , la carga de enfriamiento Q_θ se calcula:

$$Q_\theta = v_0 q_\theta + v_1 q_{\theta-1} + \dots - w_1 Q_{\theta-1} - w_2 Q_{\theta-2} \dots$$

Los factores de peso de las ganancias de calor son un conjunto de parámetros que determinan cuantitativamente que tanto de la energía que entra a un cuarto se almacena y qué tan rápido la energía almacenada se libera en las horas posteriores. Matemáticamente, los factores de peso son parámetros en una función de transferencia Z , que relaciona la ganancia de calor a la carga de enfriamiento.

Estos factores de peso son diferentes para cada fuente de ganancia de calor debido a que las cantidades relativas de energía por radiación o convección que salen de varias fuentes son diferentes, y debido a que la distribución de la energía por radiación puede ser diferente. Después del primer paso, las cargas de enfriamiento que resultan de las diferentes fuentes de ganancia de calor se suman para dar una carga de enfriamiento total para el cuarto.

En el segundo paso, la carga de enfriamiento total se usa, junto con la información sobre el calentamiento, enfriamiento, ventilación, del sistema de aire acondicionado que se utiliza en el cuarto, y un conjunto de factores de peso de la temperatura del aire, para calcular la tasa de extracción de calor y la temperatura del aire actual. Las diferentes tasas de extracción de calor actual difiere de la carga de enfriamiento debido, a que en la práctica, la temperatura del aire puede variar del valor de referencia utilizado para calcular la carga de enfriamiento ó debido a las características del sistema de enfriamiento utilizado. La desviación de la temperatura del aire t_θ del valor de referencia a la hora θ , se calcula con:

$$t_{\theta} = \frac{1}{g_0} [(Q_{\theta} - ER_{\theta}) + P_1(Q_{\theta-1} - ER_{\theta-1}) + P_2(Q_{\theta-2} - ER_{\theta-2}) + \dots - g_1 t_{\theta-1} - g_2 t_{\theta-2} - \dots]$$

donde ER_{θ} es la tasa de energía removida del sistema de enfriamiento a la hora θ , y $g_0, g_1, g_2, \dots, P_1, P_2, \dots$ son los factores de peso de la temperatura del aire, los cuales contienen información acerca del cuarto, particularmente un acoplamiento térmico entre el aire y la capacidad de almacenamiento de los elementos masivos [ASHRAE, 1993].

Se consideran dos suposiciones generales con los factores de peso utilizados en DOE-2. La primera es que el proceso modelado puede ser representado por ecuaciones diferenciales lineales. Esta es necesaria porque las ganancias de calor de las diferentes fuentes son calculadas independientemente y posteriormente sumadas para obtener el resultado promedio. Por lo tanto los procesos no lineales como la convección natural y radiación deben ser aproximados linealmente. La segunda consideración es que las propiedades del sistema que influyen en los factores de peso son constantes (no están en función del tiempo ó la temperatura). Por lo cual, se requiere que las propiedades del sistema, como los coeficientes y la distribución de radiación incidente sobre las superficies, sean representados por valores promedios en el tiempo de interés [Kerrisk, 1982].

3.1.1. Método de cálculo

En general el programa, tiene cuatro principales subprogramas que son ejecutados en la siguiente secuencia: Procesador BDL, Loads, Hvac, Economics, los cuales con el resultado de salida de una, es la entrada de la siguiente.

El procesador BDL, por sus siglas en inglés (Building description Language) lee los datos de entrada que son suministrados y los transfiere a un formato de computadora. Además, calcula el flujo de calor en muros por el método de factores de respuesta y los factores de peso para la respuesta térmica de los espacios de la edificación.

Loads, el subprograma de cargas, calcula el calor sensible y latente de las cargas de calentamiento y enfriamiento horario para cada espacio designado por el usuario, asumiendo que cada espacio es mantenido a una temperatura constante especificada por el usuario. Loads, depende de los datos climatológicos, tiempo de uso por personas, iluminación y equipamiento, infiltración, transferencia de calor a través de muros, techos, ventanas, y a los efectos de sombreado de la edificación.

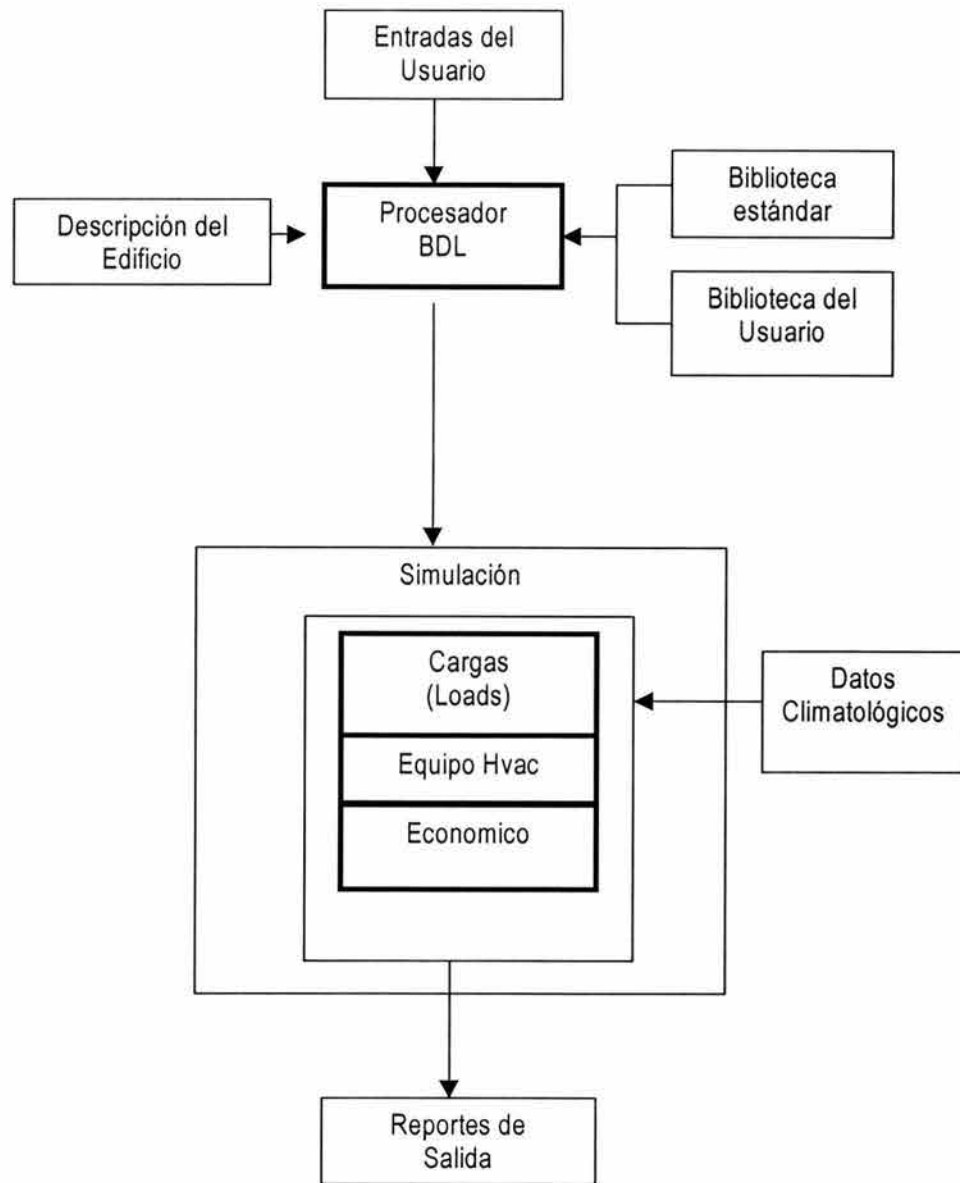


Figura 3.1. Diagrama de flujo del DOE-2 (Cuadros remarcados son subprogramas) [Birsadll *et al.*, 1998].

Hvac, este subprograma está dividido en un sistema secundario (Systems) y en un sistema primario (Plant). El sistema secundarios calcula el funcionamiento del equipo de acondicionamiento de aire utilizado (ventiladores, serpentín, ductos, etc.). Corrige las cargas de temperatura constante calculadas por Loads, tomando en consideración los requerimientos de aire exterior, las horas de operación del equipo, las estrategias de control, y la elección de diseño para el termostato. Las salidas de este sistema secundario, son los flujos de aire y las cargas en el serpentín.

El sistema primario, calcula el comportamiento de calentadores, enfriadores, torres de enfriamiento, tanques, etc. para satisfacer las cargas de enfriamiento y calentamiento del sistema secundario. Toma en cuenta las características del equipo para en orden calcular la demanda de electricidad y combustible de la edificación.

Económico (Econ), el subprograma de análisis económico calcula el costo de energía. Puede utilizarse también para realizar comparaciones de costo-beneficio en diferentes diseños de la edificación o diferentes edificaciones.

Validación, el programa DOE-2, ha sido validado realizando comparaciones entre sus resultados y mediciones realizadas a diferentes edificaciones, realizados por el Laboratorio Nacional de Lawrence Berkeley y el Laboratorio Nacional de Los Alamos. También se han publicado diversos artículos donde se realizan investigaciones en edificaciones utilizando este programa, algunos de ellos son: Gaudencio *et al.*, 2001, Hassid *et al.*, 2000, Al-Rabghi *et al.*, 1999, Sekhar y Jee, 1997, Sekhar, 1997.

Ante las opciones de simulación presentadas y la facilidad de operación del software, se eligió para realizar los análisis de la edificación de estudio. Lo que permitiría realizar además las comparaciones de funcionamiento para lograr las condiciones de confort en la ciudad de Villahermosa, Tabasco, mediante la utilización de diferentes sistemas de enfriamiento como son: el sistema de aire acondicionado normal, y un sistema que utiliza desecante.

3.2. Otros programas de modelación

Actualmente, existe una amplia gama de programas de modelación enfocados para el análisis de energía en edificaciones, así como de aspectos muy puntuales que intervienen en los análisis de energía. De tal forma que pueden ser divididos en los siguientes grupos: Simulación de energía, energías renovables, Cálculo de cargas y simulación para edificaciones de invernadero.

Este tipo de programas han sido desarrollados principalmente en países comúnmente llamados del primer mundo. Dentro de los que tienen mayores programas desarrollados son: Estados Unidos, Gran Bretaña, Alemania, Canadá y Suecia.

Se presenta un listado de algunos de los programas desarrollados para realizar los diferentes estudios de energía.

Programas de simulación de energía.			
1D-HAM	ECOTECT	HEAT2	RL5M
ADELINE	EE4 CBIP	HEED	SERIRES
AFT Mercury	EE4 CODE	Home Energy Saver	SIMBAD Building and HVAC Toolbox
AkWarm	EED	HOT2 XP	SLAB
APACHE	EN4M	HOT2000	SMILE
APACHE-HVAC	Energy Scheming	HOUSE	SMOG
ASEAM	Energy-10	IDA Indoor Climate and Energy	solacalc
AUDIT	EnergyGauge USA	LESOCOOL	SOLAR-5
BEACON	EnergyPlus	LESOSAI	SolArch
BLAST	EnergyPro	MarketManager	SPARK
BSim2000	ENERPASS	Microflo	SUNDAY
BuilderGuide	ENER-WIN	CFD,	System Analyzer
Building Design Advisor	ESP-r	Micropas6	TAS
BUS++	EZ Sim	NewQUICK	TRACE 700
CELLAR	EZDOE	Physibel	TRNSYS
COMFIE	FEDS	PVcad	tsbi3
DEROB-LTH	FLOVENT	REM/	VisualDOE
DesiCalc	FSEC 3.0	REM/Rate	
DOE-2	Gas Cooling Guide	Right-Suite Residential for Windows	
EA-QUIP	HAP	RIUSKA	

Tabla 3.1. Programas de simulación de energía

Este listado fue tomado de la base de datos en la página web del Departamento de Energía de los Estados Unidos. Donde se puede encontrar con más detalles y las direcciones electrónicas correspondientes a cada programa.

3.3. Subrutinas para análisis de exergía

Para completar el análisis de la edificación de estudio, además de la simulación en el programa PowerDoe, se estudia como influyen las condiciones de temperatura ambiente y humedad exterior para alcanzar las condiciones de temperatura y humedad de confort al interior de la edificación, suponiendo ésta como un sistema abierto. Se realiza un análisis exérgico para los diferentes rangos de temperatura y humedad relativa que se encuentran dentro del rango de confort que establece ASHRAE para condiciones de verano. Se utilizan como estado referencia las condiciones climáticas de todo un año de un clima cálido-húmedo como lo es la ciudad de Villahermosa, Tabasco, y como condiciones de salida las proporcionadas por la simulación de la edificación en PowerDoe.

Se plantea un estado de referencia variable para el cálculo exérgico ya que éste cambia conforme a la fluctuación horaria de la temperatura ambiente, mientras que en general para los análisis exérgicos el estado de referencia se mantiene constante, como se ha indicado en la revisión bibliográfica.

Los cálculos de exergía se realizan en una hoja de cálculo donde se programa la ecuación de exergía así como los datos de entrada y salida siguientes: temperatura ambiente, temperatura de entrada y salida, contenido de humedad para cada estado, calor específico del aire y del vapor de agua, constante universal del gas ideal, todos para cada hora del año (8760 horas).

Los resultados son analizados en los siguientes capítulos.

Capítulo 4.

Selección de edificación y componentes

En una primera parte de la investigación, se trabajó en la obtención, ordenamiento y análisis de los datos climatológicos de la región de estudio. Por lo cual en el presente capítulo se describe la metodología utilizada para ello, así como para el cálculo de las propiedades psicrométricas faltantes y necesarias para conformar el archivo de datos climatológico de entrada utilizado por el programa de simulación. Se describe además, la edificación de estudio.

4.1. Análisis climatológico y cálculo de propiedades psicrométricas de la zona de estudio

4.1.1. Archivo de datos climatológicos

En el diseño y análisis de edificaciones energéticamente eficientes es necesario un estudio climático adecuado de la zona de proyecto. La obtención de datos climatológicos, que se utilizan en la realización de simulaciones térmicas de la envolvente, se torna difícil debido a que en nuestro país son pocas las estaciones meteorológicas que obtienen datos horarios anuales. En esta subsección se muestra una metodología para la ordenación, análisis y cálculo de datos climatológicos así como son estimadas las propiedades psicrométricas del aire. Esto es necesario para completar un archivo de datos de entrada para el simulador de edificaciones PowerDoe. Los datos estudiados corresponden a los datos METAR (Reporte meteorológico horario para la Aviación) del año de 1998 de la ciudad de Villahermosa, Tabasco, y fueron proporcionados por el Sistema Meteorológico Nacional. El archivo de entrada contiene datos horarios de todo un año (8760 horas) para diferentes variables.

Los datos obtenidos se toman como base de datos climatológicos de la ciudad de Villahermosa, Tab., lugar de la zona de estudio. El sistema de unidades utilizado para el cálculo de los datos fue el sistema internacional (S.I.), y convertidos al sistema inglés, por así requerirlo el programa.

El cálculo de cargas y simulaciones de los diferentes sistemas de enfriamiento requieren datos del clima para cada hora que son almacenados en archivos de datos climatológicos (Weather files) en el programa DOE-2.1 E el cual es una versión anterior sin vinculación gráfica y que con la vinculación gráfica se denomina PowerDoe. Estos archivos son creados desde la fuente de datos horarios por un procesador de datos climatológicos denominado doewth del DOE-2.1 E.

VARIABLES CLIMATOLÓGICAS

Las variables climatológicas requeridas para la fuente de datos horarios son las siguientes:

- Temperatura de bulbo seco
- Temperatura de bulbo húmedo
- Presión atmosférica
- Velocidad del viento
- Dirección del viento
- Cantidad de nubes
- Tipo de nubes
- Humedad absoluta
- Densidad del aire
- Entalpía específica del aire
- Señal de lluvia
- Señal de nieve

En PowerDoe, se pueden tener dos tipos de archivos climatológicos: uno con datos solares horarios y otro sin datos solares, como fue el tipo de archivo usado para el presente trabajo. En el caso de los archivos sin datos solares el programa calcula los datos solares usando el modelo de ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) que toma la información sobre cantidades y tipo de nubes. Los archivos que contienen datos solares horarios deben presentar las siguientes variables:

- Radiación solar total horizontal
- Radiación solar directa normal

ARCHIVOS CLIMATOLÓGICOS EN ASCII

Para poder utilizar datos climatológicos de una computadora a otra utilizando el programa DOE-2, se tiene que correr un pequeño programa llamado WTHFMT, el cual lee un archivo binario que contiene datos climatológicos procesador por el DOE-2 y escribe otro archivo de salida en formato ASCII que contiene la misma información. El archivo ASCII puede ser entonces copiado a un disco flexible junto con un programa llamado FMTWTH, que invierte el proceso, es decir, lee el archivo en formato ASCII y crea un archivo binario compatible con programa DOE-2.

El archivo de datos climatológicos obtenido de la ciudad de Villahermosa, Tabasco, se hizo compatible con el programa DOE-2, mediante la utilización de éstos programas.

Los archivos de datos del SMN contienen información acerca del mes, día, hora, dirección e intensidad del viento, fenómenos, cielo, temperaturas ambiente y de rocío, altímetro (presión atmosférica) y nubes. Aunque los datos son horarios, presentaron gran cantidad de espacios faltantes, los cuales se tuvieron que completar con determinados criterios de aproximación, que se explican más adelante, para poder completar los 8760 datos correspondientes a las 24 horas de los 365 días del año, para cada concepto necesario. La figura 1 muestra el diagrama de flujo que se siguió hasta obtener el archivo de datos que se utilizará en el software PowerDoe.

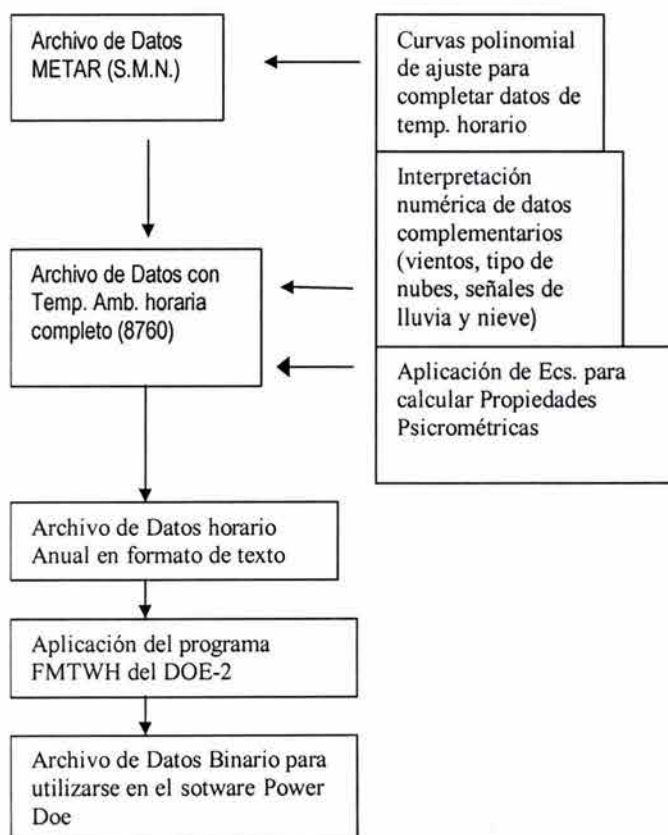


Figura 4.1.1. Diagrama de Flujo para obtener archivo de Datos.

CÁLCULO DE DATOS
Temperaturas de bulbo seco y punto de rocío

El primer concepto que se utilizó para el cálculo de datos fue la temperatura de bulbo seco, la cual como se mencionó anteriormente contenía datos faltantes desde intervalos de una hora al día hasta un máximo de 13 días. Este faltante máximo correspondió al mes de diciembre, por lo cual para completar estos datos se optó por insertar los datos medidos los últimos 7 días de diciembre y los primeros 6 días de enero. Para los intervalos de horas faltantes, se completaron mediante ecuaciones polinómicas de tercer grado, para ajustar las diferentes variaciones de temperatura. Esta ecuación polinomial calcula el número mínimo de cuadrados que encajan utilizando la siguiente ecuación:

$$y = b + c_1x + c_2x^2 + c_3x^3 \quad (4.1)$$

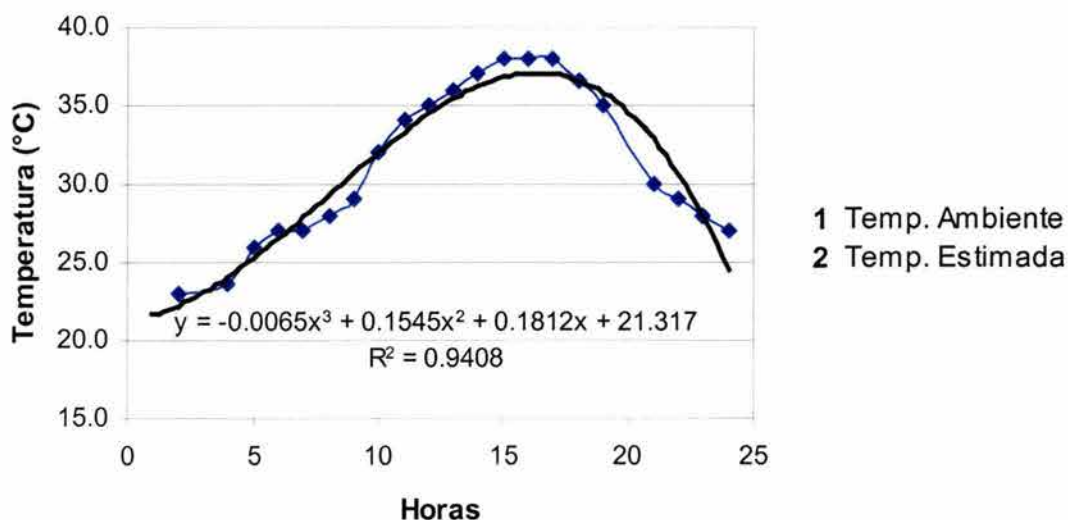


Figura 4.1.2. Gráfica de línea de tendencia de Temperatura

donde b y $c_1...c_3$ son constantes que dependen de la temperatura máxima y mínima ocurrida durante el día, x son las horas y y es la temperatura calculada. De esta forma se utilizaron diferentes ecuaciones en función de la temperatura máxima presentada durante el día, para los datos faltantes.

Este criterio de aproximación se utilizó tanto para completar los datos de temperatura de bulbo seco, como para los de temperatura de punto de rocío.

Para el cálculo de algunas propiedades psicrométricas se utilizaron las ecuaciones presentadas en la siguiente referencia: I.H.V.E., 1969, Working group 6, Psychrometric data, paper 3., las cuales fueron utilizadas para un rango de temperatura de bulbo seco desde -10°C hasta 60°C , y para presiones barométricas desde 950 mbar hasta 1050 mbar.

Presión atmosférica

Este concepto fue proporcionado dentro del archivo de datos METAR, y viene dado en pulgadas de mercurio. Los valores no varían demasiado entre sí, por lo que se utilizó el criterio de tomar el último dato antes de los espacios vacíos para completar los datos faltantes, en espacios de 1 hasta 6 datos, y para los mayores de 6 se tomó en consideración tomar la mitad de datos antes y la mitad de datos después de los espacios vacíos, para así obtener los 8760 datos requeridos.

Temperatura de bulbo húmedo (Tbh)

Para cualquier estado del aire húmedo, existe una temperatura t^* a la cual un líquido o sólido evapora agua en el aire para llevarlo a la saturación exactamente a la misma temperatura y presión.

En el proceso de saturación adiabática, una mezcla de gases no-saturados entra por un canal de flujo estacionario con una temperatura de bulbo seco T_1 y una humedad relativa que es menor que el 100%. Si el canal es lo suficientemente largo y contiene agua, la mezcla recogerá humedad adicional a su paso por el canal, y abandonará el dispositivo como una mezcla saturada a la temperatura T_2 . Es costumbre que el dispositivo esté aislado, por lo que la temperatura final alcanzada por la mezcla cuando está completamente saturada se conoce como temperatura de saturación adiabática. Esta temperatura es siempre menor que la temperatura de bulbo seco T_1 , ya que la evaporación de agua en la mezcla requiere energía, la cual viene tanto de la mezcla del aire que cruza el canal como del agua líquida que se halla en éste. En consecuencia, la mezcla de gas se enfría al irse saturando. Se añade un flujo estacionario de agua líquida a la temperatura T_2 para compensar la evaporación de agua en la corriente de gas.

El proceso para la mezcla se indica mediante la línea a trazos que va del estado 1 al estado 2 en la figura. La temperatura en el estado 3 es la temperatura de rocío para la mezcla, y es menor que la temperatura de bulbo seco inicial y que la temperatura de saturación adiabática.

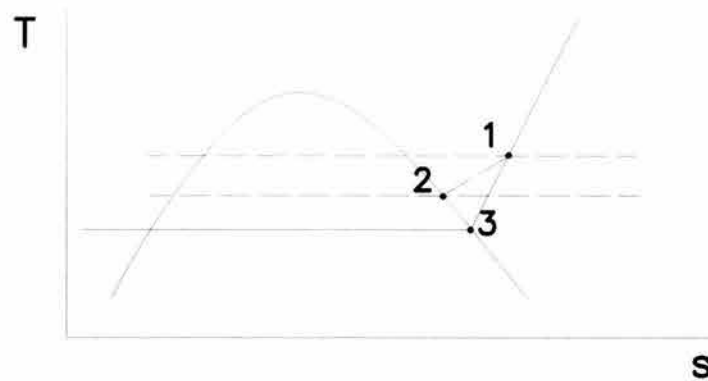


Figura 4.1.3. Diagrama TS del proceso de saturación adiabática.

En el proceso a presión constante, el contenido de humedad es incrementado desde un valor inicial W hasta un valor W_s^* correspondiente a la saturación a la temperatura t^* ; la entalpía se incrementa desde un valor h inicial hasta un h_s^* , correspondiente a la saturación a la temperatura t^* ; la masa de agua adicionada por unidad de masa aire seco es $(W_s^* - W)$, lo cual adicionado a la energía del aire húmedo se tiene $(W_s^* - W)hw^*$, donde hw^* es la entalpía específica del agua adicionada a la temperatura t^* . Por eso, si el proceso es estrictamente adiabático, la conservación de entalpía a presión constante según ASHRAE es:

$$h + (W_s^* - W)hw^* = h_s^* \quad (4.2)$$

Las propiedades W_s^* , hw^* , y h_s^* son funciones únicamente de la temperatura t^* para un valor fijo de presión. El valor de t^* , que satisface la ecuación para valores dados de h , W y p , es la temperatura de bulbo húmedo.

Resolviendo la ecuación para el contenido de humedad ASHRAE menciona la siguiente ecuación:

$$W = \frac{(2501 - 2.381t^*)W_s^* - 1(t - t^*)}{2501 + 1.86t - 4.186t^*} \quad (4.3)$$

donde t y t^* están en $^{\circ}\text{C}$.

Para resolver W_s^* se utiliza la siguiente ecuación:

$$W_s^* = 0.62198 \frac{p_{ws}^*}{p_{atm} - p_{ws}^*} \quad (4.4)$$

donde p_{ws}^* es la presión de saturación del vapor de agua en ausencia de aire seco a la temperatura t^* dada.

Para el cálculo de la temperatura de bulbo húmedo se utilizaron las ecuaciones (4.2 y 4.3), y la tabla de propiedades del aire, mediante el algoritmo que se anexa en el apéndice 1 resuelto en el programa Mathcad 2000.

Contenido de humedad (g) kg/kg

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$g = \frac{\mu \times g_{ss}}{100} \quad (4.5)$$

donde g_{ss} es el contenido de humedad a saturación a la misma temperatura de bulbo seco, y está dada por la siguiente ecuación:

$$g_{ss} = \frac{0.62197 \times f_s \times P_{ss}}{P_{atm} - (f_s \times P_{ss})} \quad (4.6)$$

donde $P_{ss} = p_{ws}^*$, y es obtenida mediante la ecuación (4.4), y f_s es un coeficiente el cual está en función de la temperatura absoluta y la presión atmosférica. Se dan los siguientes valores para f_s en función de la temperatura de bulbo seco en °C:

Si:

$t < 11^\circ\text{C}$ entonces	$f_s = -0.0000073 t + 1.00444$
$11^\circ\text{C} \leq t < 26^\circ\text{C}$	$f_s = +0.0000132 t + 1.004205$
$26^\circ\text{C} \leq t < 60^\circ\text{C}$	$f_s = +0.0000405 t + 1.003497$

y donde:

$$\mu = \frac{100 \cdot P_s (P_{atm} - P_{ss})}{P_{ss} (P_{atm} - P_s)} \quad (4.7)$$

Entalpía específica (h) kJ/kg

La entalpía específica de la mezcla h está calculada por la siguiente ecuación:

$$h = h_a + g \cdot h_g \quad (4.8)$$

donde h_a es la entalpía específica del aire seco, h_g es la entalpía específica del vapor de agua, g es el contenido de humedad calculado en la ecuación (4.5).

Los valores para h_a , entalpía específica del aire seco fueron tomadas bajo estas condiciones:

si	$0^{\circ}\text{C} \leq t \leq 20^{\circ}\text{C}$	entonces	$h_a = 1.00597 t$
	$20^{\circ}\text{C} \leq t \leq 30^{\circ}\text{C}$		$h_a = 1.0062 t - 0.0045$
	$30^{\circ}\text{C} \leq t \leq 40^{\circ}\text{C}$		$h_a = 1.00676 t - 0.0213$
	$40^{\circ}\text{C} \leq t \leq 50^{\circ}\text{C}$		$h_a = 1.00707 t - 0.0337$

Los valores para h_g , entalpía específica del vapor de agua fueron tomadas bajo estas condiciones:

si	$10^{\circ}\text{C} < t \leq 20^{\circ}\text{C}$	entonces	$h_g = 2519.32 + 1.83 (t - 10)$
	$20^{\circ}\text{C} < t \leq 30^{\circ}\text{C}$		$h_g = 2537.62 + 1.82 (t - 20)$
	$30^{\circ}\text{C} < t \leq 40^{\circ}\text{C}$		$h_g = 2555.82 + 1.80 (t - 30)$
	$40^{\circ}\text{C} < t \leq 50^{\circ}\text{C}$		$h_g = 2573.82 + 1.77 (t - 40)$

Densidad del aire ρ (kg/m³)

La densidad se define como la masa por unidad de volumen, siendo el recíproco del volumen específico. Como tal, éste dato se obtuvo de las tablas de propiedades psicrométricas del aire húmedo y la temperatura de punto de rocío. Se realizó una gráfica del volumen específico en función de la temperatura, y se le ajustó una ecuación polinómica a la línea de tendencia, con la cual se calcularon los datos. La ecuación de tendencia fue la siguiente:

$$v = 1 \times 10^{-06} \cdot t_{pr}^3 - 3 \times 10^{-05} \cdot t_{pr}^2 + 0.0037 \cdot t_{pr} + 0.7734 \quad (4.9)$$

donde t_{pr} es la temperatura de punto de rocío.-

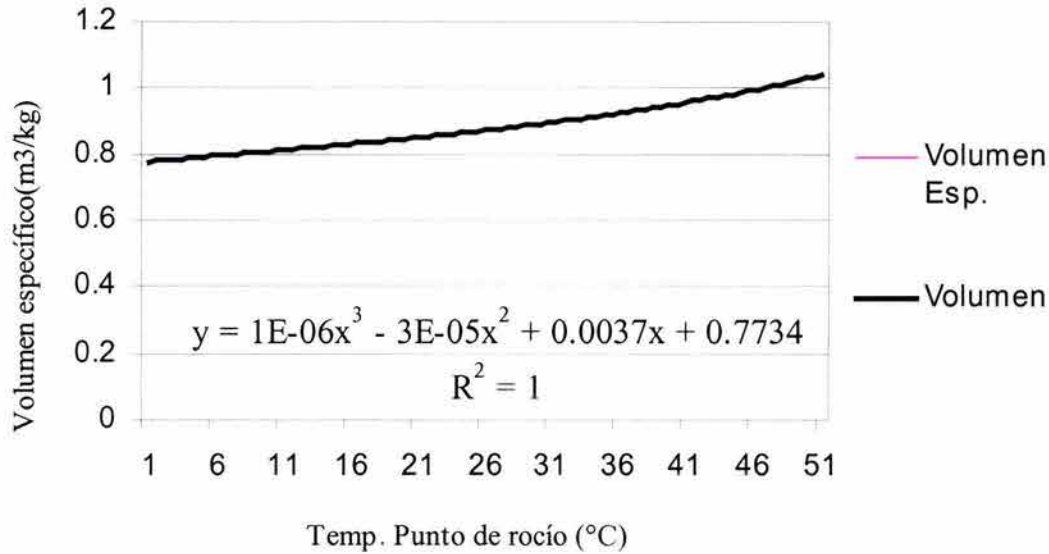


Figura 4.1.4. Gráfica de línea de tendencia del Volumen específico

De los datos resultantes se obtuvo el inverso del volumen específico que corresponde al valor buscado para la densidad $\rho=1/v$.

Dirección del viento

En los datos proporcionados por el SMN la dirección del viento viene dada en grados. Para uso con el DOE2 deben codificarse de 0 a 15 intervalos, correspondiendo por ejemplo: 0=N,1=NNE, hasta 15. Para lo cual los datos se completaron cumpliendo las condiciones siguientes:

si:	0°	< dviento	≤24°	entonces	dviento = 1,
	24°	< dviento	≤48°		dviento = 2,
	48°	< dviento	≤72°		dviento = 3,
	72°	< dviento	≤96°		dviento = 4,
	96°	< dviento	≤120°		dviento = 5,
	120°	< dviento	≤144°		dviento = 6,
	144°	< dviento	≤168°		dviento = 7,
	168°	< dviento	≤192°		dviento = 8,
	192°	< dviento	≤216°		dviento = 9,
	216°	< dviento	≤240°		dviento = 10,
	240°	< dviento	≤264°		dviento = 11,
	264°	< dviento	≤288°		dviento = 12,
	288°	< dviento	≤312°		dviento = 13,
	312°	< dviento	≤336°		dviento = 14,
	336°	< dviento	≤360°		dviento = 15.

Cantidad de nubes

Dentro de los datos METAR existe una simbología específica para dar información sobre éste concepto, el SMN proporcionó la información mediante la siguiente simbología: despejado, algunos, medio nublado, nublado y cerrado. Pero esas palabras tienen un valor numérico. Para nuestro caso en particular, el valor numérico debe de estar dado desde 0 hasta 10, las referencias obtenidas para cuantificar las palabras vienen dadas en octavos, por lo cual se realizó la equivalencia a décimos, quedando de la siguiente manera:

DESPEJADO	0
ALGUNOS	2
MEDIONUBLADO	5
NUBLADO	8
CERRADO	10

Para completar los datos faltantes de viento y nubes, se optó por el criterio de tomar el último dato medido en los intervalos de una hasta tres horas faltantes, y en los intervalos más grandes se completaron con mitad de los últimos días del mismo mes y los primeros del siguiente mes.

Tipos de nubes

Dentro de los datos METAR existe una simbología específica para dar información sobre éste concepto, a los cuales le corresponde un valor numérico que es el que se utiliza para el archivo de entradas.

Ac:	Alto cumulus	2
ACC:	Alto cumulus Castellanus	2
As:	Alto stratus	2
Cb:	Cumulonimbus	2
CBMAM:	Cumulonimbus Mammatus	2
Cc:	Cirrocumulus	2
Ci:	Cirrus	0
Cs:	Cirrostratus	0
Cu:	Cumulus	2
Ns:	Nimbostratus	2
Sc:	Stratocumulus	1
St:	Stratus	2
TCU:	Towering Cumulus	2

Señales de lluvia y nieve

El archivo de datos METAR viene con una columna que se denomina: Fenómenos, en dicha columna se especifica si existe lluvia, llovizna, niebla, ó algún otro tipo de fenómeno climatológico como podría ser nevadas. Para el código numérico que tiene que llevar el archivo de entrada, sólo se ocupan dos tipos diferentes:

- 0 Si no existen señales de lluvia ó nieve
- 1 Si existen señales de lluvia ó nieve

Gráficas comparativas

Se realizaron gráficas de temperatura de bulbo húmedo, punto de rocío y ambiente comparadas con las temperaturas límite del rango de confort, 22.5°C y 27°C.

En la gráfica 4.1.5. de temperaturas mínimas mensuales, se puede observar que las variaciones en las temperaturas mínimas se encuentran por debajo del límite inferior del rango de confort, excepto en el mes de septiembre en el que la temperatura ambiente, sobre pasa los 22.5°C. La gráfica 4.1.6. muestra las temperaturas medias, donde se aprecia que sólo los meses más frescos del año, de octubre a marzo, la temperatura ambiente se encuentra dentro del rango de confort. Mientras que en la figura 4.1.7., que corresponde a las temperaturas máximas, en ningún mes del año la temperatura ambiente se encuentra dentro de este rango.

Las figuras 4.1.8-4.1.10., muestran el comportamiento del promedio mensual de la humedad relativa, comparada con los límites correspondiente al rango de confort, que se establecen entre 30%-70%. La humedad relativa mínima, excepto por el mes de mayo que es uno de los meses más secos, se encuentra dentro del rango de confort, sin embargo, la humedad relativa media sólo durante los meses de abril a junio, se mantiene dentro del rango de confort, y por último la humedad relativa máxima, durante casi todo el año está por encima del 95%, bastante alejada del rango de confort.

Temperaturas Mínimas

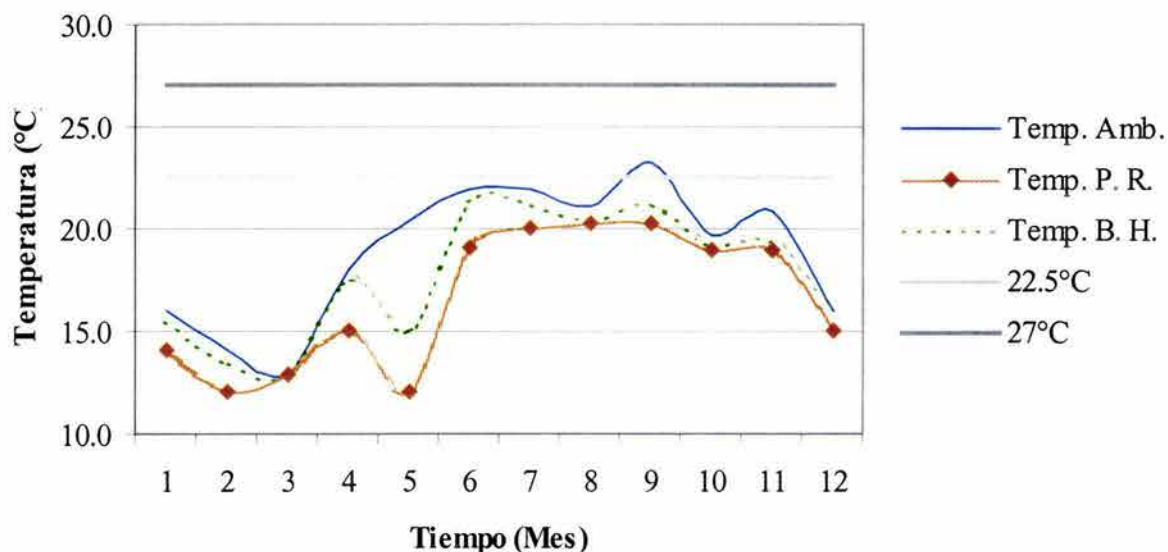


Figura 4.1.5. Gráfica de temperaturas mínimas promedio mensual

Temperaturas Medias

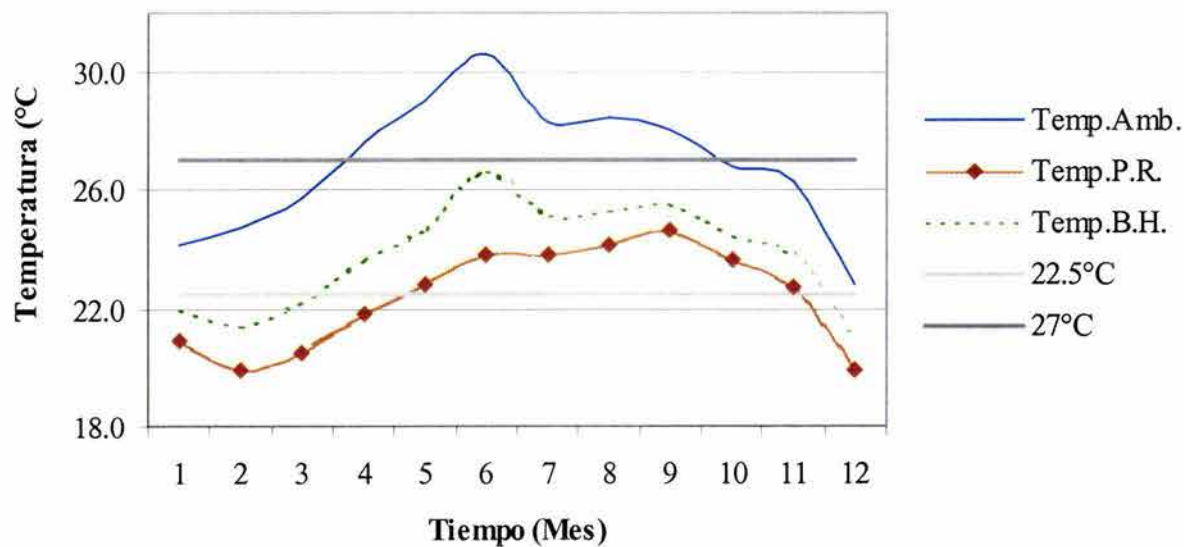


Figura 4.1.6. Gráfica de temperaturas medias promedio mensual

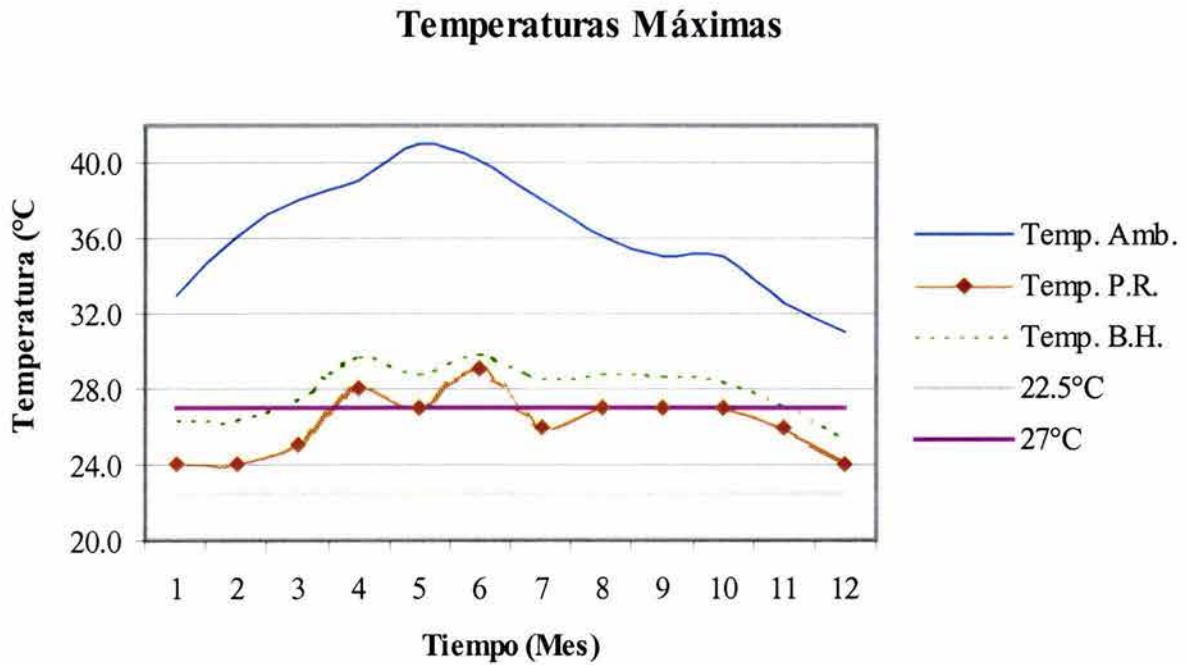


Figura 4.1.7. Gráfica de temperaturas máximas promedio mensual

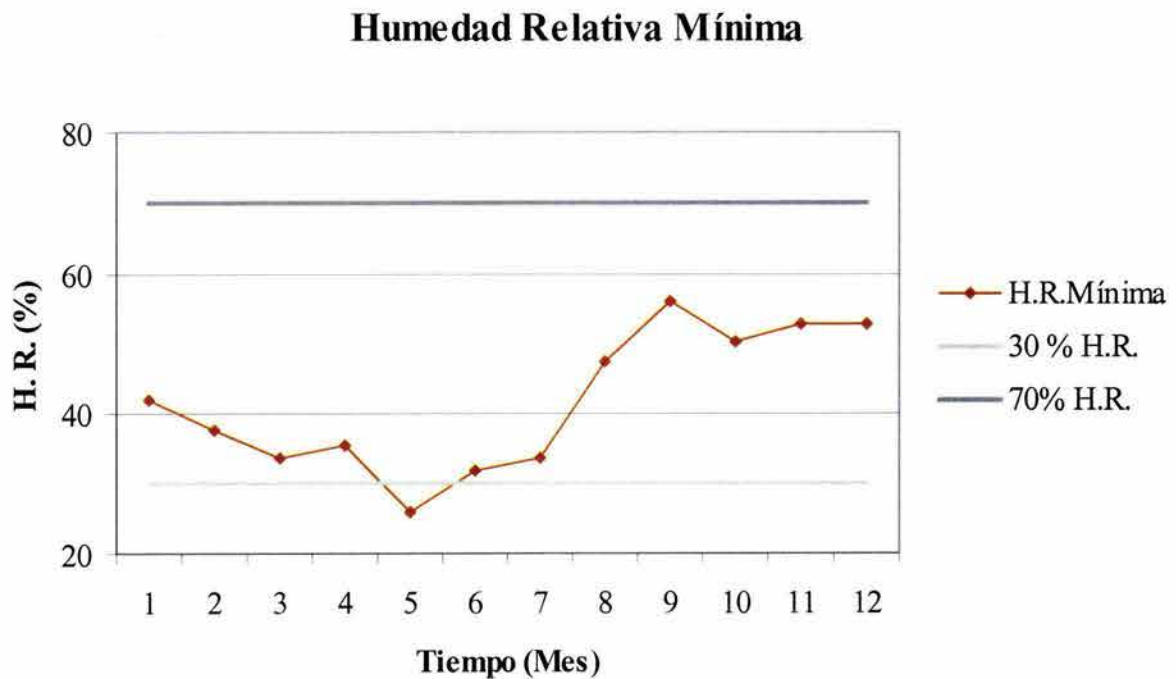


Figura 4.1.8. Gráfica de humedad relativa mínima promedio mensual

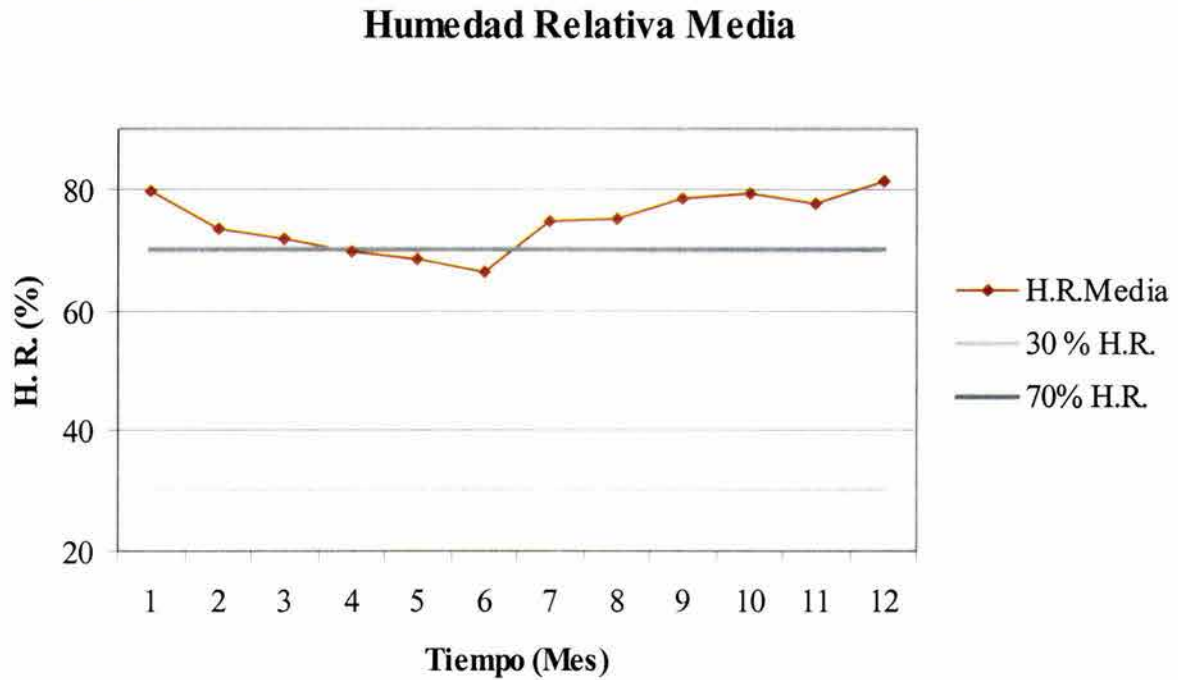


Figura 4.1.9. Gráfica de humedad relativa media promedio mensual

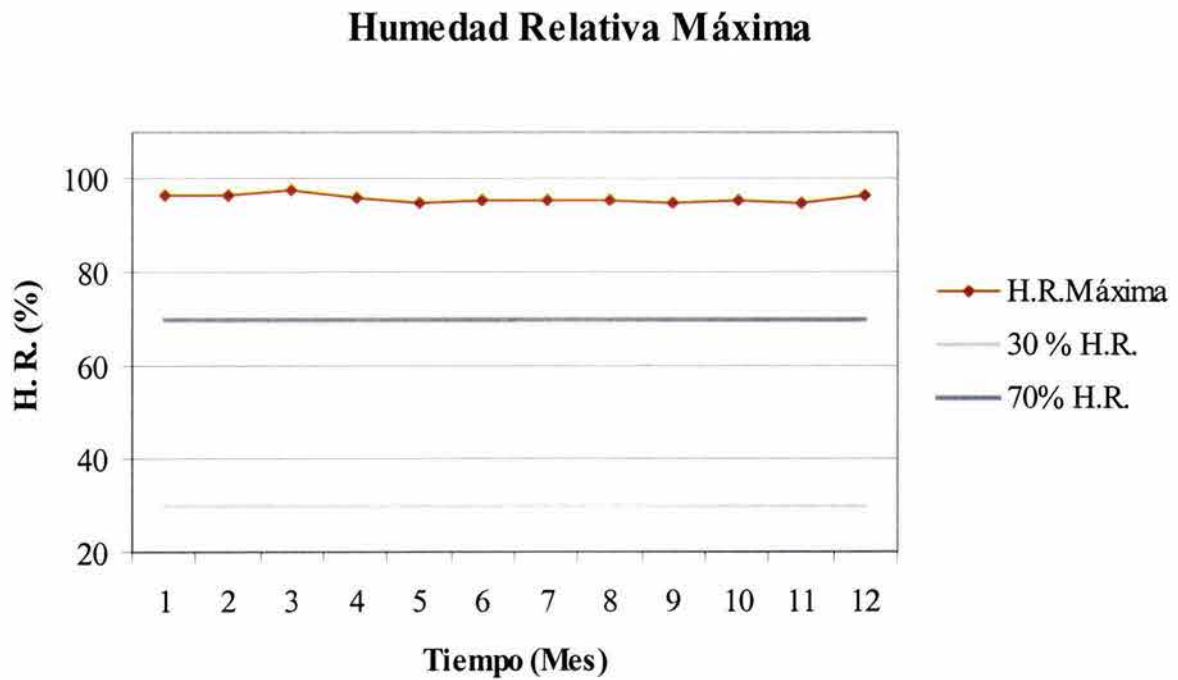


Figura 4.1.10. Gráfica de humedad relativa máxima promedio mensual

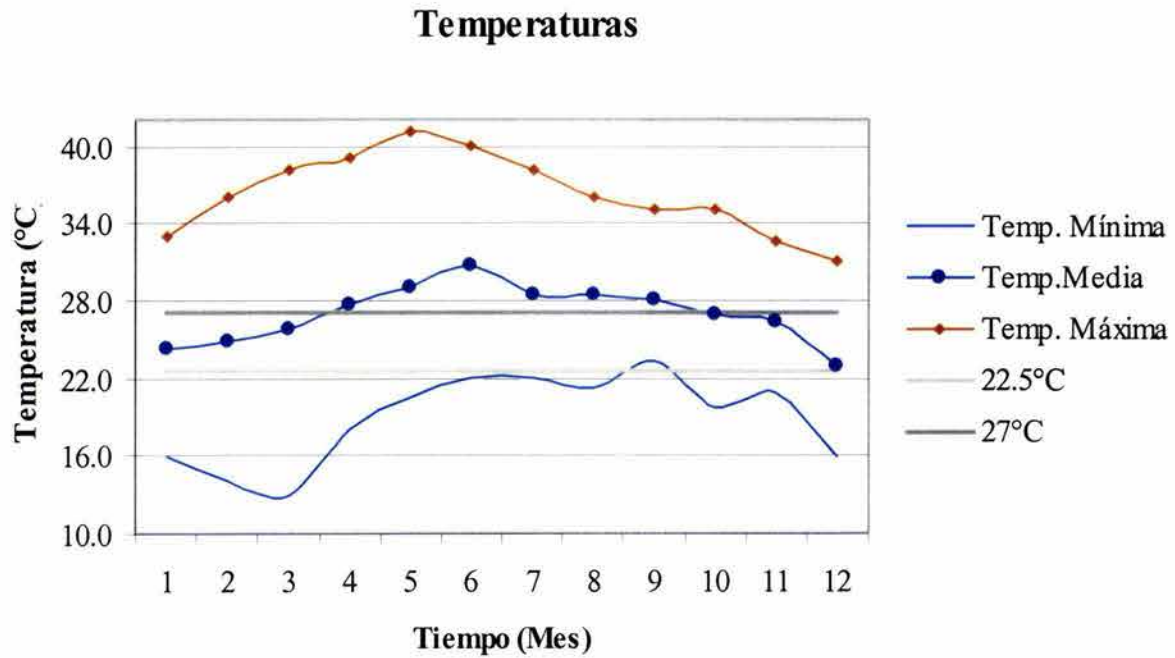


Figura 4.1.11. Gráfica de confort (temperaturas)

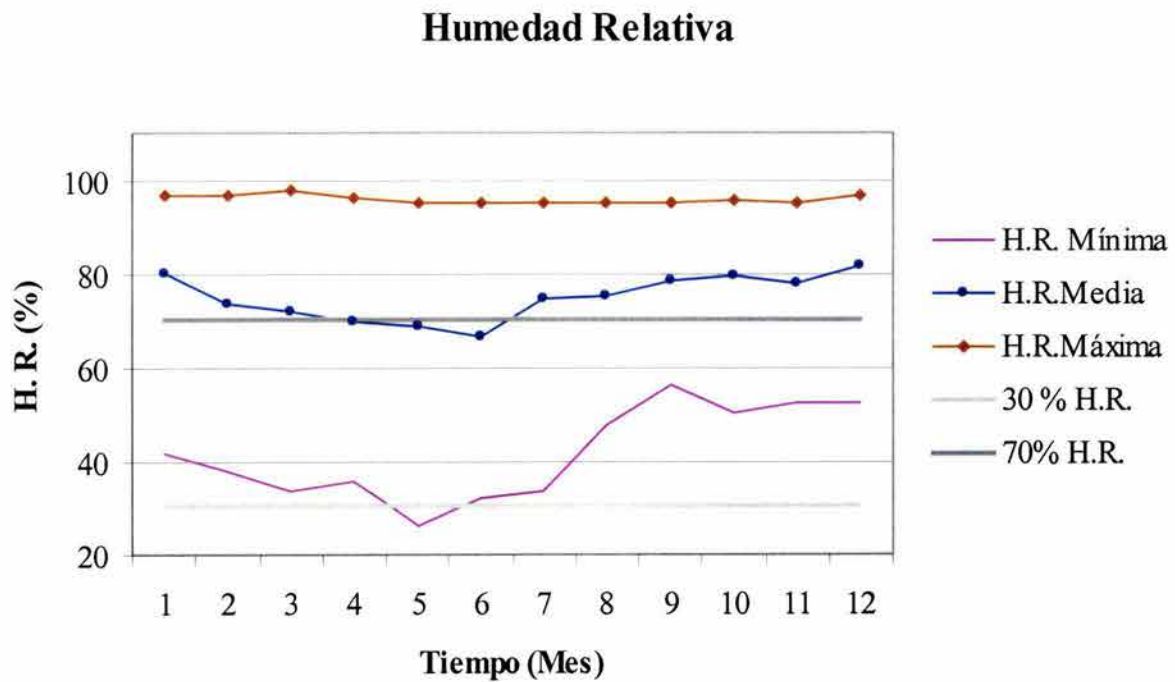


Figura 4.1.12. Gráfica de confort (humedad relativa)

4.2. Descripción del proyecto arquitectónico

El sistema considerado es una edificación (Centro de salud) tipo de consulta externa, utilizada en toda la Región independientemente de las condiciones climáticas particulares. Tiene una superficie de 729 m², de forma rectangular con diversos espacios que funcionan como consultorios distribuidos en dos alas, con la sala de espera entre ellas y el acceso al centro, como se muestra en la figura 4.2.1. El procedimiento constructivo es: muros de tabique rojo, losa inclinada de concreto armado, firme de concreto simple con losetas de cerámica y acabados en muros y plafond con aplanados de mortero cemento-arena y pintura.

Dado el uso de estas edificaciones la calidad del aire al interior juega un papel importante, la ventilación recomendada por usuario es de 7×10^{-3} a 12×10^{-3} m³s⁻¹ (Clifford, 1984). Actualmente para acondicionar el aire interior de muchos Centros de Salud se ocupan sistemas unitarios de aire acondicionado con un alto consumo de energía eléctrica.

4.2.1. Especificaciones técnicas

Las especificaciones técnicas de construcción de la edificación son las siguientes:

Muros de tabique de 15 cm de espesor asentado con mortero cemento.

Losa maciza de concreto armado de 10 cm de espesor.

Castillos de concreto armado.

Firme de concreto simple de 10 cm de espesor.

Aplanado en muros con mortero cemento arena, acabado con cepillo de madera.

Pintura vinílica en muros y lambrines de azulejo.

Plafond de mortero cemento cal, acabado con cepillo de madera.

Pintura vinílica en plafond.

Entortado de mortero cemento arena en techo y recubierto con impermeabilizante rojo.

Banquetas de concreto simple de 10 cm de espesor.

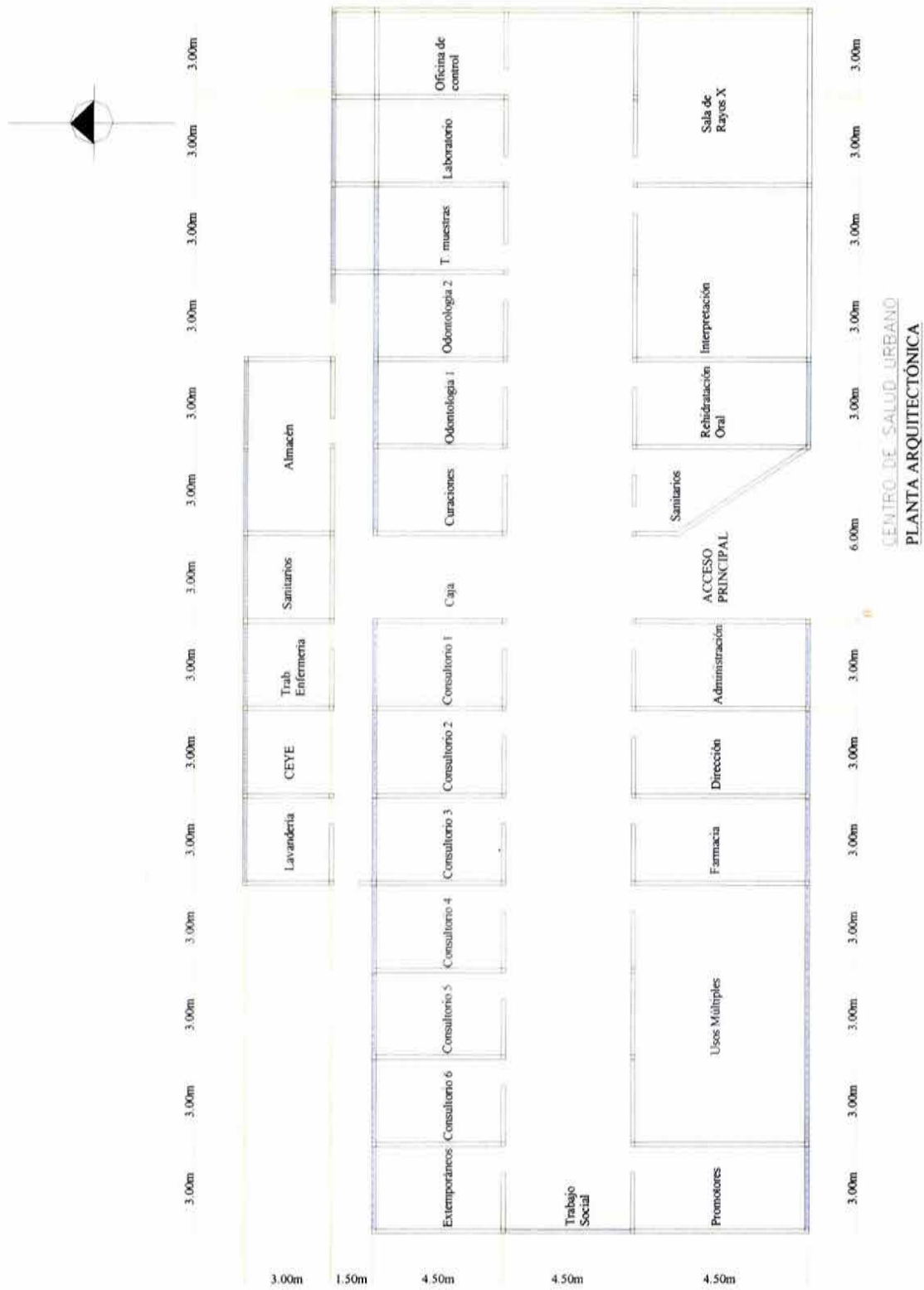


Figura 4.2.1. Planta arquitectónica de la edificación de estudio

4.2.2. Fachadas

La altura en fachadas es de 2.70 m en el punto más bajo y 4.10 m en el punto más alto, representada en la figura 4.2.2.

Las losas son de dos aguas, viniendo el punto más alto del pasillo central hacia el acceso principal y la fachada trasera.

El pasillo central es de losa plana con una altura de 2.50 m.

Las ventanas son de aluminio y vidrio común de 3 mm de espesor.

El equipo de acondicionamiento de aire son equipos individuales de ventana.

El terreno a su alrededor está rodeado de pasto y andadores de concreto simple.

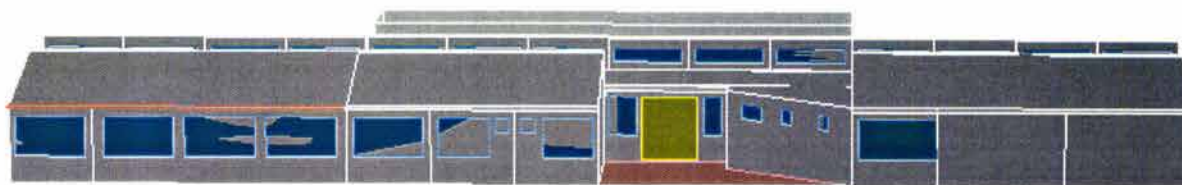


Figura 4.2.2. Fachada principal de la edificación

4.2.3. Propiedades de los materiales utilizados en la construcción original

Las propiedades físicas de los materiales con los que se encuentra construida la edificación son los siguientes:

Material	Descripción	Espesor	Conductividad	Densidad	Calor Esp.	Resistencia
		ft(m)	Btu/hr-ft ² -F (W/m-K)	lb/ft ³ (kg/m ³)	Btu/lb-F (kJ/kg-K)	hr-ft ² -F/Btu (K-m ² /W)
PISO						
Suelo	12in(30.5cm)	1.0000(0.3048)	1.0000(1.729)	115.0(1842)	0.2(837)	1.000(0.176)
Concreto ligero	4in (10.2cm)	0.3333(0.1016)	0.2083(0.360)	80.0(1282)	0.2(837)	1.60(0.282)
Loseta de terrazo	1 in(2.5cm)	0.0833(0.0254)	1.0416(1.802)	140.0(2243)	0.2(837)	0.08(0.014)

MUROS						
Mortero de cemento	1 in(2.5cm)	0.0833(0.0254)	0.4167(0.721)	116.0(1858)	0.2(837)	0.20(0.035)
Tabique rojo	4 in(10.1cm)	0.3333(0.1016)	0.4167(0.721)	120.0(1922)	0.2(837)	0.80(0.141)
Mortero de cemento	1 in(2.5cm)	0.0833(0.0254)	0.4167(0.721)	116.0(1858)	0.2(837)	0.20(0.035)
TECHO						
Acabado final	1/2in(1.3cm)	0.0417(0.0127)	0.2400(0.415)	78.0(1249)	0.26(1088)	0.17(0.031)
Mortero de cemento	1 in(2.5cm)	0.0833(0.0254)	0.4167(0.721)	116.0(1858)	0.2(837)	0.20(0.035)
Concreto reforzado	4 in(10.2cm)	0.3333(0.1016)	1.0000(1.730)	140.0(2243)	0.2(837)	0.33(0.059)
Mortero de cemento	1 in(2.5cm)	0.0833(0.0254)	0.4167(0.721)	116.0(1858)	0.2(837)	0.20(0.035)

Tabla 4.2.1. Propiedades de los materiales (edificio actual).

Valores tomados del Chapter 26, 1993, ASHRAE Handbook of Fundamentals.

4.2.4. Propiedades de los materiales utilizados en la construcción propuesta.

Se propone realizar un cambio en muros y techos, por los materiales siguientes:

Material	Descripción	Espesor	Conductividad	Densidad	Calor Esp.	Resistencia
		ft(m)	Btu/hr-ft ² -F (W/m-K)	lb/ft ³ (kg/m ³)	Btu/lb-F (kJ/kg-K)	hr-ft ² -F/Btu (K-m ² /W)
PISO						
Suelo	12in(30.5cm)	1.0000(0.3048)	1.0000(1.729)	115.0(1842)	0.2(837)	1.000(0.176)
Concreto ligero	4in (10.2cm)	0.3333(0.1016)	0.2083(0.360)	80.0(1282)	0.2(837)	1.60(0.282)
Loseta de terrazo	1 in(2.5cm)	0.0833(0.0254)	1.0416(1.802)	140.0(2243)	0.2(837)	0.08(0.014)
MUROS						
Mortero de cemento	1 in(2.5cm)	0.0833(0.0254)	0.4167(0.721)	116.0(1858)	0.2(837)	0.20(0.035)
Tabique rojo	4 in(10.1cm)	0.3333(0.1016)	0.4167(0.721)	120.0(1922)	0.2(837)	0.80(0.141)
Espacio de aire	1 in (2.5cm)	0.0833(0.0254)				0.89(0.156)

Mortero de cemento	1 in(2.5cm)	0.0833(0.0254)	0.4167(0.721)	116.0(1858)	0.2(837)	0.20(0.035)
TECHO						
Acabado final	1/2in(1.3cm)	0.0417(0.0127)	0.2400(0.415)	78.0(1249)	0.26(1088)	0.17(0.031)
Mortero de cemento	1 in(2.5cm)	0.0833(0.0254)	0.4167(0.721)	116.0(1858)	0.2(837)	0.20(0.035)
Concreto reforzado	4 in(10.2cm)	0.3333(0.1016)	1.0000(1.730)	140.0(2243)	0.2(837)	0.33(0.059)
Poliuretano bloque	4 in(10.2cm)	0.3333(0.1016)	0.0133(0.023)	1.5(24)	0.38(1590)	25.06(4.416)
Mortero de cemento	1 in(2.5cm)	0.0833(0.0254)	0.4167(0.721)	116.0(1858)	0.2(837)	0.20(0.035)

Tabla 4.2.2. Propiedades de los materiales (edificio propuesto).

Capítulo 5.

Resultados y Discusión

En el presente apartado se muestran los resultados obtenidos en la simulación de la edificación bajo diferentes condiciones. En una primera parte se simula el edificio bajo las características reales de construcción, posteriormente, se realiza la simulación del mismo, cambiando ciertos aspectos constructivos tanto en muros como en techos. En esta primera parte, la construcción se supone que no utiliza ningún sistema de acondicionamiento de aire. Por lo que el objetivo es mostrar que tanto puede disminuirse la carga de enfriamiento simplemente realizando ciertos cambios constructivos.

En la segunda parte, se realizó la simulación de la edificación con las características de construcción propuesta utilizando diferentes sistemas de enfriamiento de aire, un equipo de aire acondicionado tradicional (PSZ), otro que fue el mismo sistema de enfriamiento pero mejorado con una unidad deshumidificadora y un tercero que fue un sistema de enfriamiento que utiliza una rueda desecante dentro de sus componentes. De los datos de temperatura, humedad relativa, cargas sensibles y latentes resultantes al interior de la edificación, se realizaron los correspondientes análisis exérgicos y se presentan gráficamente los resultados obtenidos.

5.1. La edificación en PowerDoe

El software PowerDoe, maneja la descripción de las edificaciones mediante un sistema ordenado. El elemento principal corresponde a un espacio, que a su vez es parte de un piso o planta. Dentro de los espacios se tienen muros exteriores, muros interiores y estos a su vez contienen ventanas y puertas, también se encuentran los correspondientes techos, pisos, plafones (falsos plafones), etc.

Los espacios son los lugares correspondientes a las zonas de acondicionamiento de aire de la edificación, por lo cual para modelar el proyecto dentro del programa, se realizó el siguiente planteamiento, a la edificación se le divide en tres espacios: oeste, central y este. Al espacio oeste le corresponden parte de la sala de espera así como la sala de usos múltiples y tiene una superficie de 180 m², en el espacio central se encuentran ubicados la entrada principal, cinco consultorios, farmacia, oficinas, almacén, sanitarios y áreas de servicio, cuenta con un área de 314 m², en el espacio este se encuentran el laboratorio, sala de rayos x, oficina, consultorio y sala de espera, con una superficie de 198 m².

En las figuras 5.1.1.-5.1.4. se muestran la planta dibujada en los tres espacios: oeste, central y este, así como perspectivas de la edificación completa con muros interiores y exteriores, ventanas, puertas y techo.

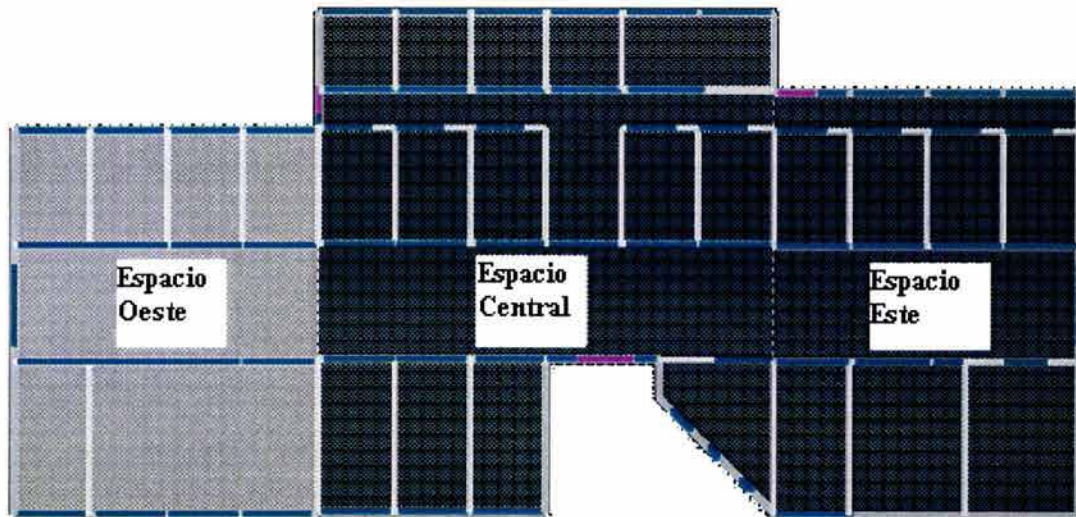


Figura 5.1.1. Planta de la edificación dividido en tres espacios.

El número de ocupantes así como los requerimientos de iluminación tienen un efecto importante sobre las cargas internas, para efectos de cálculo la edificación se simuló bajo las siguientes condiciones: la espacio oeste con una capacidad de 26 personas correspondiéndole un área de $7 \text{ m}^2/\text{persona}$, la espacio central con 38 personas con un área de $8.2 \text{ m}^2/\text{persona}$ y la espacio este con 26 personas y un área correspondiente de $7.6 \text{ m}^2/\text{persona}$ y en total la edificación se calcula con un total de 90 personas. La ganancia total de calor por persona en la simulación corresponde al valor proporcionado por ASHRAE, de 130.4 W (445 Btu h^{-1}), del cual son 78.5 W (268 Btu h^{-1}) a ganancia de calor sensible y 51.9 W (177 Btu h^{-1}) de ganancia de calor latente. El horario de funcionamiento y ocupación del edificio para los días laborables (lunes a sábado) se muestra en la figura 5.1.5.

La iluminación se supone de lámparas acanaladas tipo fluorescentes con balaustros, habiendo un total de 70 lámparas en todo el edificio, el software simuló la ganancia de calor producto de la iluminación.



Figura 5.1.2. Perspectiva interior de la edificación

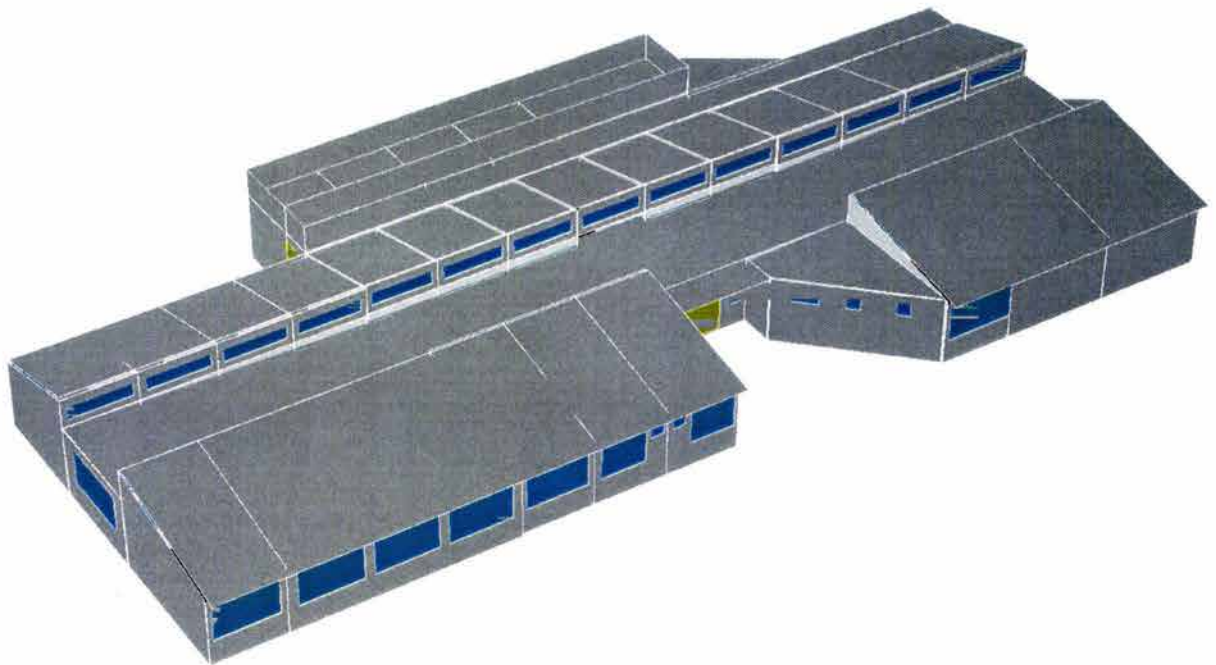


Figura 5.1.3. Perspectiva exterior de la edificación actual

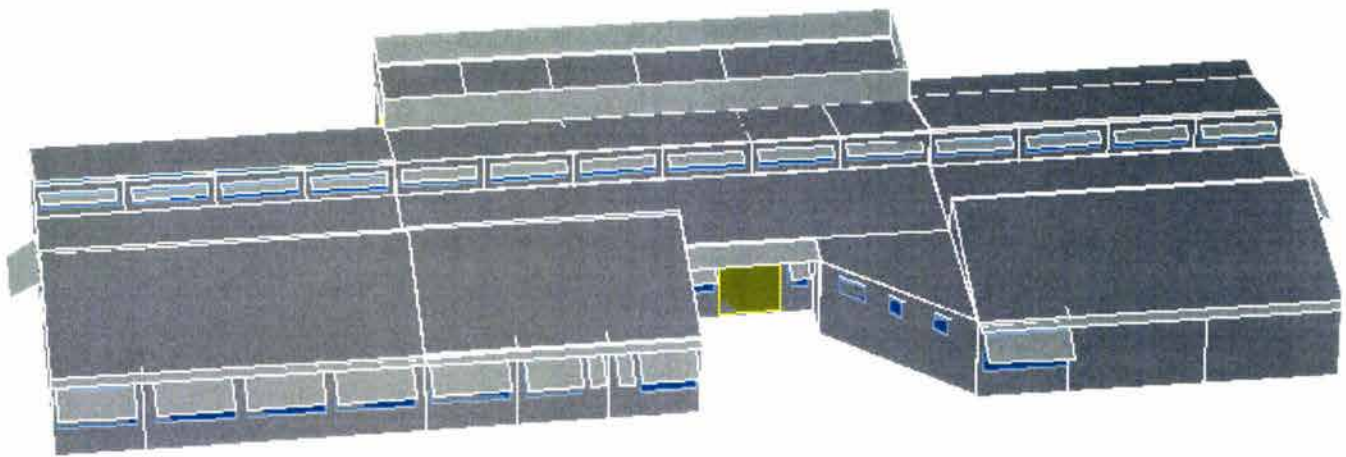


Figura 5.1.4. Perspectiva exterior de la edificación con sombreado propuesto en ventanas.

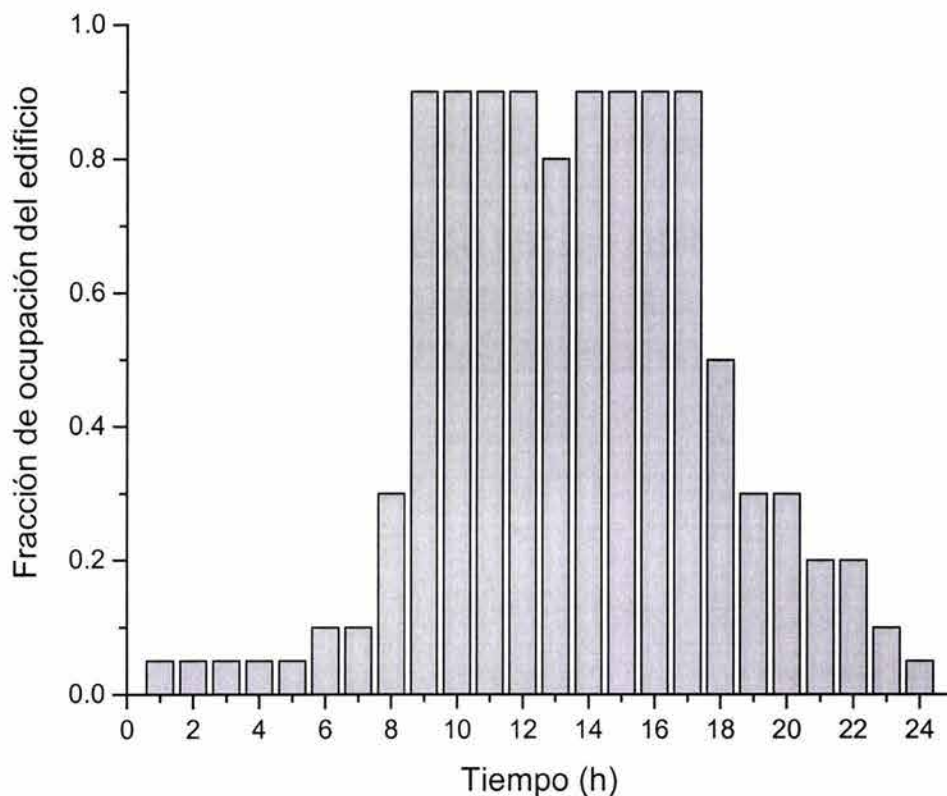


Figura 5.1.5. Programación horaria de ocupación dentro de la edificación.

5.2. Zona de confort

El rango de confort considerado para el análisis fue el que propone ASHRAE, mostrado en la figura 5.2.1., el cual para las condiciones de verano ubica los siguientes límites: para la temperatura más baja y máxima humedad relativa en 22.5°C y 70% y para la temperatura más alta y la humedad relativa más baja en 27°C y 30%.

Los resultados obtenidos de la simulación fueron utilizados para encontrar el número de horas al interior de la edificación que se encontraban dentro del rango de confort.

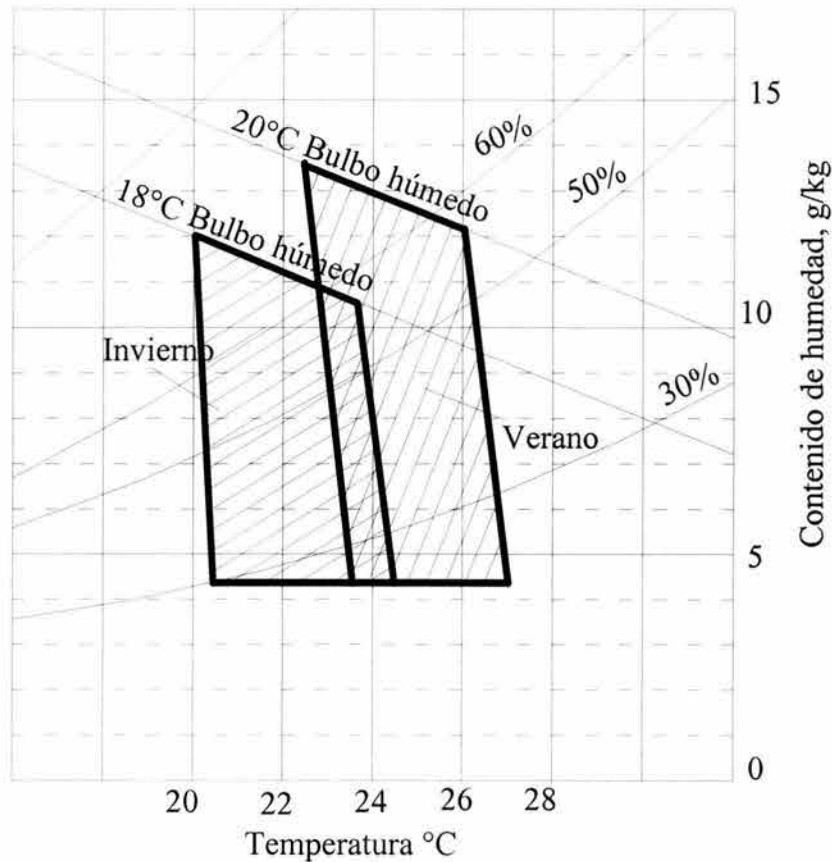


Figura 5.2.1. Zona de confort propuesta por ASHRAE.

5.3. Análisis térmico de la Edificación sin acondicionamiento de aire

La simulación de la edificación sin la utilización de sistemas de enfriamiento, se realizó bajo dos diferentes condiciones: la primera bajo una envolvente con las condiciones constructivas actuales y la segunda bajo una envolvente con condiciones constructivas propuestas que utiliza los materiales mencionados anteriormente. La condición de temperatura de diseño fue 25°C, y se obtuvieron resultados para las 8760 horas del año.

La tabla 5.3.1 y la figura 5.3.1, muestran el número de horas con determinada temperatura y humedad resultantes de la simulación dentro de la envolvente (espacio oeste) a base de materiales de construcción actuales. Se puede observar claramente que el número de horas en los que la edificación se encuentra dentro de la zona de confort es de 736 horas únicamente durante todo el año, mientras que el resto de las 8760 horas ésta se encuentra fuera del rango de confort. Este resultado representa un porcentaje del 8.4% dentro del rango de confort durante todo el año. Mientras que el 13.48% corresponde a temperaturas entre 28-30°C, 16.79% son temperaturas entre 30-32°C, 14.59% entre 32-34°C, 12.96% son

entre 34-36°C, 12.03% se ubican entre 36-38°C y 17.55% corresponde a temperaturas mayores de 38°C. Así mismo, la figura 5.3.1, muestra gráficamente el número de horas en el año en los que la edificación tiene determinada temperatura y humedad relativa. La zona de confort está marcada con una línea negra.

Temp.(°C)	Humedad relativa (%)										
	x<10	10<=x<20	20<=x<30	30<=x<40	40<=x<50	50<=x<60	60<=x<70	70<=x<80	80<=x<90	90<=x	
10<=x<12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
12<=x<14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
14<=x<16	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
16<=x<18	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
18<=x<20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
20<=x<22	0	0	0	0	0	1	4	4	0	0	9
22<=x<24	0	0	0	0	0	20	61	48	4	0	133
24<=x<26	0	0	0	0	10	60	135	101	15	0	142
26<=x<28	0	0	0	0	26	152	272	177	12	0	639
28<=x<30	0	0	0	4	82	279	584	229	3	0	1181
30<=x<32	0	0	0	14	159	621	570	107	0	0	1471
32<=x<34	0	0	0	41	253	735	243	6	0	0	1278
34<=x<36	0	0	5	69	528	495	39	0	0	0	1136
36<=x<38	0	0	7	146	675	223	3	0	0	0	1054
38<=x<40	0	0	6	192	554	34	0	0	0	0	786
x<40	0	1	10	421	319	1	0	0	0	0	752

736 Horas dentro del rango de confort.

Tabla 5.3.1. Condiciones de temperatura y humedad relativa dentro de la edificación actual en el espacio oeste durante las 8760 horas del año.

En la tabla 5.3.2 y la figura 5.3.2 observamos las condiciones de temperatura y humedad al interior del espacio oeste del edificio, pero con pequeños cambios en los materiales de construcción. En este se utilizan en muros y techos unas pequeñas láminas de aislante así como un espacio de aire dentro de los muros y techos. La respuesta a estos cambios en la envolvente, no son suficientes para ubicar al edificio dentro de las condiciones de confort durante todo el año. Sin embargo el número de horas en que la edificación queda dentro de estas condiciones aumentó a 1006 horas en todo el año, lo cual representa el 11.48% del mismo. Uno de los resultados más importantes es que con los cambios propuestos en la envolvente el número de horas con temperaturas mayores a 38°C en el interior se disminuyó de 1538 a sólo 203, lo que significa una reducción del 15.25% de todo el año en ese rango de temperaturas.

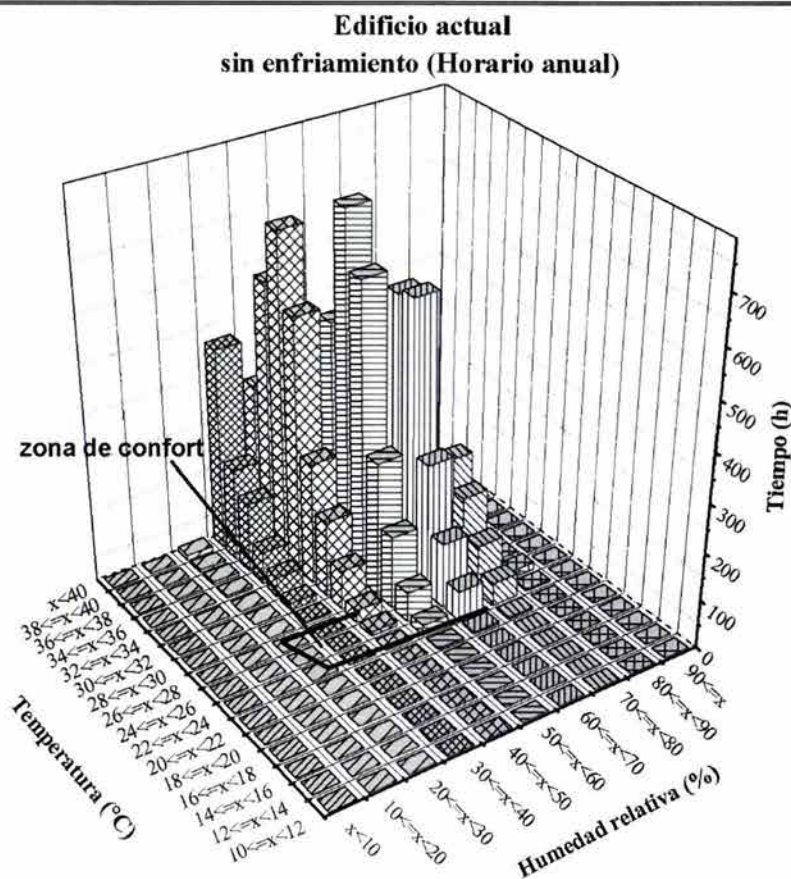


Figura 5.3.1. Representación gráfica de las condiciones interiores dentro del espacio oeste en la edificación actual.

Temp.(°C)	Humedad relativa									
	$x < 10$	$10 \leq x < 20$	$20 \leq x < 30$	$30 \leq x < 40$	$40 \leq x < 50$	$50 \leq x < 60$	$60 \leq x < 70$	$70 \leq x < 80$	$80 \leq x < 90$	$90 \leq x$
$10 \leq x < 12$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$12 \leq x < 14$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$14 \leq x < 16$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$16 \leq x < 18$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$18 \leq x < 20$	0	0	0	0	0	0	6	10	3	19
$20 \leq x < 22$	0	0	0	0	0	4	35	75	46	160
$22 \leq x < 24$	0	0	0	0	0	29	88	222	76	418
$24 \leq x < 26$	0	0	0	0	5	63	250	358	108	784
$26 \leq x < 28$	0	0	0	0	21	145	405	829	111	1511
$28 \leq x < 30$	0	0	0	3	54	282	832	481	14	1666
$30 \leq x < 32$	0	0	0	13	73	510	762	75	1	1434
$32 \leq x < 34$	0	0	0	8	162	729	300	3	0	1202
$34 \leq x < 36$	0	0	1	14	246	526	25	0	0	812
$36 \leq x < 38$	0	0	2	40	339	170	0	0	0	551
$38 \leq x < 40$	0	0	2	61	99	4	0	0	0	166
$x < 40$	0	0	1	22	14	0	0	0	0	37

1006 Horas dentro del rango de confort

Tabla 5.3.2. Condiciones de temperatura y humedad relativa dentro de la edificación propuesta en el espacio oeste durante las 8760 horas del año.

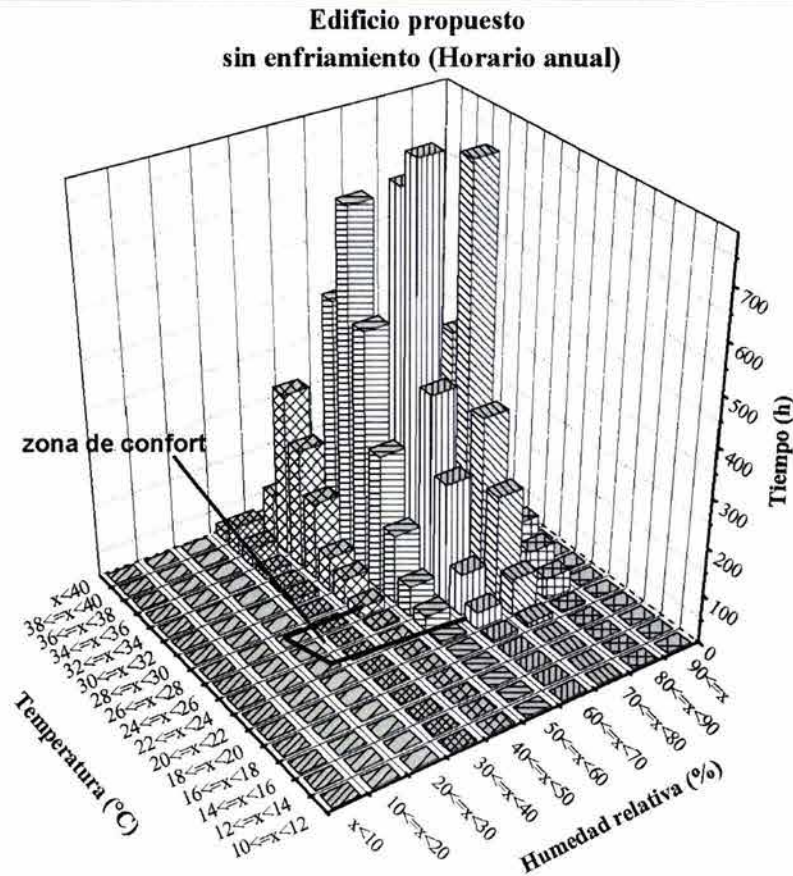


Figura 5.3.2. Representación gráfica de las condiciones interiores dentro del espacio oeste en la edificación propuesta.

En la figura 5.3.3. se observa de una manera más clara como los simples cambios en los materiales de construcción repercuten sobre la carga de enfriamiento, la cual es sumamente significativa. La reducción en la carga térmica por desalojar del interior de la edificación para lograr las condiciones de diseño deseadas, supone un equipo de enfriamiento con características más pequeñas, que las necesarias para enfriar al interior del edificio actual, y a su vez, esto significa también una disminución en el consumo de energía.

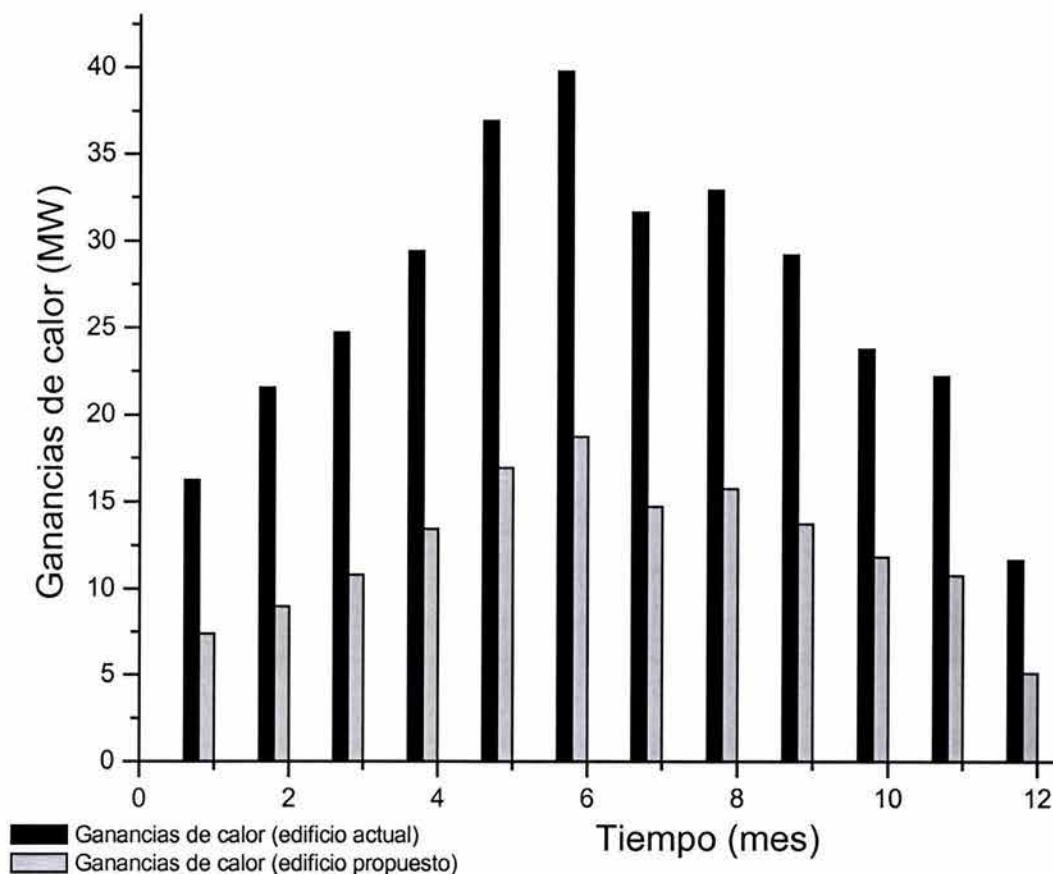


Figura 5.3.3. Ganancias de calor sensible mensuales dentro de las edificaciones sin el funcionamiento de los sistemas de enfriamiento.

Las figuras 5.3.4, 5.3.5 y 5.3.6, muestran el comportamiento horario, de la temperatura y la humedad relativa al exterior e interior de cada uno de los tres espacios para la envolvente actual y modificada en un día. Se puede observar que la diferencia entre las humedades al interior y el exterior en las horas en que la edificación no está ocupada es mayor debido al descenso en la temperatura. En las horas de consulta ésta diferencia disminuye por el aumento de la temperatura en el exterior y por el aumento del contenido de humedad del aire en el interior producto de las personas dentro del edificio. Por otro lado, las temperaturas muestran un comportamiento al interior muy desfavorable ya que para todas las horas, y para los dos casos, éstas son mayores que las del exterior. Las temperaturas más altas se presentan dentro de la edificación actual, siendo éstas mayores hasta en 3°C que dentro de la edificación propuesta, para la misma hora.

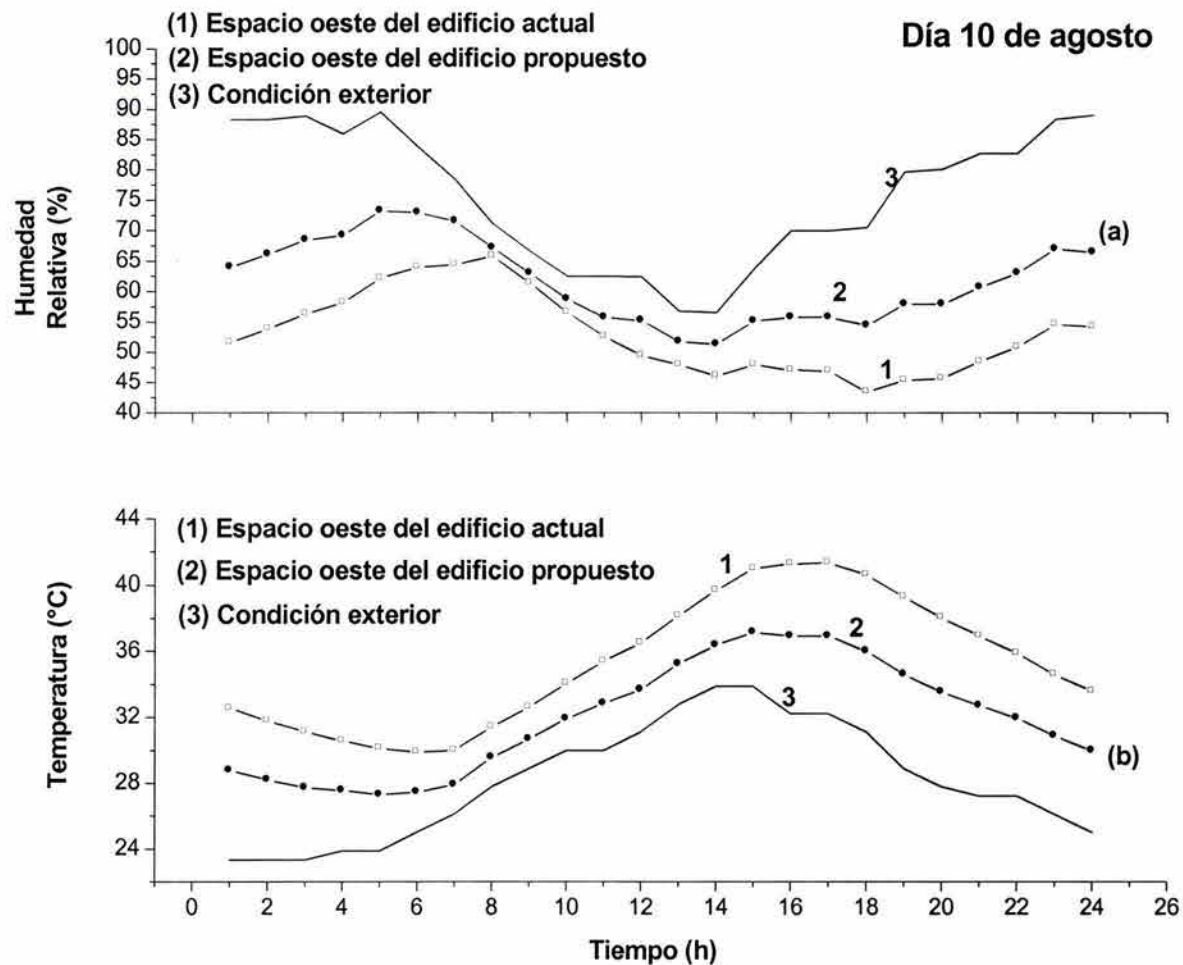


Figura 5.3.4. Condiciones resultantes de la simulación en el espacio oeste para el día 10 de agosto, en los dos tipos de envolventes estudiados. a) Humedad relativa, b) Temperaturas del espacio.

La figura 5.3.7. muestra el comportamiento de la temperatura al exterior y al interior de las dos diferentes envolventes del espacio oeste para la semana del 10 al 16 de agosto. En ella se observa que la edificación actual presenta las temperaturas más altas en respuesta a la temperatura ambiente y a las cargas por personas e iluminación. Las diferencias entre las temperaturas interiores para los dos casos estudiados va desde 4°C hasta 8°C cuando se presentan las temperaturas ambiente más alta y más bajas. Sin embargo, ésta disminución no es suficiente para mantener las temperaturas interiores dentro de las condiciones de confort deseadas.

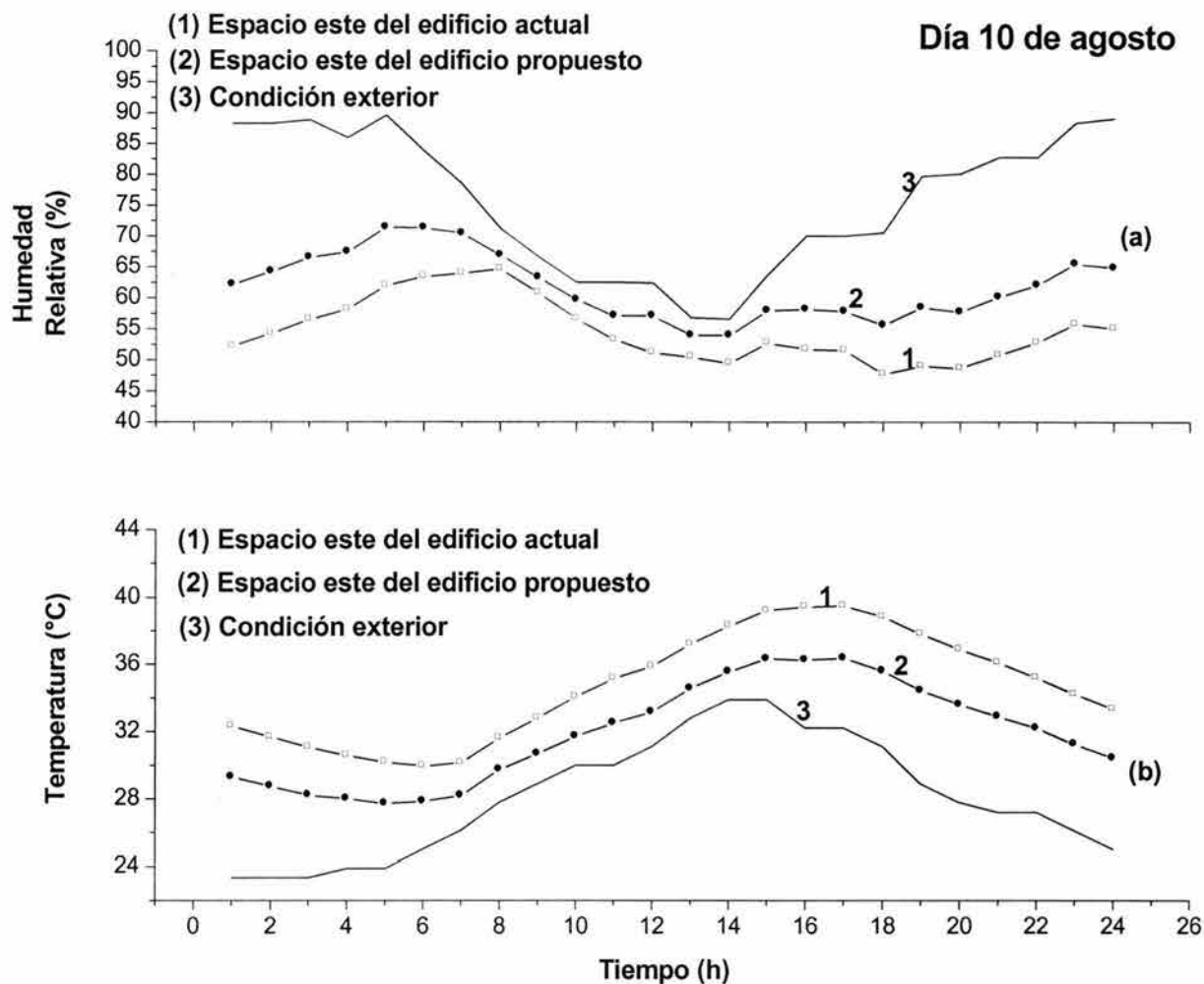


Figura 5.3.5. Condiciones resultantes de la simulación en el espacio este para el día 10 de agosto, en los dos tipos de envolventes estudiados. a) Humedad relativa, b) Temperaturas del espacio.

Las figuras 5.3.8 y 5.3.9 muestran como los diferentes elementos constructivos de las dos envolventes contribuyen a las ganancias de calor dentro de la edificación. Para la edificación actual la ganancia de calor a través de los techos es la que produce la mayor contribución, la siguiente es la transmitida a través de las ventanas y en tercer lugar la conducida por los muros. Estos resultados nos indican cuales son los elementos del espacio considerado donde se deben hacer las mayores modificaciones que propicien menores cargas térmicas.

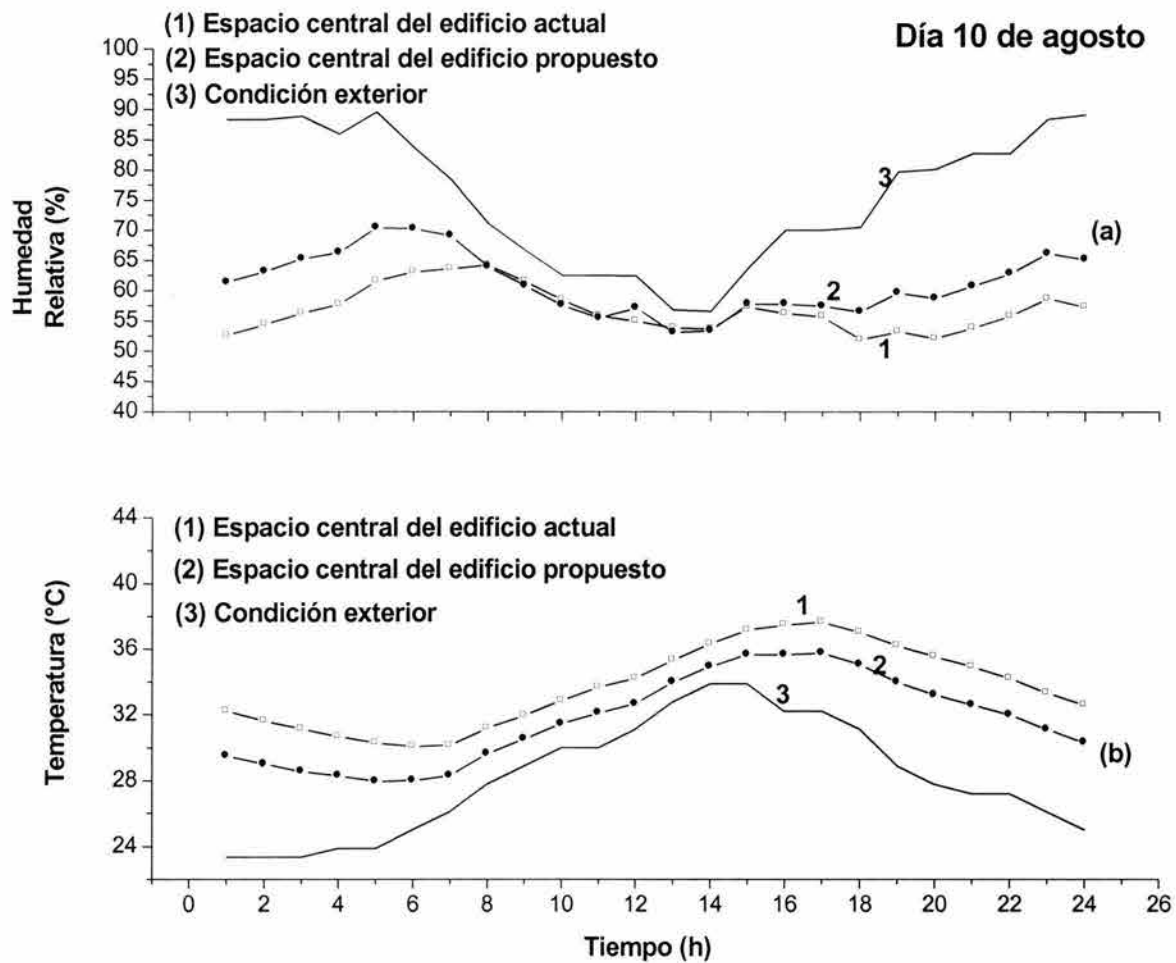


Figura 5.3.6. Condiciones resultantes de la simulación en el espacio central para el día 10 de agosto, en los dos tipos de envolventes estudiados. a) Humedad relativa, b) Temperaturas del espacio.

Como se aprecia en la figura 5.3.9 se puede lograr una reducción importante en dichas cargas haciendo pequeños cambios en los materiales constructivos. Por ejemplo en la edificación actual la ganancia a través de los techos corresponde a un 41%, que en términos de cantidad de energía es de 52.9 kW, mientras que en la edificación propuesta es de un 11%, al cual le corresponde 7.2 kW la diferencia es considerablemente grande. En los muros la edificación actual presenta una ganancia del 10% (13.3 kW), mientras que en la propuesta la ganancia corresponde a sólo 3.3% (2.1 kW) del total. La ganancia adquirida a través de las ventanas puede parecer mayor en la edificación propuesta ya que se incrementa el porcentaje, más sin embargo en cuestión de valores existe una reducción en las ganancias, en la edificación actual existe una ganancia de 28.1 kW, y en la edificación propuesta y utilizando sombreado en las ventanas el valor

correspondiente es de 18.7 kW, existiendo por tanto una disminución de 9.4 kW. La carga total en la edificación actual es de 129.1 kW mientras que en la propuesta de aproximadamente la mitad, esto es de 62.7 kW. Como se vio en las figuras 5.3.1 y 5.3.2 el impacto principal de la disminución en las cargas térmicas se presentó en la reducción de horas con temperaturas mayores a 38°C, esto es en las que se produce mayor desconfort.

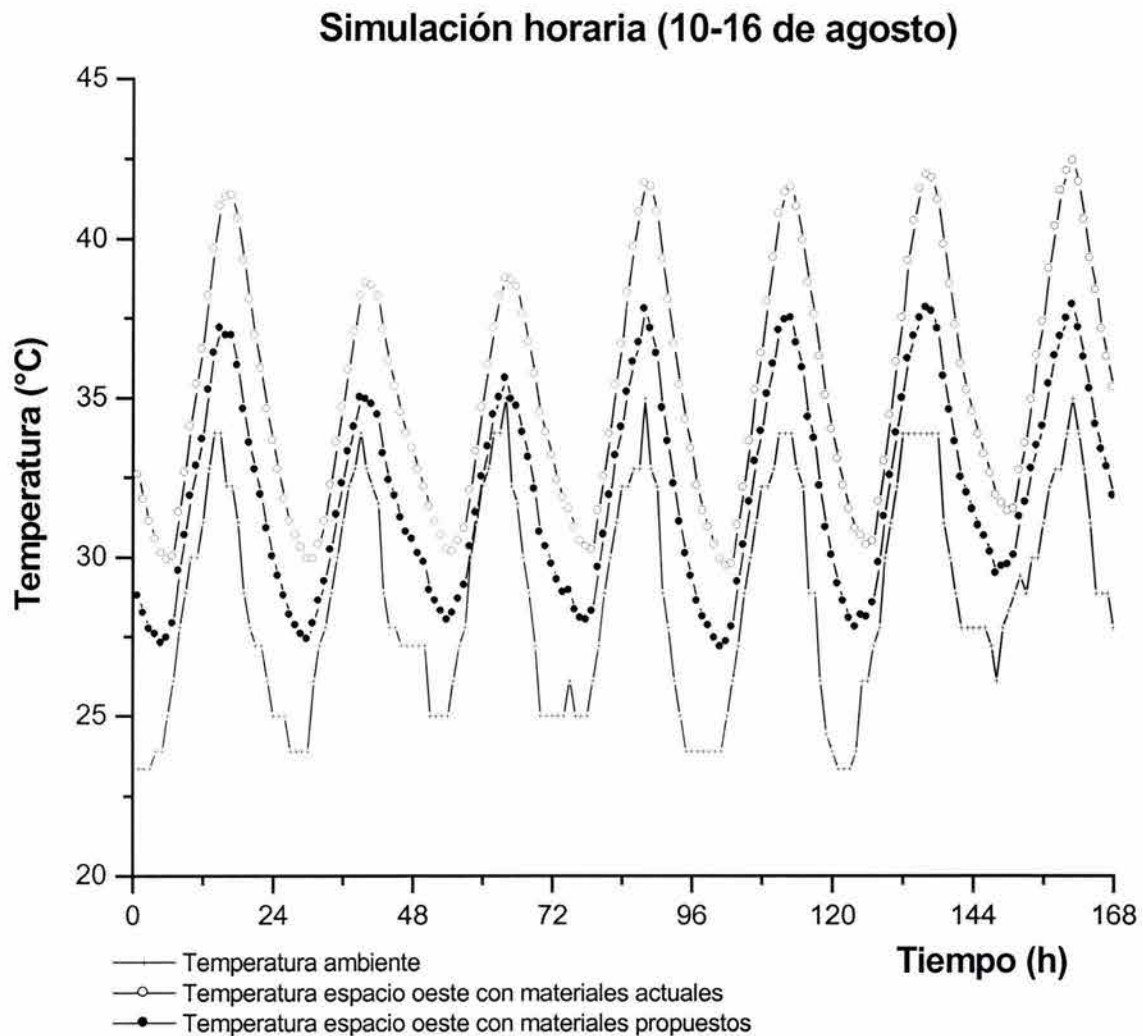


Figura 5.3.7. Condiciones resultantes de la simulación en el espacio oeste para la semana del 10-16 de agosto, en los dos tipos de envolventes estudiados.

**Distribución de las ganancias de calor en una hora
Edificio actual**

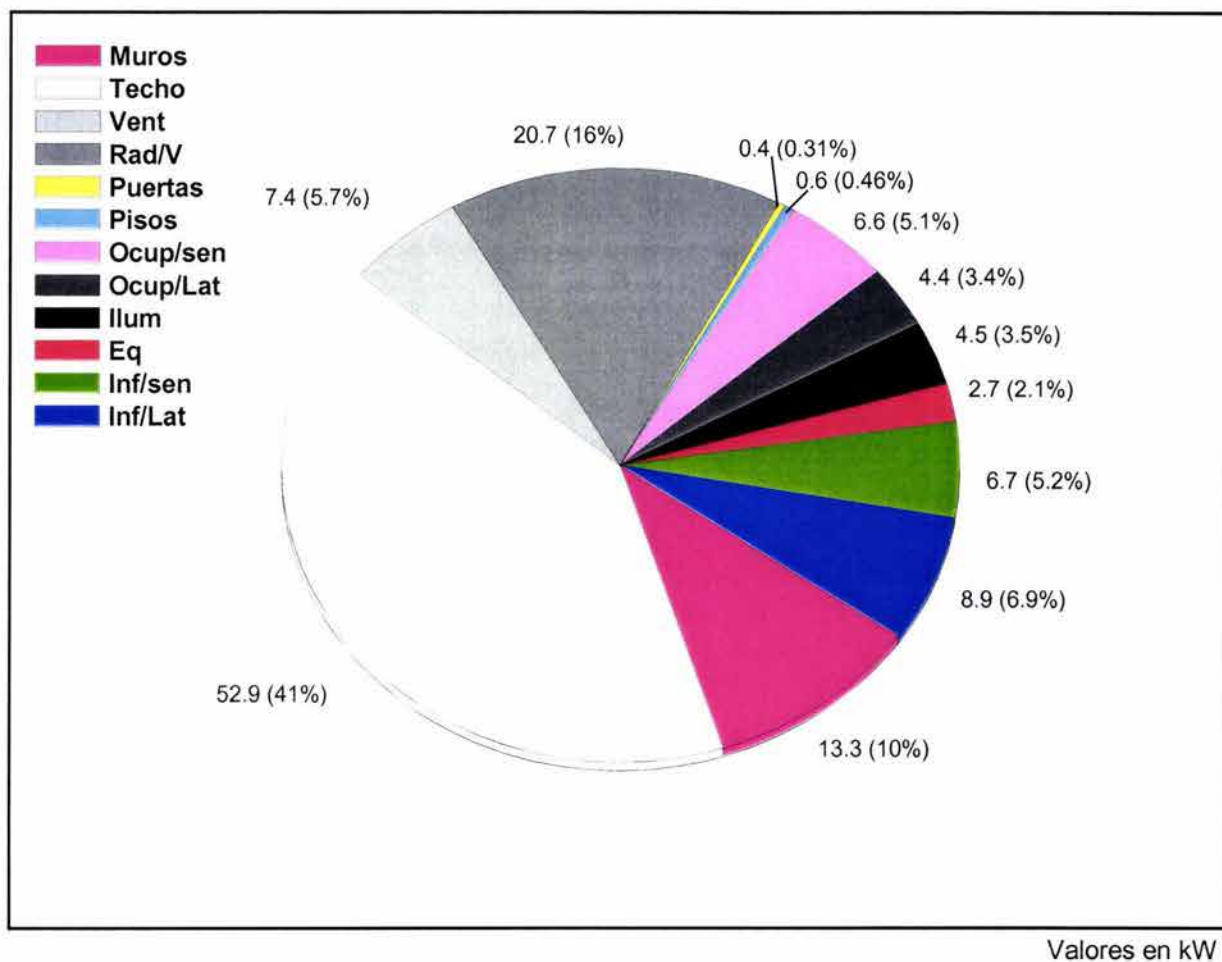
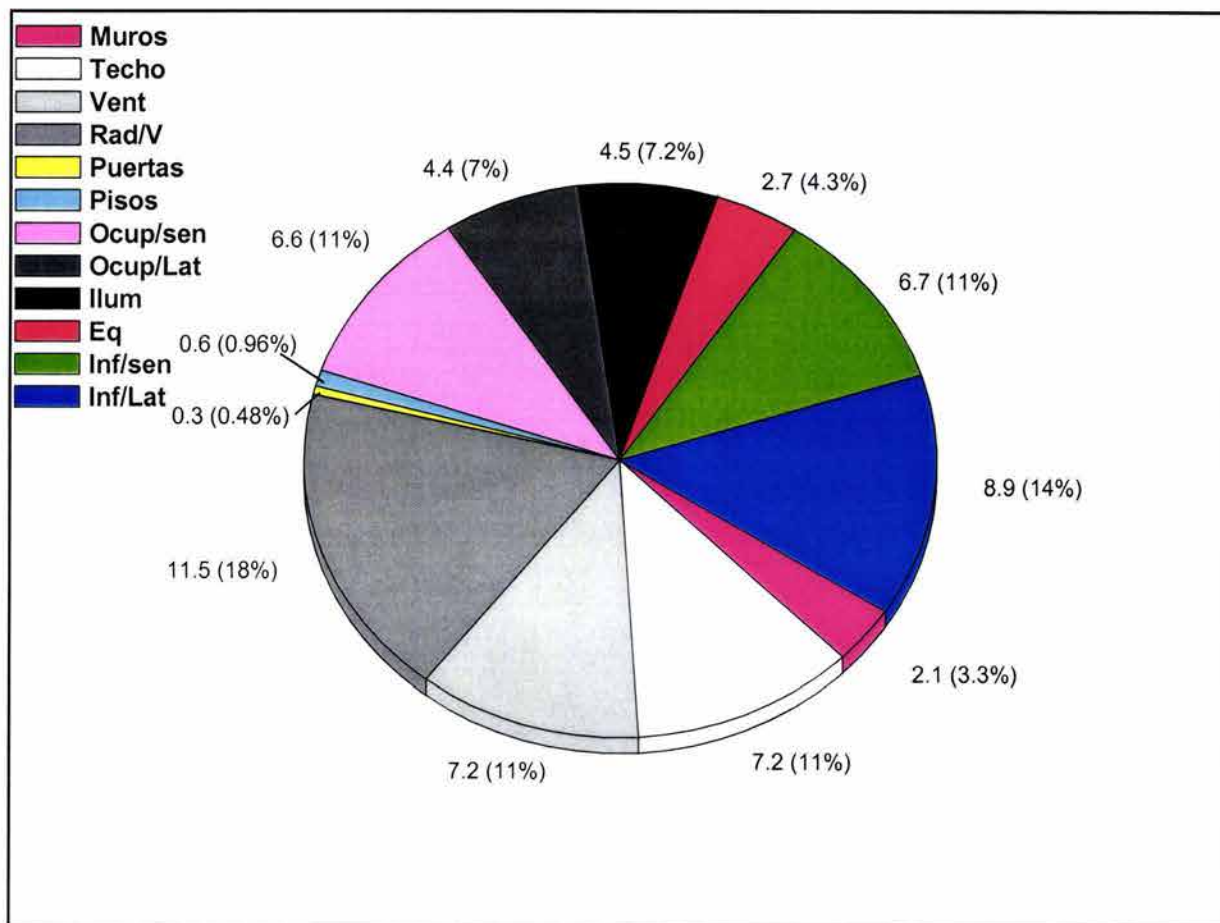


Figura 5.3.8. Porcentajes de distribución de la ganancia de calor en una hora de acuerdo al elemento constructivo del edificio actual.

**Distribución de las ganancias de calor en una hora
Edificio propuesto**



Valores en kW

Figura 5.3.9. Porcentajes de distribución de la ganancia de calor en una hora de acuerdo al elemento constructivo del edificio propuesto.

En esta sección se presentó un análisis de resultados al interior de la edificación bajo dos diferentes envolventes. Con las modificaciones en los materiales se logró incrementar de 736 a 1006 horas en condiciones de confort al interior, sin embargo esto no se considera suficiente por lo cual en la siguiente sección se presenta un análisis de la edificación utilizando diferentes sistemas de enfriamiento con los que se intentará incrementar el número de horas en las que se logre que el interior esté en condiciones de confort.

5.4. *Análisis de los sistemas de enfriamiento*

Se proponen tres sistemas de enfriamiento y se presentan los resultados de las simulaciones para cada una. Los puntos en común para realizar las simulaciones fueron las siguientes: (a) se consideró que los muros y techos cuentan con material aislante y sombreado en ventanas, (b) la temperatura de diseño al interior de los espacios fue la misma para cada sistema analizado, (c) se supuso el equipo de enfriamiento en funcionamiento durante las 24 horas (cuando fue necesario), y con la misma capacidad de suministro de aire, 850 L/s (1800 ft³/min).

Los resultados son presentados bajo cuatro categorías: a) El desempeño del sistema para lograr las condiciones de confort, b) El coeficiente exérgico alcanzado en cada caso, c) El consumo anual de energía y d) El coeficiente exérgico anual.

5.4.1 *Sistemas de enfriamiento seleccionados*

Se realizaron diferentes simulaciones en la edificación utilizando para acondicionar el interior tres sistemas de enfriamiento de aire, el primero fue un sistema de enfriamiento tradicional que se denomina PSZ, el segundo un sistema de enfriamiento tradicional pero mejorado con una unidad deshumidificadora, PSZ 2 y un tercero que fue un sistema de enfriamiento que utiliza una rueda desecante llamado PTGSD.

5.4.1.1. *Sistema de aire acondicionado (PSZ)*

Los sistemas PSZ, mostrado en la figura 5.4.1, son usualmente considerados como unidades comerciales que pueden ser sistemas unitarios para techo o ventana, son diseñados principalmente para proporcionar calentamiento ó enfriamiento de un cuarto ó zona, a un flujo de aire a volumen constante ó a un flujo de aire a volumen variable para subzonas, puede utilizarse con ductos o sin ellos. La unidad se compone en su configuración más básica de un economizador de aire exterior, un serpentín DX (expansión directa) de enfriamiento, un ventilador de suministro de aire acondicionado a el interior, filtros, termostato, y ventilador de retorno. Esta unidad puede funcionar opcionalmente como un equipo de calentamiento central, o con subzonas de recalentamiento, también puede funcionar con aire de ventilación exterior, y el termostato puede incluir la opción de control de noche.

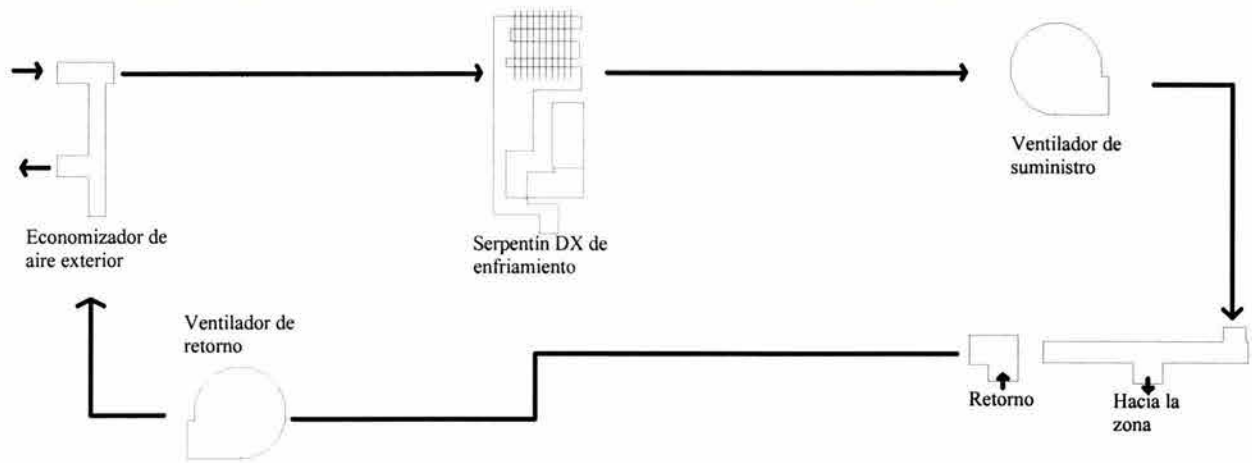


Figura 5.4.1. Sistema de enfriamiento tradicional denominado PSZ.

5.4.1.2. Sistema de aire acondicionado (PSZ 2)

El sistema de enfriamiento denominado PSZ 2, es similar al PSZ, sólo que cuenta con una unidad de deshumidificación, que utiliza energía eléctrica, para un mejor control de la humedad.

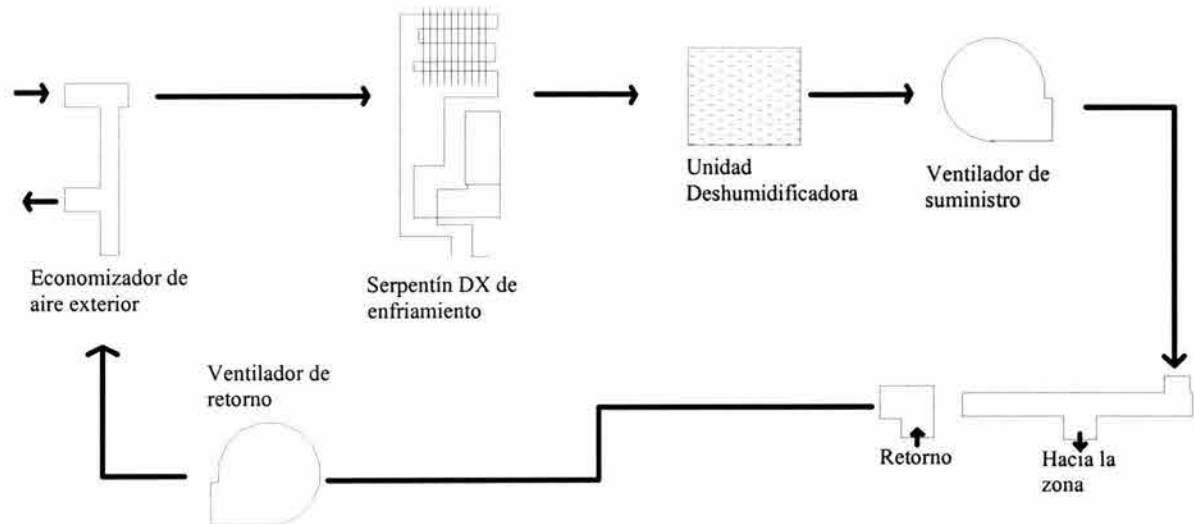


Figura 5.4.2. Sistema de enfriamiento denominado PSZ 2.

5.4.1.3. Sistema de enfriamiento con desecante (PTGSD)

El sistema de enfriamiento con desecante integrado en el software PowerDoe, es un sistema de paquete comercial pequeño (5 - 10 ton, 1800 - 3600 cfm), el cual usa una rueda desecante junto con un enfriador evaporativo que puede ser directo ó indirecto, en lugar del usual serpentín DX. Usa un calentador de gas (hidrónico) para regenerar el desecante y proveer calentamiento en su caso. Es una unidad que funciona con gas y provee calentamiento y enfriamiento (figura 5.4.3.).

Se compone de ventiladores de suministro y retorno de aire, una rueda desecante impregnada con cloruro de litio, un enfriador evaporativo indirecto, un serpentín de calentamiento, un enfriador evaporativo directo y un serpentín de calentamiento para regeneración del desecante. En el modo de enfriamiento, el ventilador de suministro funciona al 100% llevando el aire exterior hacia la mitad seca de la rueda desecante. Aire seco y caliente fluye por el otro lado de la rueda, este aire es entonces enfriado por el intercambiador de calor, que recibe el aire de retorno enfriado evaporativamente. Entonces, el aire es enfriado aún más por un enfriador evaporativo directo. El aire es entonces suministrado hacia las zonas o espacios. Aire de retorno es pasado por un enfriador evaporativo directo y se calienta al pasar a través del intercambiador de calor el cual toma calor de el aire que sale de la rueda desecante. Más calor es adicionado a través del serpentín de calentamiento para regeneración. Este aire pasa entonces a través de la otra mitad de la rueda regenerando el desecante que contiene la humedad absorbida por el cloruro de litio. Finalmente, el aire de retorno es regresado al exterior. Esta unidad es simulada para utilizar la mínima cantidad de energía posible.

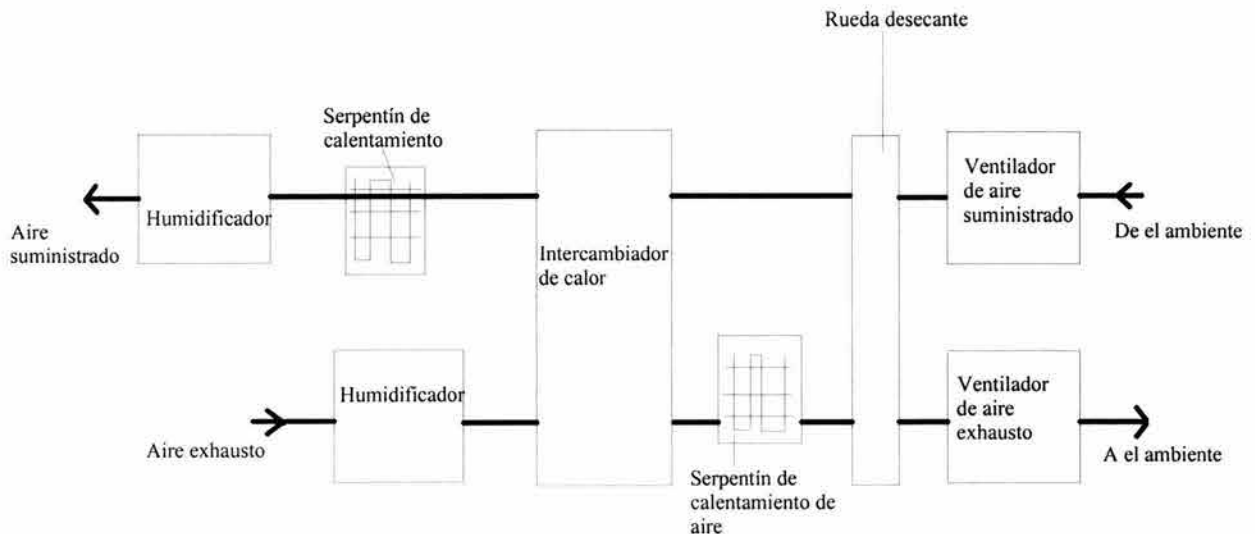


Figura 5.4.3. Sistema de enfriamiento con desecante denominado PTGSD.

5.4.2. Cálculo horario de las condiciones de temperatura y humedad al interior de la edificación

De igual manera que en la sección anterior se realizaron simulaciones con el programa PowerDOE para determinar el número de horas a las que el interior de la edificación se encontraba a una temperatura y humedad relativa mediante el uso de los diferentes sistemas de enfriamiento. Con estos datos se analizó el comportamiento del interior en términos de confort.

Los resultados obtenidos de la simulación térmica se presentan para los tres casos mencionados: a) el actual sistema de enfriamiento de aire (PSZ), b) el mismo sistema pero mejorado con un deshumidificador adicional (PSZ 2) y c) un sistema de enfriamiento que utiliza una rueda desecante (PTGSD).

La figura 5.4.4 muestra que el número de horas durante el año en que el interior de la edificación logró estar dentro del rango de confort utilizando para acondicionar el aire el sistema PSZ. Bajo la primera condición de diseño (con este sistema de enfriamiento) los resultados fueron de 3117 horas, lo cual representa el 35.6% de las 8760 horas del año. Es importante notar que en el rango de temperaturas de confort (22.5°C a 27°C), se tuvieron 6108 horas, sólo que de éstas 2991 horas tuvieron una humedad relativa mayor del 70%. Esto significa que no obstante que el total de horas dentro de las temperaturas adecuadas, sólo el 51% de ellas cumplieron con el rango de humedad adecuado para estar dentro del confort. Esto se debe a que el sistema PSZ no tiene control de la humedad.

En la figura 5.4.5., similar a la anterior, se muestra que el interior de la edificación estuvo 4688 horas dentro del rango de confort y se utiliza el sistema PSZ 2. El número de horas obtenidas, representan el 53.5% del total de horas al año. Con este sistema, 5422 horas del año se encontraron dentro del rango de 22.5°C y 27°C, pero ahora sólo 734 horas tuvieron una humedad relativa mayor del 70%, que representan un porcentaje del 15.6% sobre el total de horas en dicho rango. El número de horas dentro del rango de confort se incrementó en 1571 horas, lo que representa dos meses más al año con respecto al sistema anterior. El incremento de horas dentro del confort se debe al deshumidificador con que cuenta el sistema.

También, para la misma condición de diseño, pero con un sistema de enfriamiento diferente (PTGSD), la figura 5.4.6, muestra que se obtuvieron 8225 horas de confort, lo que representa una notable mejoría con respecto a los dos sistemas anteriores, ya que es el 93.8% del total de horas al año. Esto implica que se mejoraron las condiciones al interior en 5108 y 3537 horas con respecto al primero y al segundo sistema respectivamente. En el rango de temperaturas 22.5°C-27°C, en total se tuvieron 8345 horas, de estas 120 horas tuvieron una humedad relativa

mayor al 70%, esto significa que sólo cinco días del año, se encontraron en la temperatura de confort pero no en la humedad de confort.

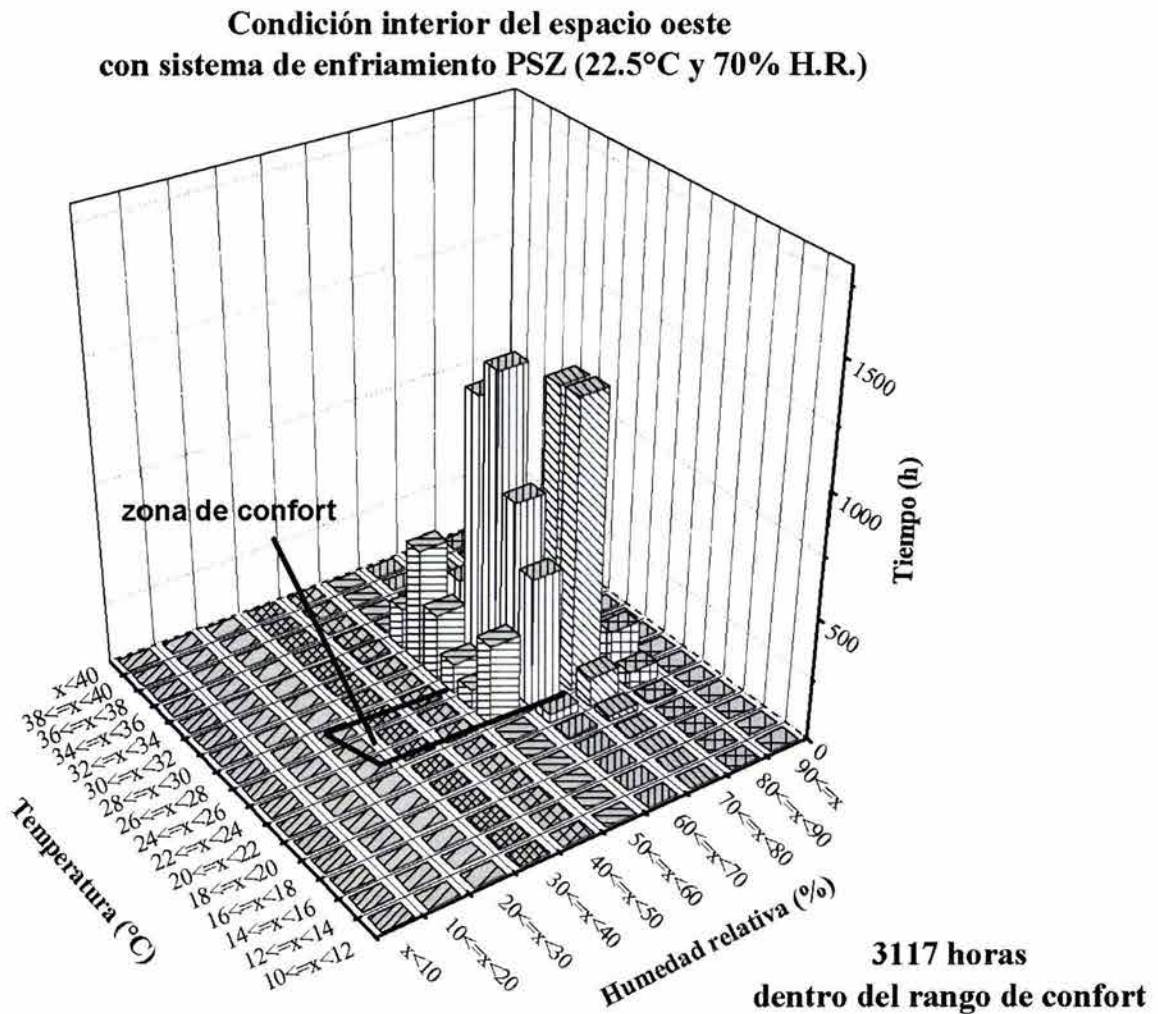


Figura 5.4.4 Número de horas dentro del rango de confort al interior de la edificación, usando el sistema de enfriamiento actual con una temperatura de 22.5°C y 70% de humedad relativa como condición de diseño.

**Condición interior del espacio oeste
con sistema de enfriamiento PSZ 2 (22.5°C y 70% H.R.)**

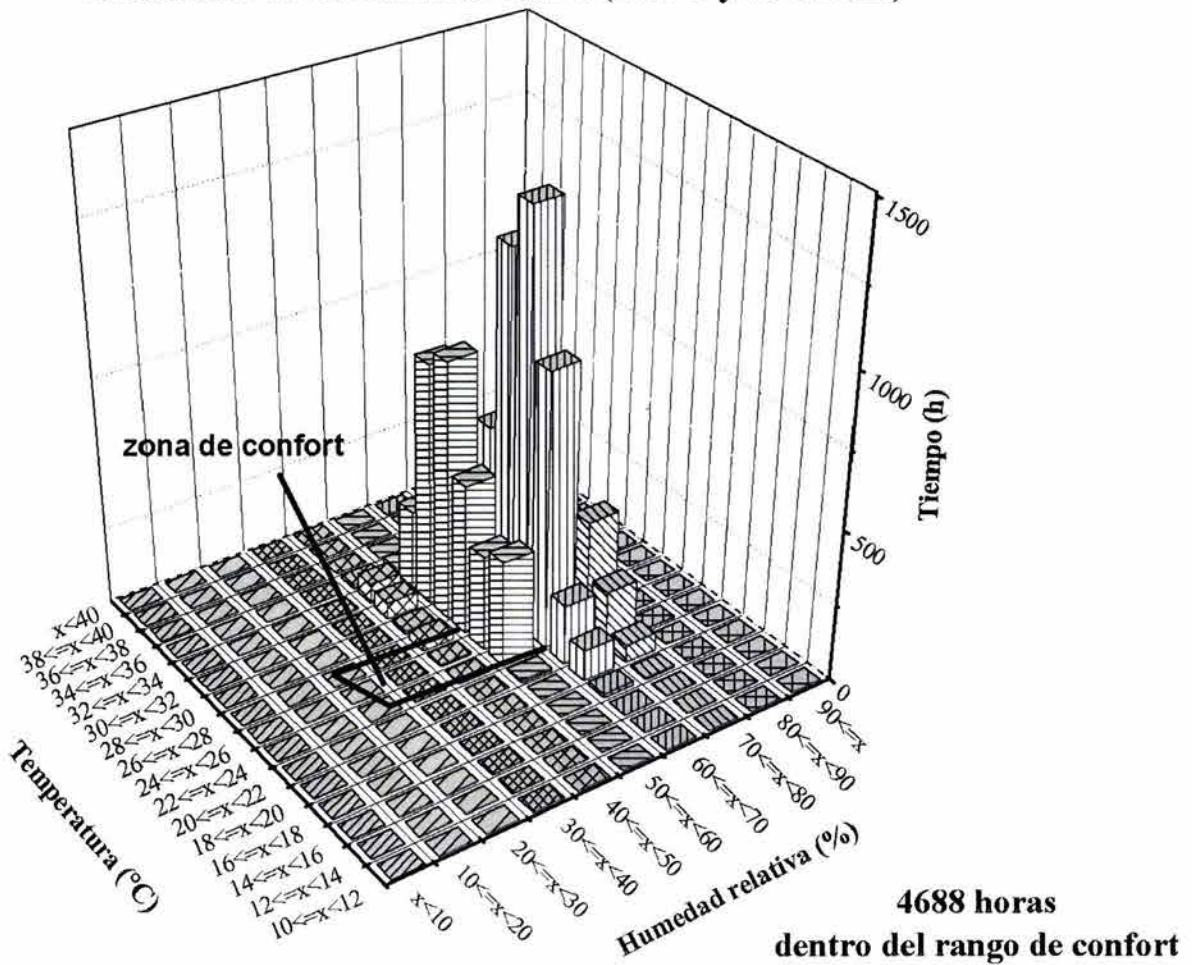


Figura 5.4.5. Número de horas dentro del rango de confort al interior de la edificación, usando el sistema de enfriamiento actual mejorado con una unidad desecante y con una temperatura de 22.5°C y 70% de humedad relativa como condición de diseño.

**Condición interior del espacio oeste
con sistema de enfriamiento PTGSD (22.5°C y 70% H.R.)**

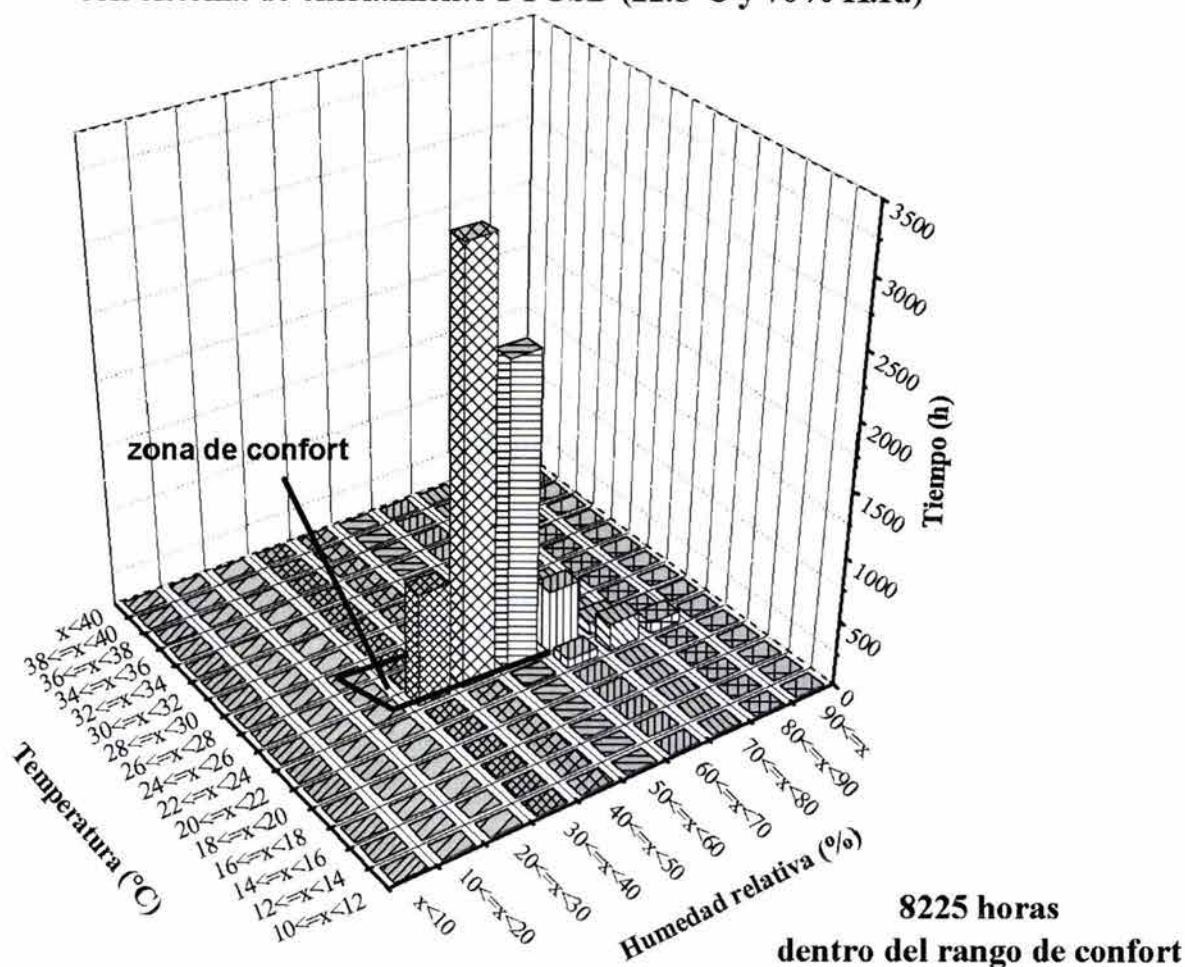


Figura 5.4.6. Número de horas dentro del rango de confort al interior de la edificación, usando el sistema de enfriamiento con desecante PTGSD y con una temperatura de 22.5°C y 70% de humedad relativa como condición de diseño.

En las figuras 5.4.7-5.4.9, se presentan análisis semejantes a los mostrados en las tres figuras anteriores, pero en este caso la condición de diseño corresponde a una temperatura de 25°C y 50% de humedad relativa. Se observa que durante el uso del sistema PSZ, 3850 horas fueron localizadas dentro del rango de confort, correspondiendo este valor a un 44% de horas al año. Para el sistema mejorado PSZ 2, se obtuvieron 4519 horas, con un porcentaje del 51.6% del total de horas al año, mientras que para el sistema PTGSD, las horas dentro del rango de confort fueron de 7687 y un porcentaje correspondiente de 87.7%. Con el sistema PSZ 2, se

obtuvo una mejoría de 669 horas con respecto al sistema PSZ, pero con el sistema PTGSD, la diferencia se amplió a 3837 horas comparado con el PSZ y en 3168 horas comparado con el PSZ 2, lo que representa un incremento de las horas dentro del rango de confort del 49.9% y del 41.2% respectivamente.

**Condición interior del espacio oeste
con sistema de enfriamiento PSZ (25°C y 50% H.R.)**

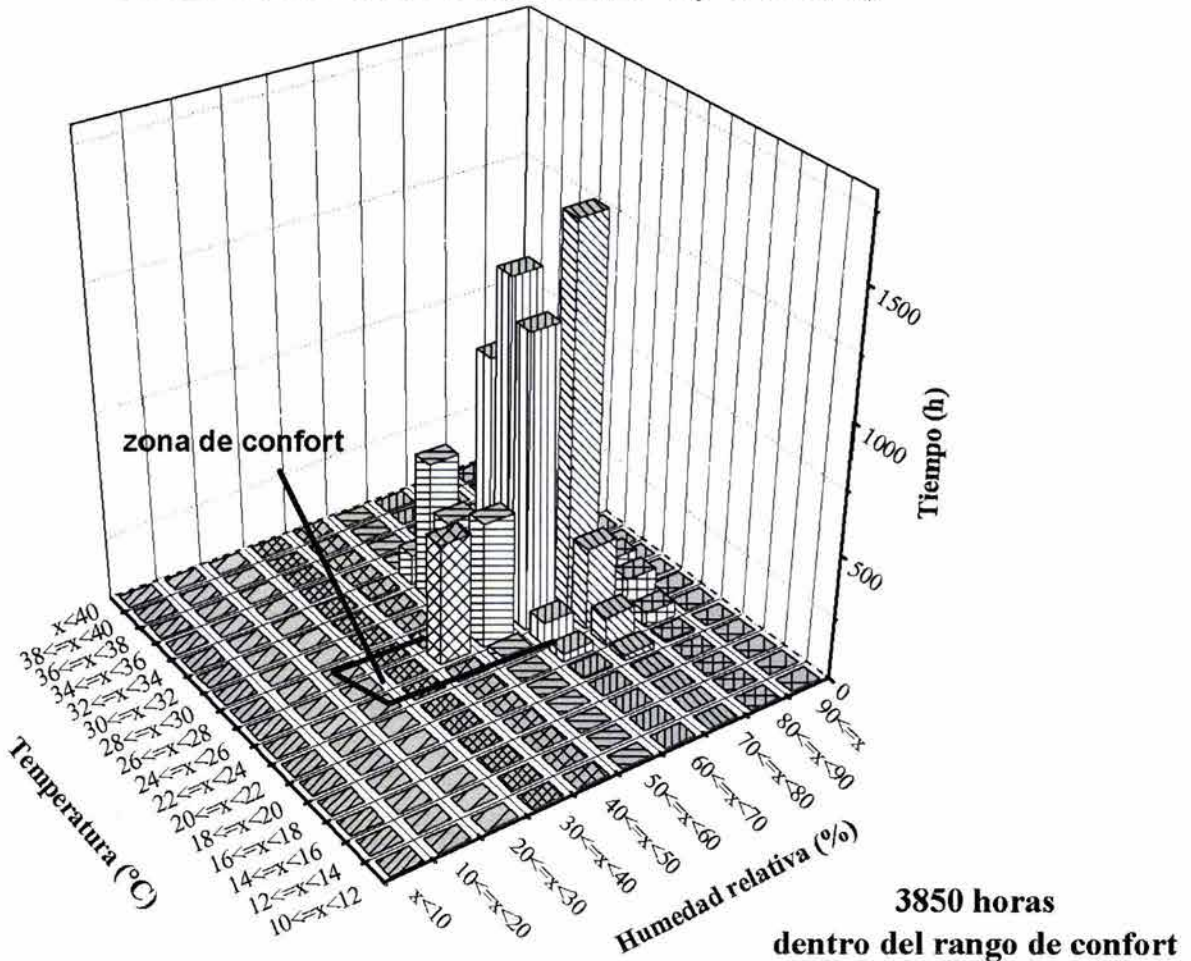


Figura 5.4.7. Número de horas dentro del rango de confort al interior de la edificación, usando el sistema de enfriamiento actual con una temperatura de 25°C y 50% de humedad relativa como condición de diseño.

**Condición interior del espacio oeste
con sistema de enfriamiento PSZ 2 (25°C y 50% H.R.)**

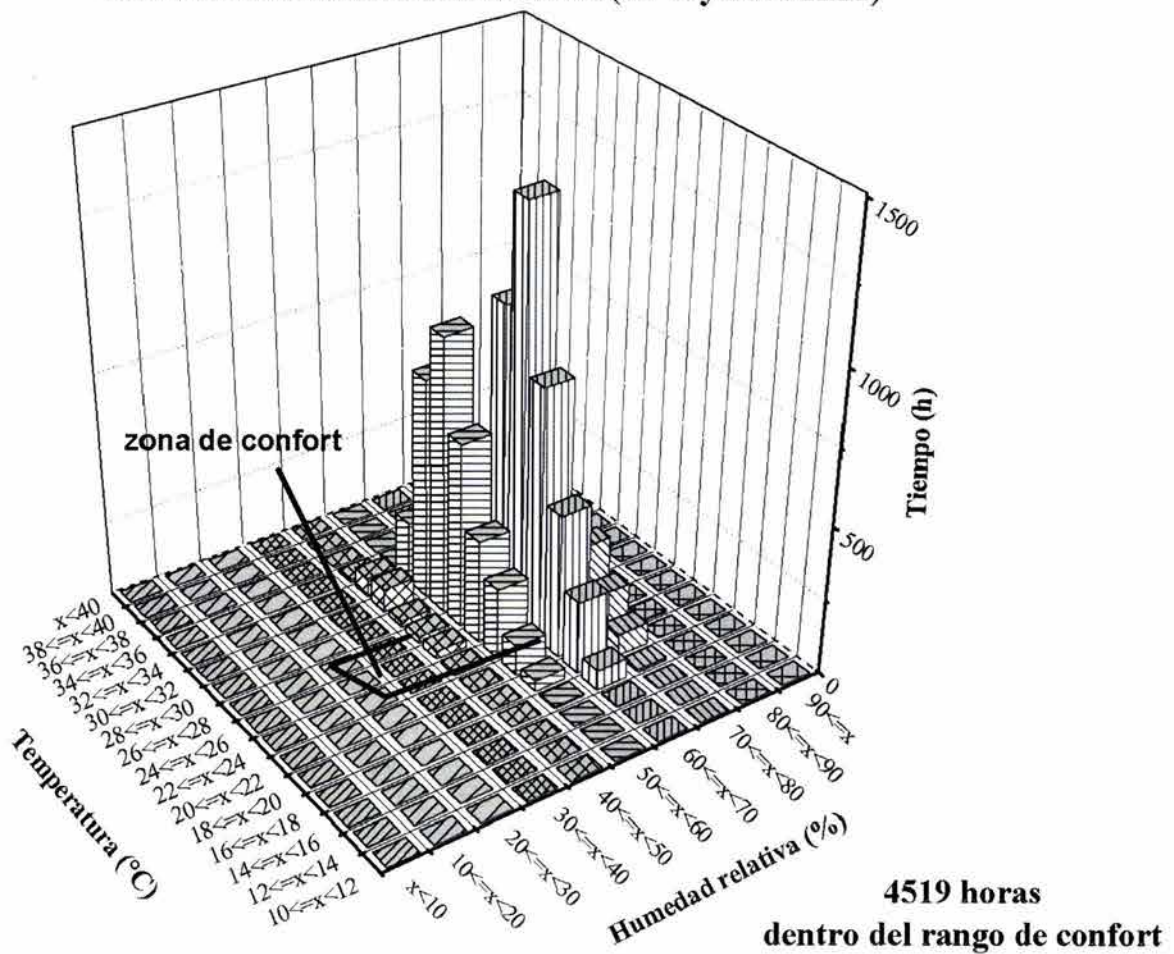


Figura 5.4.8. Número de horas dentro del rango de confort al interior de la edificación, usando el sistema de enfriamiento actual mejorado con una unidad desecante y con una temperatura de 25°C y 50% de humedad relativa como condición de diseño.

**Condición interior del espacio oeste
con sistema de enfriamiento PTGSD (25°C y 50% H.R.)**

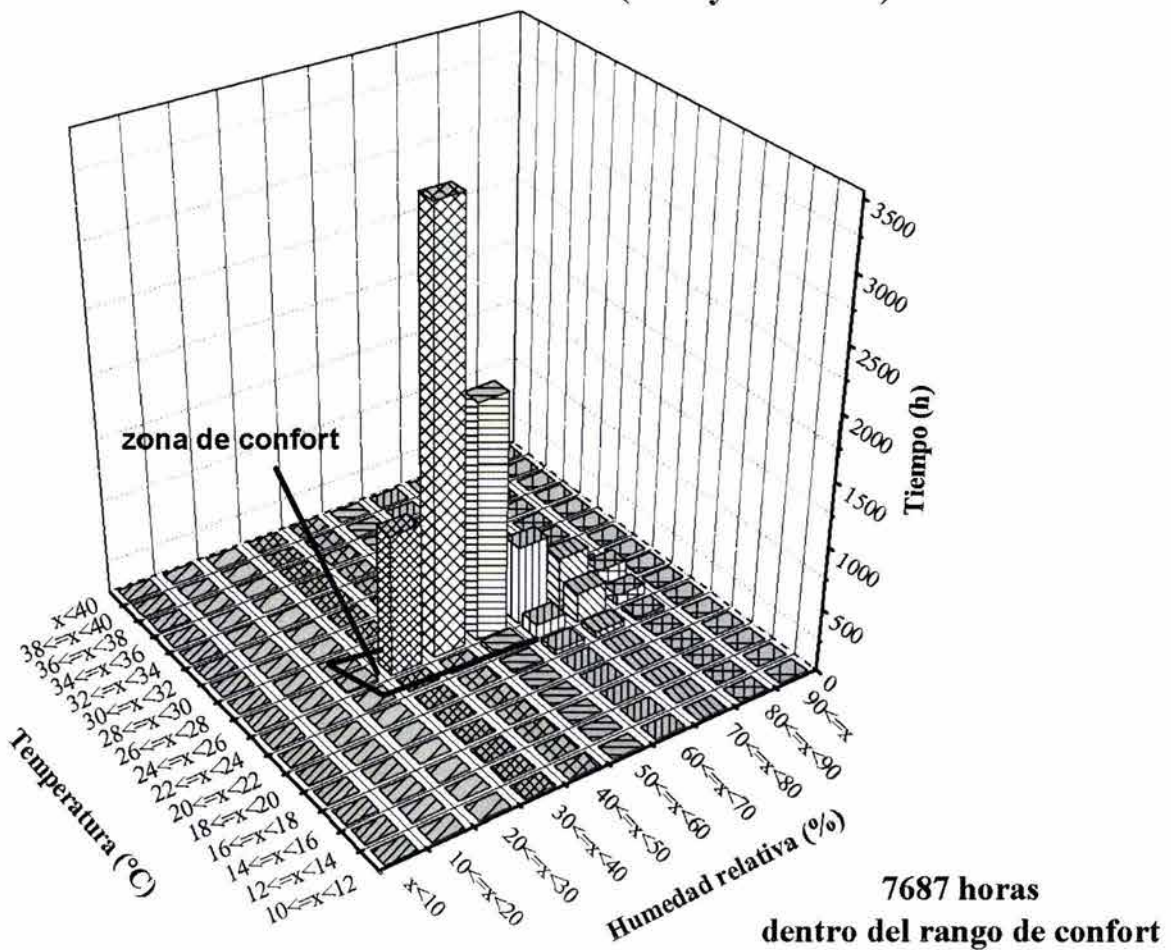


Figura 5.4.9. Número de horas dentro del rango de confort al interior de la edificación, usando el sistema de enfriamiento con desecante PTGSD y con una temperatura de 25°C y 50% de humedad relativa como condición de diseño.

Las figuras 5.4.10-5.4.12, corresponden a 27°C y 30% de humedad relativa como condición de diseño. Para esta condición, se encuentra que durante el uso del sistema PSZ, 4297 horas fueron localizadas dentro del rango de confort, correspondiendo a un 49% de horas al año. Para el sistema mejorado PSZ 2, se obtuvieron 4826 horas, con un porcentaje del 55.1% del total de horas al año, mientras que para el sistema PTGSD, las horas dentro del rango de confort fueron

de 6702 y un porcentaje correspondiente de 76.5%. Con el sistema PSZ 2, se obtuvo una mejoría de 529 horas con respecto al sistema PSZ, pero con el sistema PTGSD, la diferencia se amplió en 2405 comparado con el PSZ y en 1876 comparado con el PSZ 2, lo que representa un incremento de las horas dentro del rango de confort del 35.8% y del 28% respectivamente.

**Condición interior del espacio oeste
con sistema de enfriamiento PSZ (27°C y 30% H.R.)**

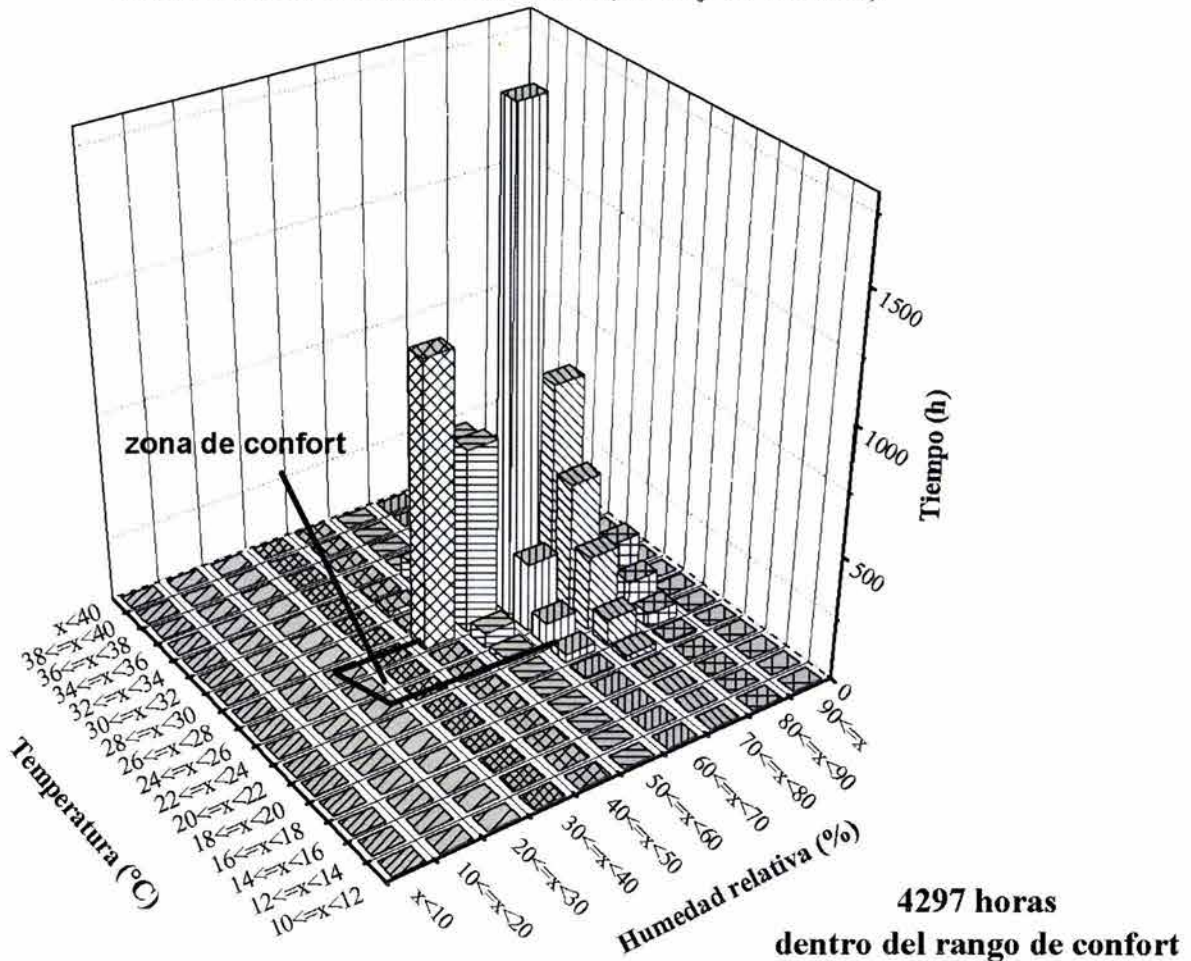


Figura 5.4.10 Número de horas dentro del rango de confort al interior de la edificación, usando el sistema de enfriamiento actual con una temperatura de 27°C y 30% de humedad relativa como condición de diseño.

**Condición interior del espacio oeste
con sistema de enfriamiento PSZ 2 (27°C y 30% H.R.)**

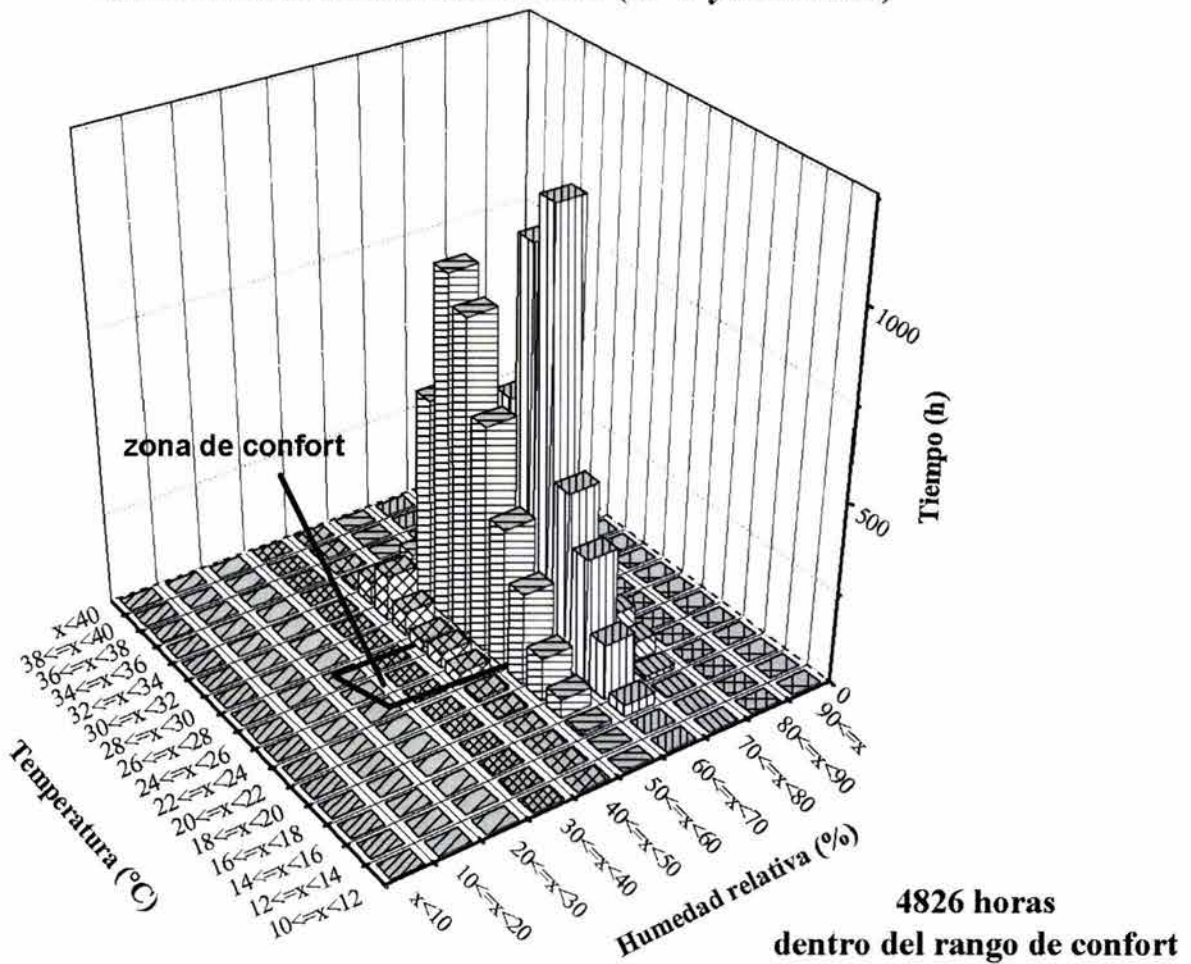


Figura 5.4.11. Número de horas dentro del rango de confort al interior de la edificación, usando el sistema de enfriamiento actual mejorado con una unidad desecante y con una temperatura de 27°C y 30% de humedad relativa como condición de diseño.

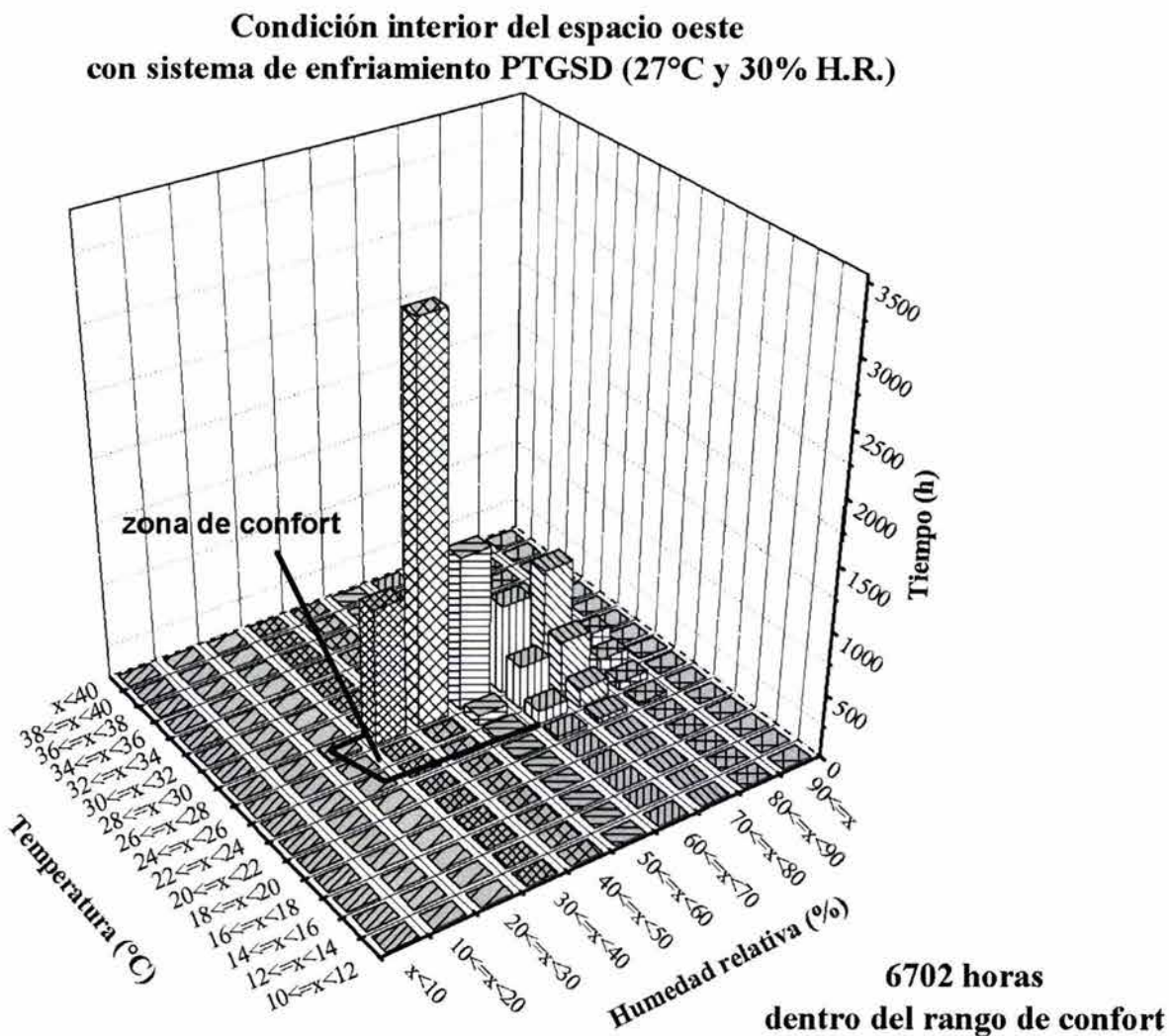


Figura 5.4.12. Número de horas dentro del rango de confort al interior de la edificación, usando el sistema de enfriamiento con desecante PTGSD y con una temperatura de 27°C y 30% de humedad relativa como condición de diseño.

5.4.3. Análisis Exérgico

El análisis de exergía de la edificación se llevó a cabo en un sistema abierto que corresponde a un modelo simplificado de la edificación propuesta, como se muestra en la figura 5.4.13, donde aire húmedo entra a la condición de entrada (e) y atraviesa el muro al interior llegando a la condición de salida (s).

A diferencia de algunos autores, la temperatura ambiente y la humedad horaria son considerados como los estados de referencia, y contrario a la práctica usual en estos cálculos el estado de referencia es variable. Por lo cual, la exergía en la condición de entrada es igual a cero, ya que se encuentra en estado de equilibrio con el estado de referencia.

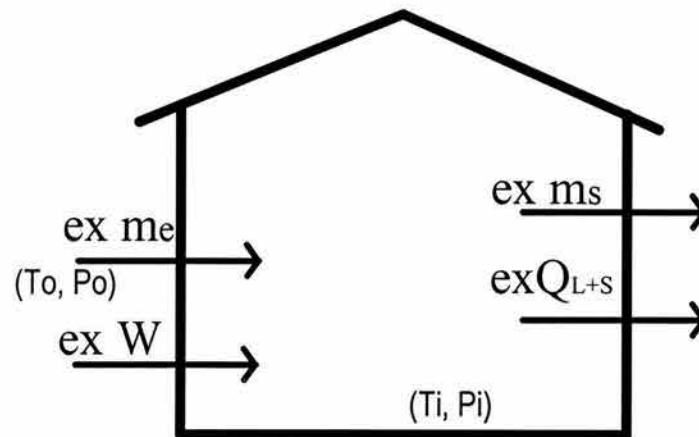


Figura 5.4.13. Representación gráfica del sistema.

El balance de exergía está dado por la ecuación 5.1:

$$ex m_e + ex W = ex m_s + ex Q_{Lat+Sen} + T_0 \Delta S_{gen} \quad (5.1)$$

$$T_0 \Delta S_{gen} = ex W + ex m_e - ex m_s - ex Q_{Lat+Sen} \quad (5.2)$$

donde:

$$ex m_e = 0, \text{ por encontrarse en equilibrio con el ambiente.} \quad (5.3)$$

$$ex W = ex_{electrica+gas}, \text{ requerido por el sistema de enfriamiento.} \quad (5.4)$$

$$ex_{electrica} = W_{electrica} \times 2.1 \quad (5.5)$$

donde 2.1, es el valor exérgico de la relación primaria para la generación de energía eléctrica.

$$ex_{gas} = W_{gas} \times 1.04 \quad (5.6)$$

donde 1.04 es el valor de la razón de exergía química para el gas natural.

$$exm_s = \dot{m}_a \times e_{tot,a} \quad (5.7)$$

$$e_{tot,a} = (c_{p,a} + \omega c_{p,v}) T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + (1 + \bar{\omega}) R_a T_0 \ln \frac{P}{P_0} \\ + R_a T_0 \left[(1 + \bar{\omega}) \ln \frac{1 + \bar{\omega}_0}{1 + \bar{\omega}} + \bar{\omega} \ln \frac{\bar{\omega}}{\bar{\omega}_0} \right] \quad (5.8)$$

que representa a la exergía total del aire húmedo bajo las condiciones al interior de la edificación.

La exergía del calor sensible está dada por la siguiente ecuación:

$$exQ_{Sen} = Q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (5.9)$$

donde Q es la carga de calor sensible calculada por la simulación.

La exergía del calor latente se calcula mediante:

$$exQ_{Lat} = \dot{m}_w \times e_{tot,w} \quad (5.10)$$

y donde:

$$e_{tot,w} = h_f(T) - h_g(T_0) - T_0 s_f(T) + T_0 s_g(T_0) + [P - P_{sat}(T)] v_f(T) - R_v T_0 \ln \phi_0 \quad (5.11)$$

donde el (T_0) indica que son las propiedades termodinámicas evaluadas al estado de referencia y (T) que son las propiedades termodinámicas del flujo.

En consecuencia, la eficiencia por segunda ley, y de acuerdo con Bejan, 1988, se puede definir como sigue:

$$\eta_{\Pi} = \frac{ex_{out}}{ex_{in}} = \frac{exm_s + exQ_{Lat+Sen}}{exW} \quad (5.12)$$

La tabla 5.4.1. muestra las condiciones consideradas como condiciones de salida del proceso estudiado.

Temperatura (°C)	H.R. (%)	w (kg/kg)
22.5	70	0.0120
25.0	50	0.0100
27.0	30	0.0065

Tabla 5.4.1. Condiciones consideradas como salidas del proceso.

5.4.3.1. El estado de referencia

Ya que la exergía representa el trabajo máximo potencial que se puede obtener de un sistema para alcanzar el equilibrio con su estado de referencia, en un sistema dado, toma una importancia fundamental la elección correcta del estado de referencia.

Para la aplicación de la metodología de análisis exérgico en edificaciones, si se considera que el estado de referencia es el ambiente, este debe variar conforme la fluctuación en el exterior, ya que el ambiente no es constante. Por otro lado, el flujo que entra se encuentra en equilibrio con el ambiente, pues entra a las condiciones de estado del mismo, y por lo tanto el contenido exérgico del aire entrando a la edificación es igual a cero.

Si se calcula la exergía total del aire húmedo mediante la ecuación 5.8, se puede apreciar la diferencia que existe en el valor exérgico con respecto al estado de referencia elegido. Para mostrar este efecto se tomó el día el 10 de agosto a las 16:00 horas donde, la temperatura y humedad relativa del aire ambiente fueron de 32.2°C y 69.9% respectivamente, correspondiéndole un contenido de humedad de 0.0215 kg_v/kg_a. La temperatura y humedad relativa para el interior (estado de salida) se tomaron de los resultados obtenidos en la simulación utilizando como sistema de enfriamiento el PTGSD y que fueron de 27.72°C y 58.8% de humedad relativa con 0.0138 kg_v/kg_a, de contenido de humedad, entonces la exergía total tomando como estado de referencia las condiciones variables del ambiente, en el estado de entrada es igual a cero, pues se encuentra en estado de equilibrio, mientras que la exergía total en el estado de salida es:

$$e_{t_s} = (c_{p,a} + 0.0138c_{p,v})305.4 \left(\frac{300.8}{305.4} - 1 - \ln \frac{300.8}{305.4} \right) +$$

$$R_a 305.4 \left[(1 + (1.608 * 0.0138)) \ln \frac{1 + (1.608 * 0.0215)}{1 + (1.608 * 0.0138)} + (1.608 * 0.0138) \ln \frac{(1.608 * 0.0138)}{(1.608 * 0.0215)} \right]$$

$$e_{t_s} = 0.25127 \text{ kJ} / \text{kg}_a$$

De otra manera, si se toma como estado de referencia fijo, una temperatura y una humedad relativa promedio anual, los datos correspondientes serían de una temperatura de 26.9°C y 76.4% de humedad relativa con un contenido de humedad de 0.01643 kg_v/kg_a, y la exergía total en el estado de entrada sería:

$$e_{t_e} = (c_{p,a} + 0.0215c_{p,v})300.1 \left(\frac{305.4}{300.1} - 1 - \ln \frac{305.4}{300.1} \right) +$$

$$R_a 300.1 \left[(1 + (1.608 * 0.0215)) \ln \frac{1 + (1.608 * 0.01643)}{1 + (1.608 * 0.0215)} + (1.608 * 0.0215) \ln \frac{(1.608 * 0.0215)}{(1.608 * 0.01643)} \right]$$

$$e_{t_e} = 0.1446 \text{ kJ} / \text{kg}_a$$

y la exergía total en el estado de salida es:

$$e_{t_s} = (c_{p,a} + 0.0138c_{p,v})300.1 \left(\frac{300.8}{300.1} - 1 - \ln \frac{300.8}{300.1} \right) +$$

$$R_a 300.1 \left[(1 + (1.608 * 0.0138)) \ln \frac{1 + (1.608 * 0.01643)}{1 + (1.608 * 0.0138)} + (1.608 * 0.0138) \ln \frac{(1.608 * 0.0138)}{(1.608 * 0.01643)} \right]$$

$$e_{t_s} = 0.03117 \text{ kJ} / \text{kg}_a$$

En este ejemplo se muestra como influye en los valores obtenidos, para la exergía total, la elección del estado de referencia y se observa que si se toma un valor de referencia fijo, la exergía total en el estado de entrada es un valor mayor que el del estado de salida. El valor de exergía obtenido en el estado de entrada, no se aprovecha en las edificaciones, por lo que en el presente trabajo, se decidió utilizar un estado de referencia que varíe conforme varían las condiciones climáticas del exterior y así analizar únicamente la exergía resultante en el estado de salida (interior de la edificación).

En las figuras 5.4.14. (a) y (b) se muestran las humedades y temperaturas al exterior e interior resultado de la simulación del edificio en el espacio oeste, para los días del 10 al 17 de agosto utilizando el sistema de enfriamiento PSZ, y en donde se aprecia que tanto el manejo de la temperatura como de la humedad al interior no son adecuadas. Además se muestran la humedad y temperatura promedio anual, la cual fue utilizada como el estado de referencia fijo. La figura 5.4.14. (c) muestra las curvas de los valores de exergía obtenidos tomando los dos estados de referencia, una representa un valor fijo para el estado de referencia y la otra, datos variables del mismo. En el caso del estado de referencia fijo, se muestran dos curvas, una representa los valores de exergía total en el estado de entrada y otra los valores de exergía total en el estado de salida. Para el caso del estado de referencia variable, sólo se muestra la curva con los valores de exergía total en el estado de salida, ya que en el estado de entrada la exergía es igual a cero.

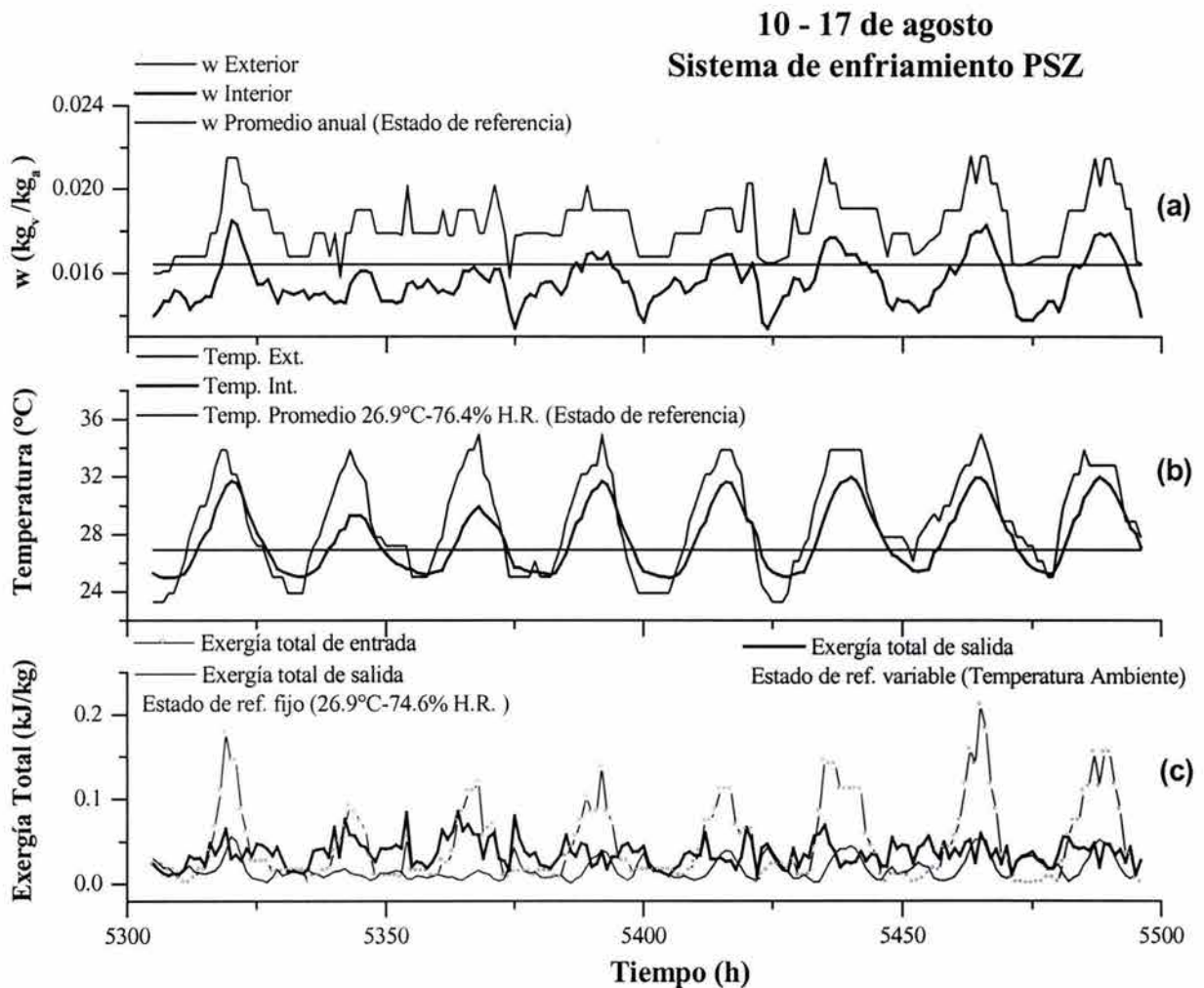


Figura 5.4.14. (a) Contenido de humedad, (b) Temperaturas horarias, usadas como condiciones de entrada y salida, (c) Valores resultantes de exergía horaria para los estados de referencia variable y constante, en el espacio oeste.

Al comparar las curvas se observa que al tomar un estado de referencia fijo los resultados de exergía, en el estado de salida, son muy pequeños, ya que las condiciones en el interior son muy cercanas a la condición del estado de referencia. Mientras que con un estado de referencia variable, los valores de exergía en la condición de salida son mucho más altos, pues conforme transcurre el día, existe un cambio en las condiciones exteriores y por lo tanto un alejamiento y acercamiento más pronunciado con respecto al estado de referencia. Ahora bien, cuando se toma el estado de referencia variable, la exergía se incrementa pues efectivamente el sistema de enfriamiento acondiciona el aire al interior y en efecto se muestra que existe una diferencia con las condiciones al exterior y a la vez con el estado de referencia.

En las figuras 5.4.15. (a) y (b) son similares a la anterior pero utilizando el sistema de enfriamiento PSZ 2. Aunque el manejo de las temperaturas es parecido al sistema anterior, se presenta una notoria mejoría en el control de la humedad, que a la vez se ve reflejado en los valores exérgicos resultantes, figura 5.4.15. (c) y en donde se aprecia con mayor claridad la diferencia en los resultados de acuerdo al estado de referencia elegido. Como se observa, la mayoría del tiempo, la exergía total en el estado de salida presentó valores más bajos para el caso en que se utilizó la temperatura y humedad constantes como estado de referencia al exterior, que en los valores resultantes con el estado de referencia variable. De igual forma que en el caso anterior los valores más altos se tuvieron en las condiciones de entrada, usando el estado de referencia fijo.

Análogas a las figuras anteriores, las figuras 5.4.16. (a), y (b), muestran los valores de humedades y temperaturas exterior, promedio anual y las resultantes al interior pero utilizando el sistema de enfriamiento PTGSD. El control de humedad y temperatura por este sistema al interior es significativamente mejor que en los dos anteriores, y ante la mayor diferencia que existe entre el exterior y el interior, en la figura 5.4.16. (c) el valor exérgico, en el estado de salida, cuando se utiliza el estado de referencia variable es mayor que si se utiliza un estado de referencia fijo. Esto se debe principalmente a la diferencia entre el interior y exterior en los contenidos de humedad. Ya que a diferencia con los casos anteriores donde no existía un buen control de humedad, los valores de exergía fueron muy pequeños, comparados con el presente caso donde si existe un buen control tanto de humedad como de temperatura.

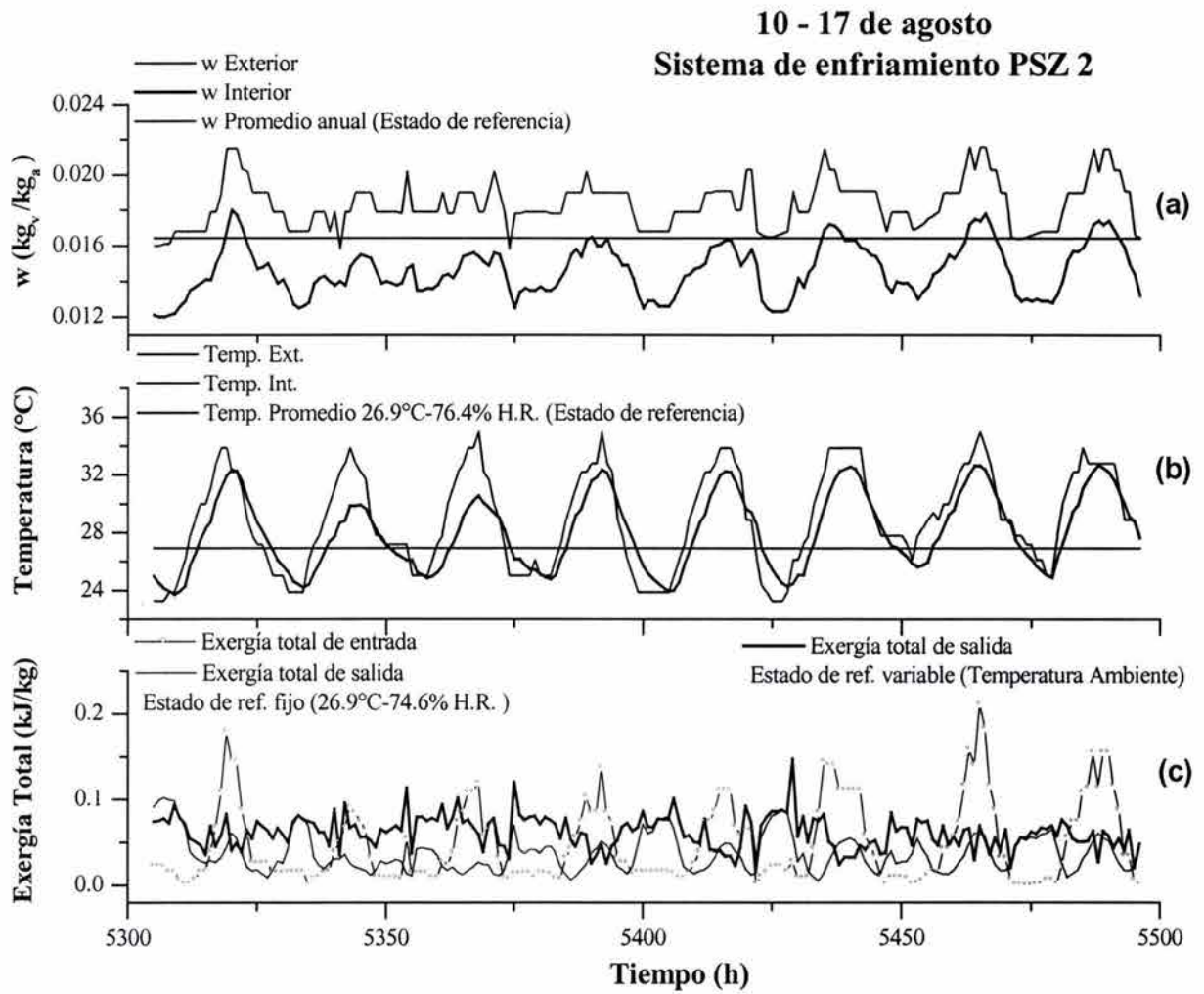


Figura 5.4.15. (a) Contenido de humedad, (b) Temperaturas horarias, usadas como condiciones de entrada y salida, (c) Valores resultantes de exergía horaria para los estados de referencia variable y constante, en el espacio oeste.

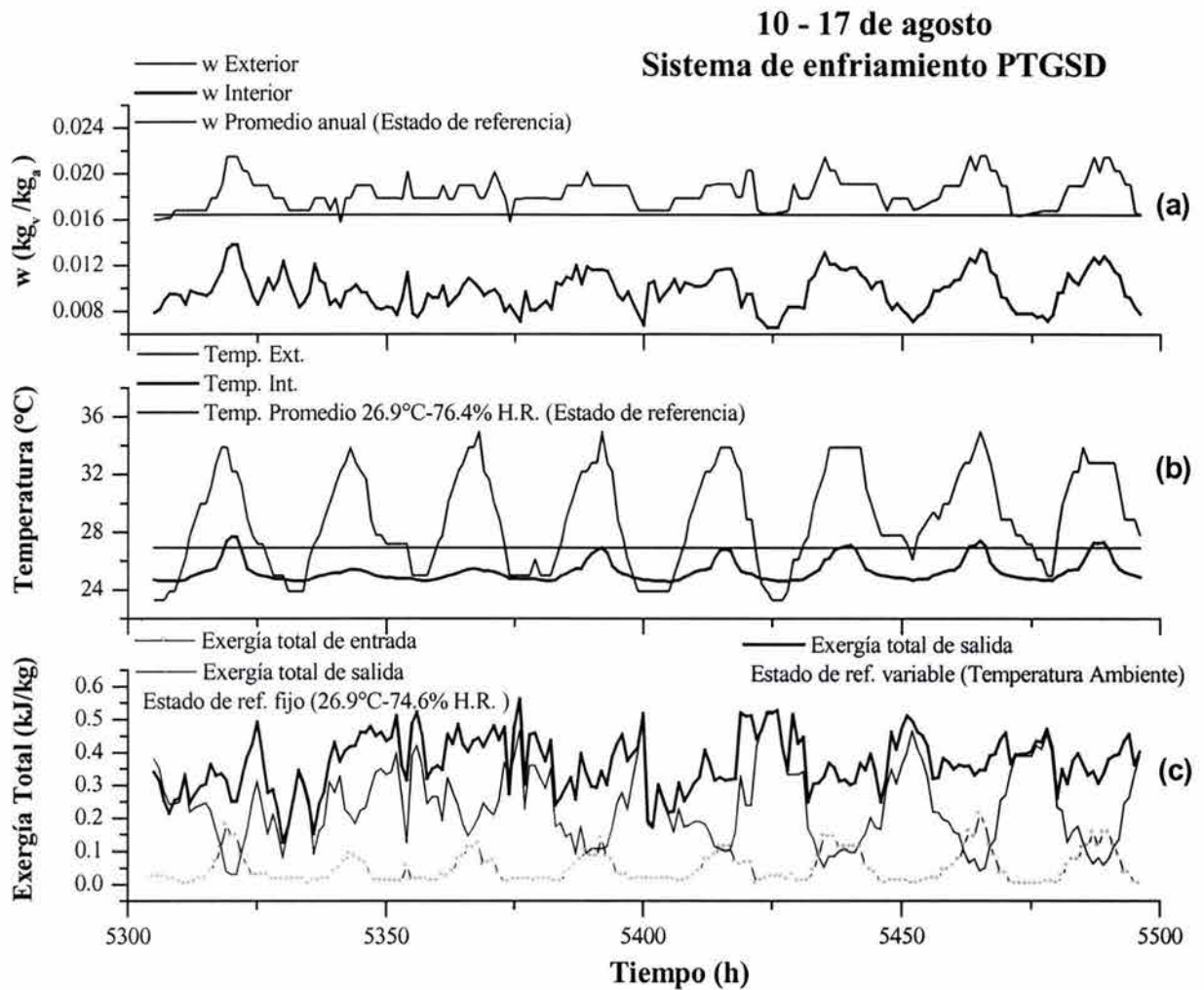


Figura 5.4.16. (a) Contenido de humedad, (b) Temperaturas horarias, usadas como condiciones de entrada y salida, (c) Valores resultantes de exergía horaria para los estados de referencia variable y constante, en el espacio oeste.

Las figuras 5.4.14-5.4.16, demuestran que la elección del estado de referencia variable en el análisis de exergía en edificaciones influye directamente en los valores resultantes, ya que las condiciones de temperatura y humedad entre el exterior y el interior son sumamente cercanas.

5.4.3.2. Eficiencia Exérgica

Después del análisis de las horas de confort, se realizaron los cálculos de eficiencia exérgica de acuerdo a la ecuación (5.12) para los tres sistemas de enfriamiento de aire bajo las tres diferentes condiciones de diseño de forma horaria durante todo el año. Para una mejor claridad en la presentación, únicamente se seleccionaron los valores resultantes durante siete días del año, correspondientes a la semana del 10 al 17 de agosto. Al final se hace el análisis para todo el año.

Los siguientes resultados corresponden a la condición de diseño de 22.5°C de temperatura y 70% de humedad relativa. La figuras 5.4.17. (a) y (b), muestran las humedades relativas y temperaturas resultantes del uso los sistemas PSZ y PSZ 2, así como los datos exteriores. Mientras que la humedad relativa obtenida por el PSZ 2 fue considerablemente buena, por debajo de los 70% de humedad relativa, durante todo el período debido a la unidad deshumidificadora con la que cuenta, no fue así para el control de la temperatura que permaneció similar a la suministrada por el sistema tradicional PSZ, y en este punto ninguno de los dos sistemas logra la condición de diseño deseada durante las horas del día. Esto se debe principalmente a que un sistema de las características de los PSZ, necesita tener una capacidad de enfriamiento mayor para que bajo las condiciones ambientales durante las horas del día en este tipo de clima, logre suministrar las condiciones de temperatura requerida, ya que con la disminución de temperatura al exterior durante la noche, ambos sistemas si mantienen las condiciones deseadas.

La figura 5.4.17. (c) presenta las eficiencias exérgicas logradas por ambos sistemas las cuales para este período del año resultaron muy parecidas. Esto puede interpretarse que a pesar de la exergía extra producto de un mejor control de la humedad al interior por el sistema PSZ 2, la exergía extra necesitada (consumo de electricidad) por la unidad deshumidificadora adicional para lograr dichas condiciones, desde el punto de vista exérgico, no produjo un beneficio real.

Para la misma condición de diseño se muestran los resultados del sistema PTGSD comparado con el sistema PSZ 2, en las figuras 5.4.18. (a), (b) y (c). El control de la humedad (a) para el período de diseño analizado, se encuentra dentro del rango de confort en ambos sistemas, mientras que con la temperatura no sucede lo mismo, ya que el sistema PSZ 2 no suministra las temperaturas requeridas. Por el contrario, el sistema PTGSD logra alcanzar la temperatura solicitada, aunque algunas horas (las de mayor temperatura al exterior) sobrepasa la condición de diseño, se encuentran dentro del rango de confort. En la figura (c) esto se ve representado ya que el valor mínimo (0.020) de eficiencia exérgica logrado por el PTGSD es 2 veces mayor que el valor mínimo (0.010) logrado por el PSZ 2 al igual que el valor máximo (0.08) del PTGSD y (0.04) del PSZ 2.

Los valores tan bajos resultantes en las eficiencias exérgicas, se deben al enorme consumo de energía utilizada por los diferentes sistemas, al tratar de acondicionar el aire exterior a las condiciones de diseño solicitadas para el interior.

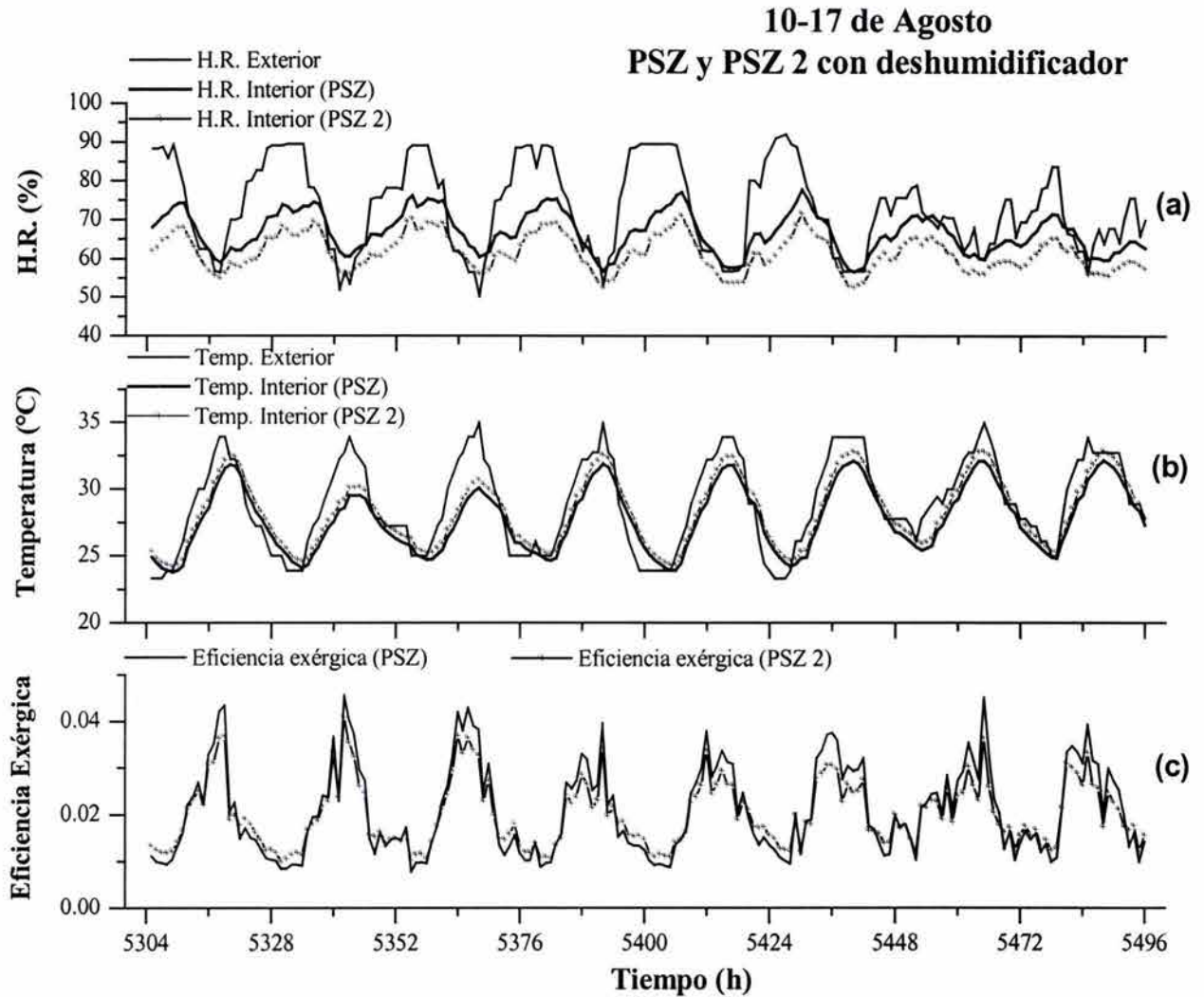


Figura 5.4.17. a) Humedad relativa, b) Temperatura y c) Eficiencia exérgica, logradas por los sistemas de enfriamiento PSZ y PSZ 2, al interior de la edificación, bajo la condición de diseño de 22.5°C y 70% H.R.

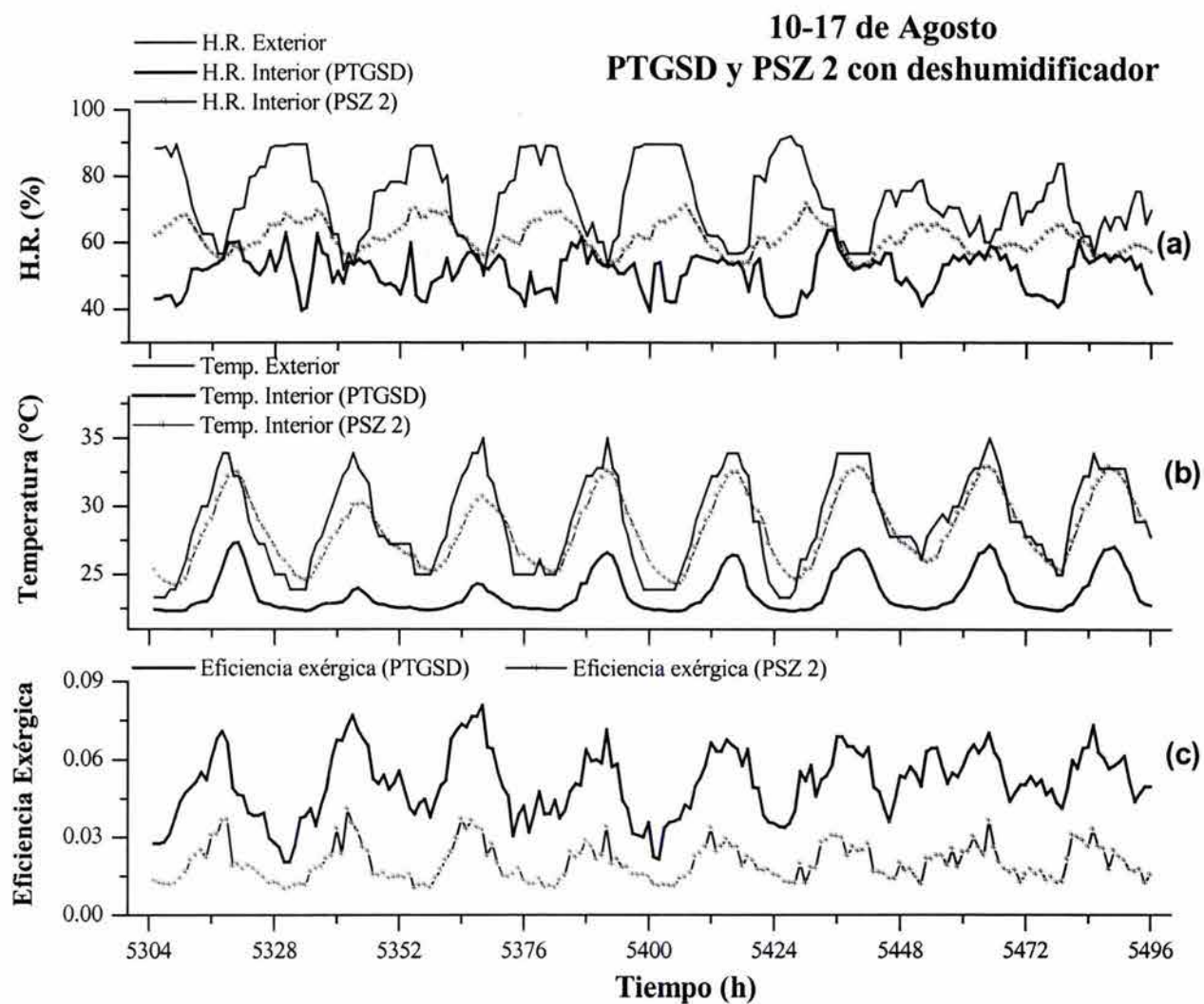


Figura 5.4.18. a) Humedad relativa, b) Temperatura y c) Eficiencia exérgica, logradas por los sistemas de enfriamiento PTGSD y PSZ 2, al interior de la edificación, bajo la condición de diseño de 22.5°C y 70% H.R.

En las figuras 5.4.19 y 5.4.20, similares a las dos anteriores, se presentan las comparaciones de los resultados obtenidos por los diferentes sistemas, pero bajo las condiciones de diseño de 25°C de temperatura y 50% de humedad relativa.

El comportamiento de ambos sistemas, para la condición de acondicionamiento del aire a 25°C y 50% de humedad relativa, es parecido que con la condición de diseño anterior, como se muestra en las figuras 5.4.19. (a), (b) y (c), sólo que en este caso al requerirse una humedad relativa más baja, el PSZ 2 logra disminuir en diversas horas el porcentaje de humedad relativa al interior, logrando obtener un promedio de 61.4% en los siete días analizados, no sucediendo lo mismo con el PSZ, que tuvo un promedio del 66.4%. Ambos sistemas sólo responden al control de temperatura aunque no satisfactoriamente, debido a su capacidad de suministro de aire, ya que si bien el punto mínimo que alcanzan suministrar se coloca sobre los 24°C , el valor máximo sobrepasa los 32°C , con lo que se tiene un promedio superior a los 27°C en ambos sistemas.

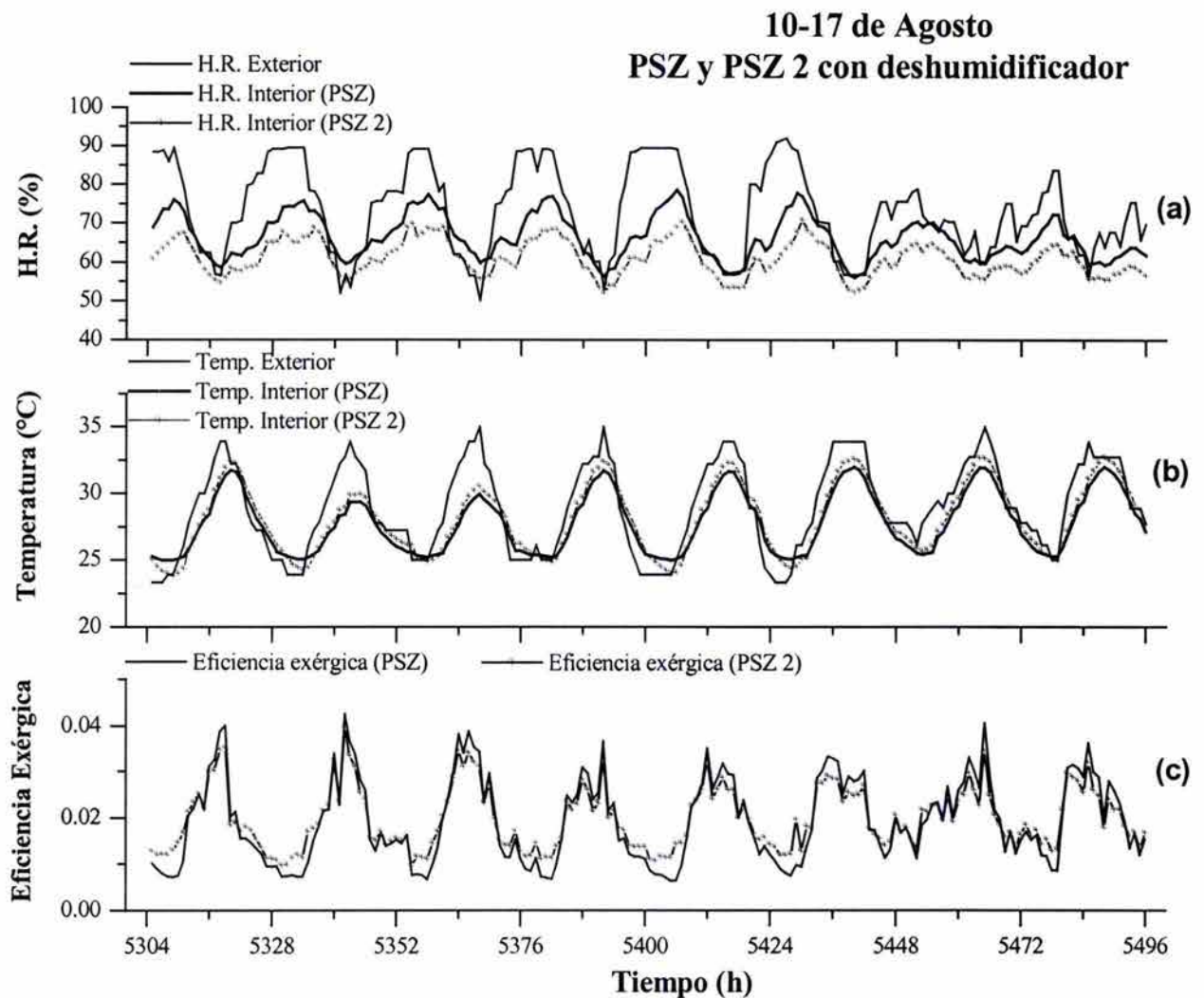


Figura 5.4.19. a) Humedad relativa, b) Temperatura y c) Eficiencia exérgica, logradas por los sistemas de enfriamiento PSZ y PSZ 2, al interior de la edificación, bajo la condición de diseño de 25°C y 50% H.R.

De igual forma el comportamiento de los valores de eficiencia exérgica es sumamente parecido para ambos sistemas, con un promedio de 0.019 del PSZ y de 0.020 para el PSZ 2, para el PSZ su valor máximo fue de 0.042 y en el PSZ 2 fue de 0.040, sin embargo el valor mínimo del PSZ fue de 0.006 mientras que el PSZ 2 obtuvo 0.010.

El sistema PTGSD como se observa en la figura 5.4.20 (a) presenta por el contrario a los sistemas anteriores una fluctuación más variable en los valores de humedad durante el día, sin embargo se siguen encontrando dentro del confort con un promedio de 48.2% muy cerca de lo requerido en la condición de diseño. El control de la temperatura es muy bueno, manteniéndose muy cerca de los 25°C, figura 5.3.18 (b), donde el valor mínimo logrado es de 24.6°C y el máximo de 27.7°C.

La eficiencia exérgica promedio en estos días fue de 0.049, valor que es 2.4 veces más grande que el del sistema PSZ 2. La eficiencia mínima lograda fue de 0.011 y la máxima fue de 0.08.

La última condición de diseño analizada fue la de 27°C de temperatura y 30% de humedad relativa. Los resultados para el sistema PSZ y PSZ 2 se muestran en las figuras 5.4.21. (a), (b) y (c). En el primer rubro que corresponde a la humedad, el sistema PSZ responde levemente, y obtiene un descenso mínimo del mismo. Este se debe a que se permite el incremento en la temperatura de diseño. Por consiguiente, en el inciso (b) donde se muestran los valores de temperatura, el valor mínimo alcanzado es de 26.3°C sin embargo se tiene un máximo de 31.7°C, y un promedio de 28°C, con lo cual gran parte del tiempo se encuentra fuera del rango de confort. El sistema PSZ 2, bajo esta condición de diseño, logra disminuir un poco más la humedad, pero no logra alcanzar la condición requerida, ya que su valor mínimo de humedad relativa es de 51.2% y el máximo de 69.6%. El comportamiento de la temperatura sigue siendo muy parecido al PSZ, aunque su valor mínimo logrado es de 22.9°C y su valor máximo es de 32.2°C, entonces presenta un promedio de 27.4°C, muy cercano al obtenido por el PSZ.

Los resultados de la eficiencia exérgica se mantienen en las mismas proporciones que para las condiciones anteriores. El PSZ logra una eficiencia exérgica promedio de 0.018 y el PSZ 2 de 0.020, el valor mínimo es de 0.0069 y 0.010 respectivamente, el valor máximo corresponde a 0.040 para el PSZ y 0.039 para el PSZ 2.

Las figuras 5.4.22. (a), (b) y (c), muestran los valores obtenidos por el sistema PTGSD comparado con el PSZ 2. Para esta situación el sistema PTGSD presenta un comportamiento un tanto inusual a las dos condiciones anteriores. Ya que en algunas horas suministra una humedad mayor al 70%. Su valor máximo alcanza

77% pero, su valor mínimo lo ubica en 33%. El valor promedio para los siete días es de 51.3%, que aunque no logra la condición deseada, se encuentra dentro del rango de confort. Por otro lado, el aire suministrado presenta una temperatura bastante cercana a la solicitada, ya que su valor máximo es de 28.2°C y el mínimo de 26.5°C, con un promedio de 26.9°C, mucho mejor que el promedio del PSZ 2.

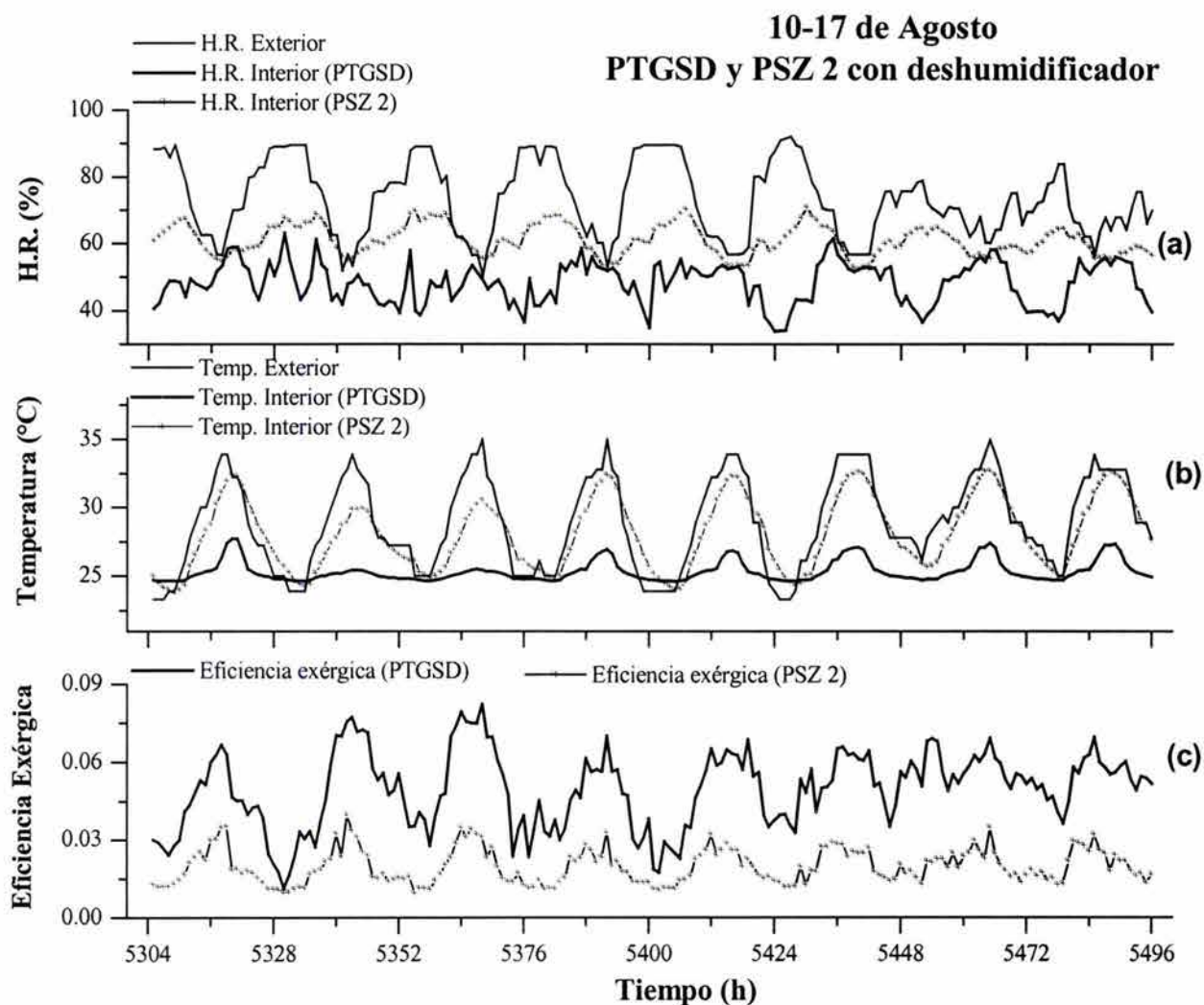


Figura 5.4.20. a) Humedad relativa, b) Temperatura y c) Eficiencia exérgica, logradas por los sistemas de enfriamiento PTGSD y PSZ 2, al interior de la edificación, bajo la condición de diseño de 25°C y 50% H.R.

En la curva que representa las eficiencias se sigue observando que aún en estas condiciones de diseño extremas, el sistema PTGSD, logra mejores resultados que el PSZ 2, alcanza una eficiencia promedio de 0.041 que es 2 veces mejor que la

obtenida por el otro sistema. Su valor máximo es de 0.079 y el mínimo corresponde a 0.0076.

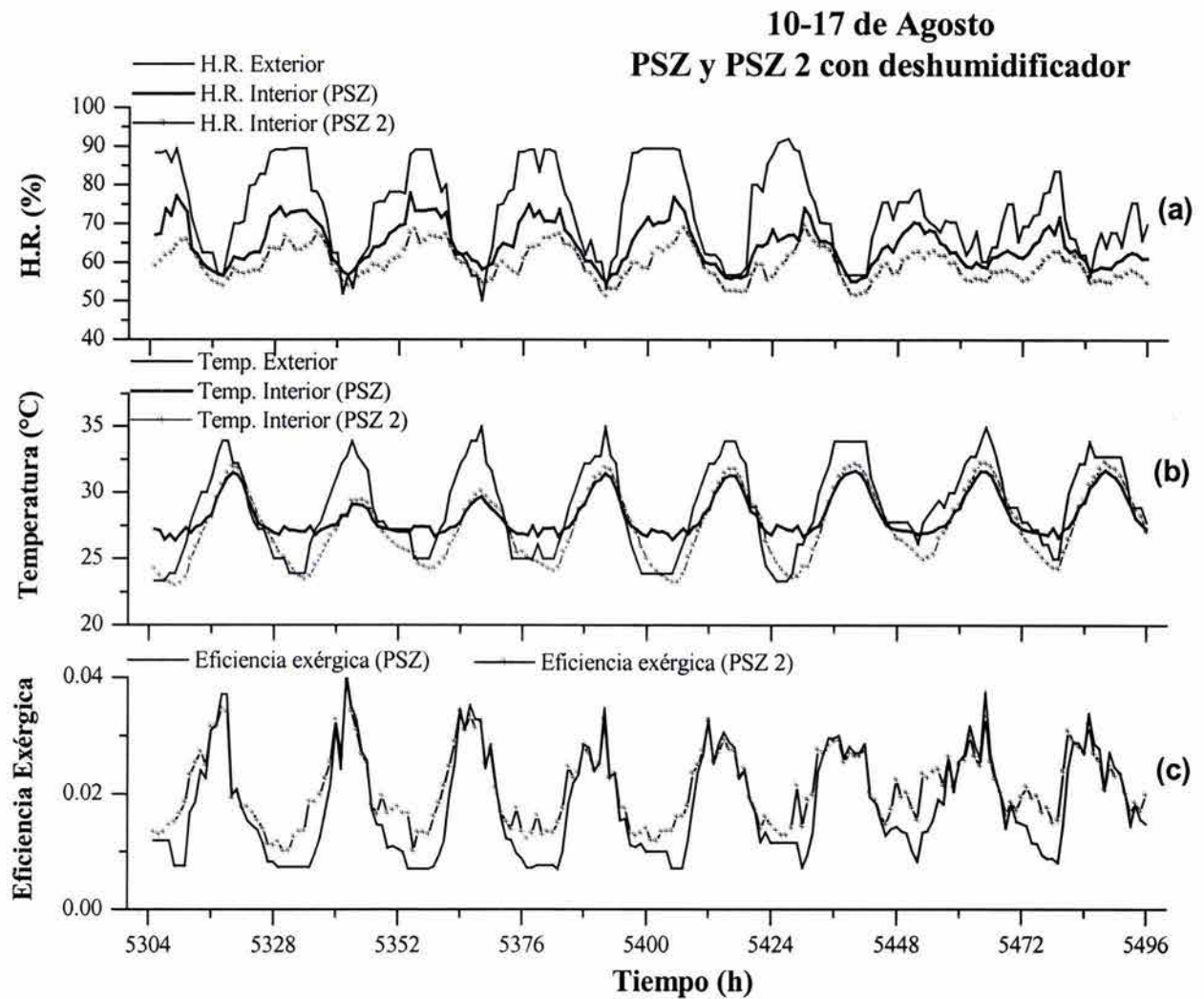


Figura 5.4.21. a) Humedad relativa, b) Temperatura y c) Eficiencia exérgica, logradas por los sistemas de enfriamiento PSZ y PSZ 2, al interior de la edificación, bajo la condición de diseño de 27°C y 30% H.R.

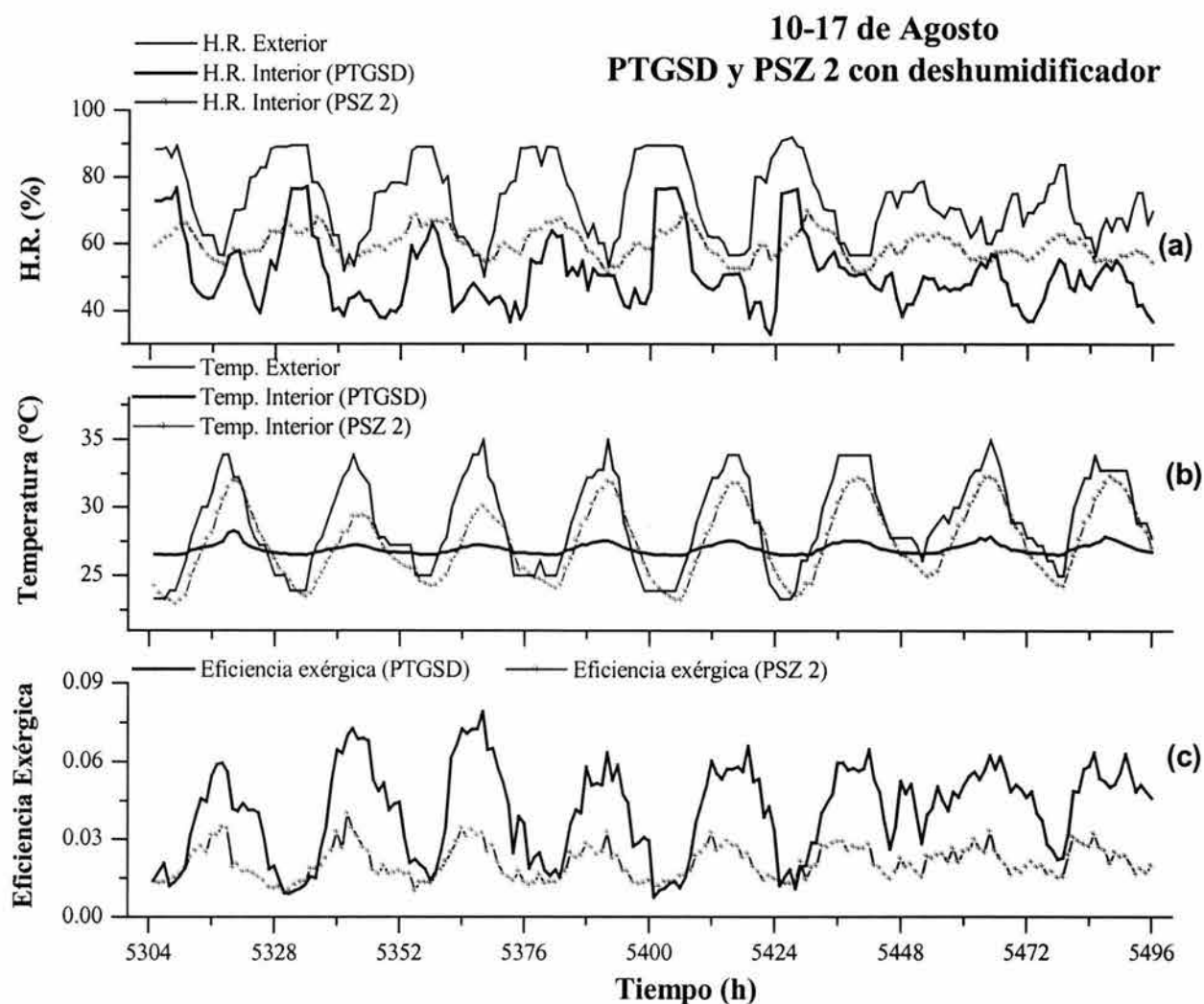


Figura 5.4.22. a) Humedad relativa, b) Temperatura y c) Eficiencia exérgica, logradas por los sistemas de enfriamiento PTGSD y PSZ 2, al interior de la edificación, bajo la condición de diseño de 27°C y 30% H.R.

El consumo anual de energía de los tres sistemas para la condición de diseño de 22.5°C y 70% de humedad relativa, se encuentra comparado en la figura 5.4.23., donde se muestra que el menor consumo lo tiene el PSZ, seguido por el PSZ 2, y el que presenta un mayor consumo de los tres es el PTGSD. El incremento del sistema PSZ 2, se debe al consumo generado por el deshumidificador, ya que trabaja para tratar de mantener la humedad solicitada. Y acorde a los resultados de confort mostrados anteriormente, el sistema PTGSD, incrementa el consumo de energía al lograr mantener el interior por más de 6000 horas al año a la

temperatura solicitada. Sin embargo, al observar la figura 5.4.24., donde se muestran los resultados de eficiencia exérgica de los diferentes sistemas bajo la misma condición de diseño, se aprecia que aún con el mayor consumo de energía el sistema PTGSD, logra una mejor eficiencia que los dos sistemas PSZ.

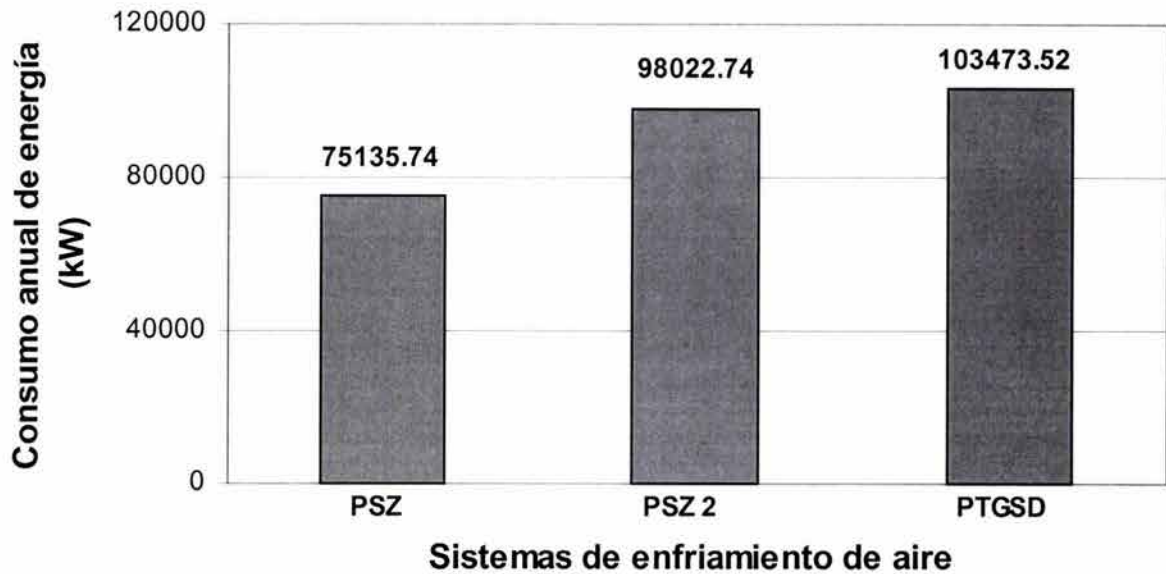


Figura 5.4.23. Consumo anual de energía de los diferentes sistemas analizados, para la condición de diseño de 22.5°C y 70% de humedad relativa.

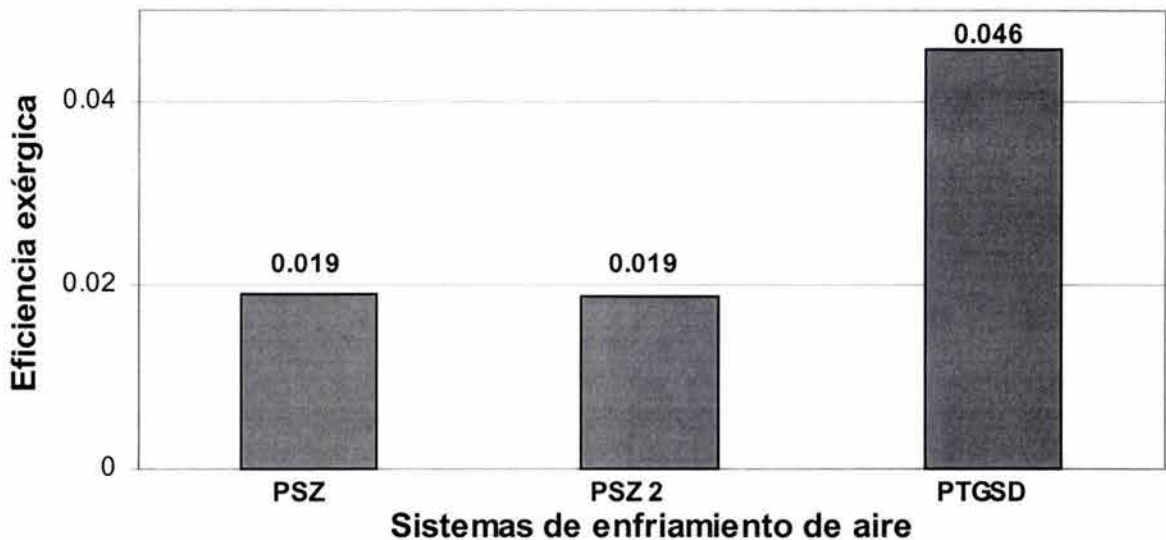


Figura 5.4.24. Eficiencia exérgica anual de los diferentes sistemas analizados, para la condición de diseño de 22.5°C y 70% de humedad relativa.

Para la condición de diseño de 25°C y 50% de humedad relativa, el consumo anual de energía y la eficiencia exérgica anual de los diferentes sistemas son mostrados en las figuras 5.4.25 y 5.4.26. En estas gráficas se aprecia que de los tres sistemas el que consume más energía es el PSZ 2, y el PTGSD disminuye considerablemente su consumo. Los resultados obtenidos indican que el PSZ 2, consume 35% más que el PSZ de energía, al tratar de lograr las condiciones de humedad relativa requeridas. Mientras que el sistema PTGSD, disminuyó el 31% del consumo anterior, lo que indica que para reducir la humedad y lograr bajar la temperatura, consume más energía. Esto se ve reflejado en los valores obtenidos en la eficiencia exérgica, donde el PTGSD sigue presentando mejores resultados, y en donde el consumo de energía por los sistemas influye directamente sobre la eficiencia.

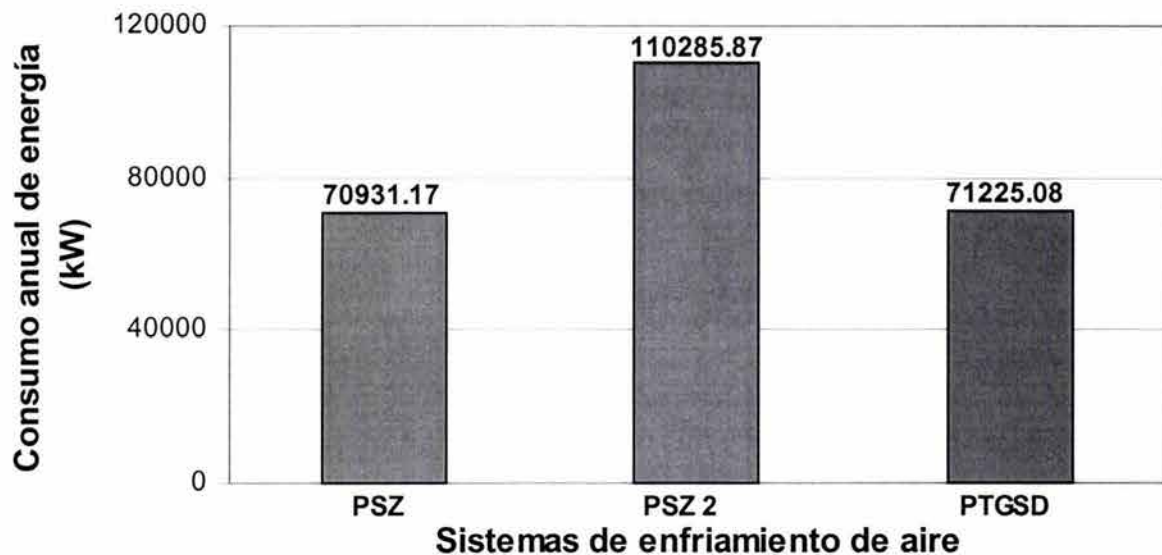


Figura 5.4.25. Consumo anual de energía de los diferentes sistemas analizados, para la condición de diseño de 25°C y 50% de humedad relativa.

En las figuras 5.4.27-5.4.28, se presentan los valores obtenidos de consumo anual y eficiencia exérgica para la última condición de diseño que fue de 27°C y 30% de humedad relativa. El sistema PTGSD presentó el más bajo consumo de energía de las tres diferentes condiciones de diseño, mientras que el PSZ 2 presentó el mayor consumo del mismo. Bajo esta condición de diseño el PSZ 2, presentó su valor máximo de horas dentro del rango de confort (figura 5.4.11), esto a costa de un mayor consumo de energía en el proceso de deshumidificación. El PSZ también obtuvo su mayor número de horas dentro del confort (figura 5.4.10), ya que la temperatura solicitada para el interior fue mucho más cercana a la temperatura exterior. El PTGSD nuevamente fue el que presentó la mejor eficiencia exérgica de

los tres diferentes sistemas de enfriamiento. Sin embargo, bajo esta condición de diseño, el PTGSD presentó su menor valor de horas dentro del rango de confort. Con lo que se evidencia que la dificultad mayor en estos sistemas está en reducir el porcentaje de humedad relativa y no tanto en bajar la temperatura.

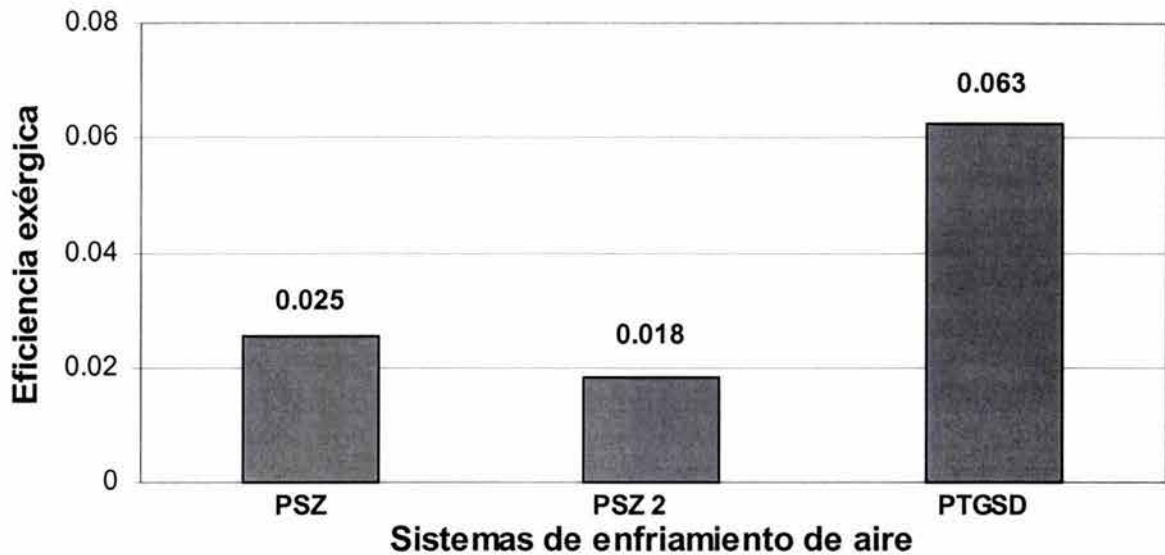


Figura 5.4.26. Eficiencia exérgica anual de los diferentes sistemas analizados, para la condición de diseño de 25°C y 50% de humedad relativa.

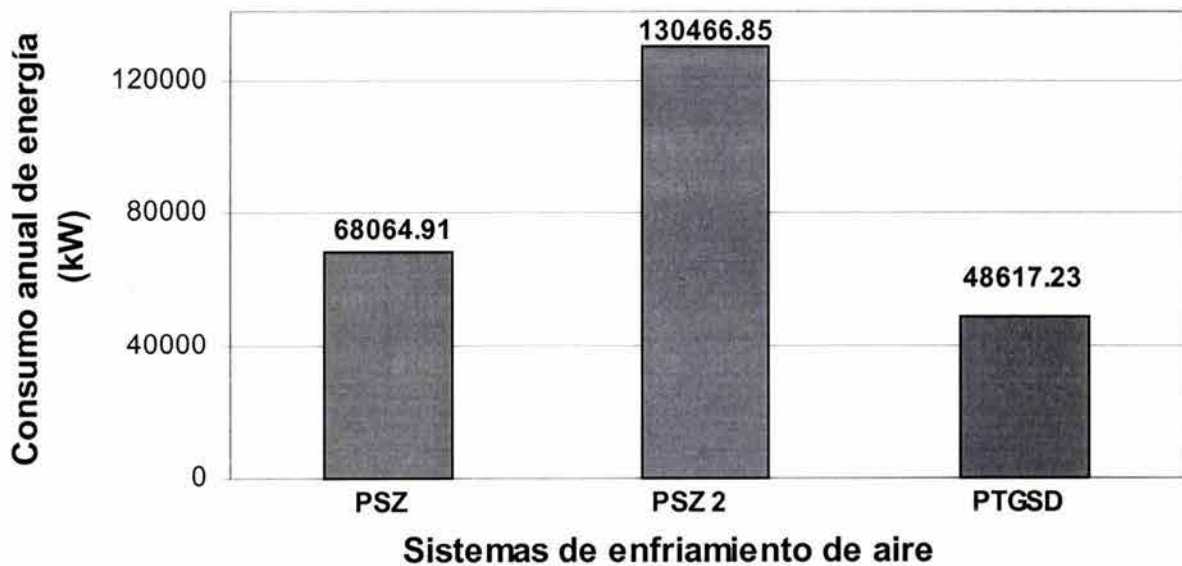


Figura 5.4.27. Consumo anual de energía de los diferentes sistemas analizados, para la condición de diseño de 27°C y 30% de humedad relativa.

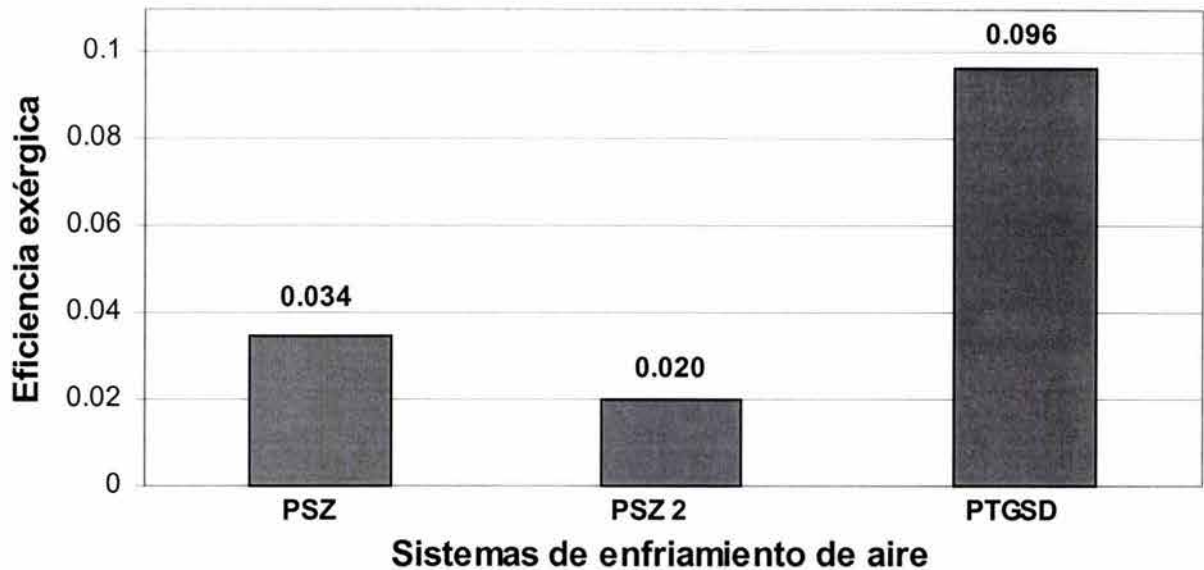


Figura 5.4.28. Eficiencia exérgica anual de los diferentes sistemas analizados, para la condición de diseño de 27°C y 30% de humedad relativa.

Después de los resultados presentados, se puede apreciar claramente, que para las condiciones de un clima cálido-húmedo como el que se tiene en la ciudad de Villahermosa, Tabasco, el sistema con mejor desempeño fue el PTGSD.

Además, con la ayuda del cálculo de las eficiencias horarias, podemos observar cómo es el comportamiento horario del sistema en las diferentes condiciones de diseño, como se muestra en la figura 5.4.29. En esta figura se aprecia, que aunque el promedio anual de la condición 27°C-30% H.R. sea la más elevada, existen períodos durante el año, en el que la respuesta del sistema a esta condición no es la óptima y que incluso en el período que se muestra resulta ser la que obtuvo una menor eficiencia exérgica, lo que se debe a que en algunos períodos el consumo de energía se incrementó considerablemente.

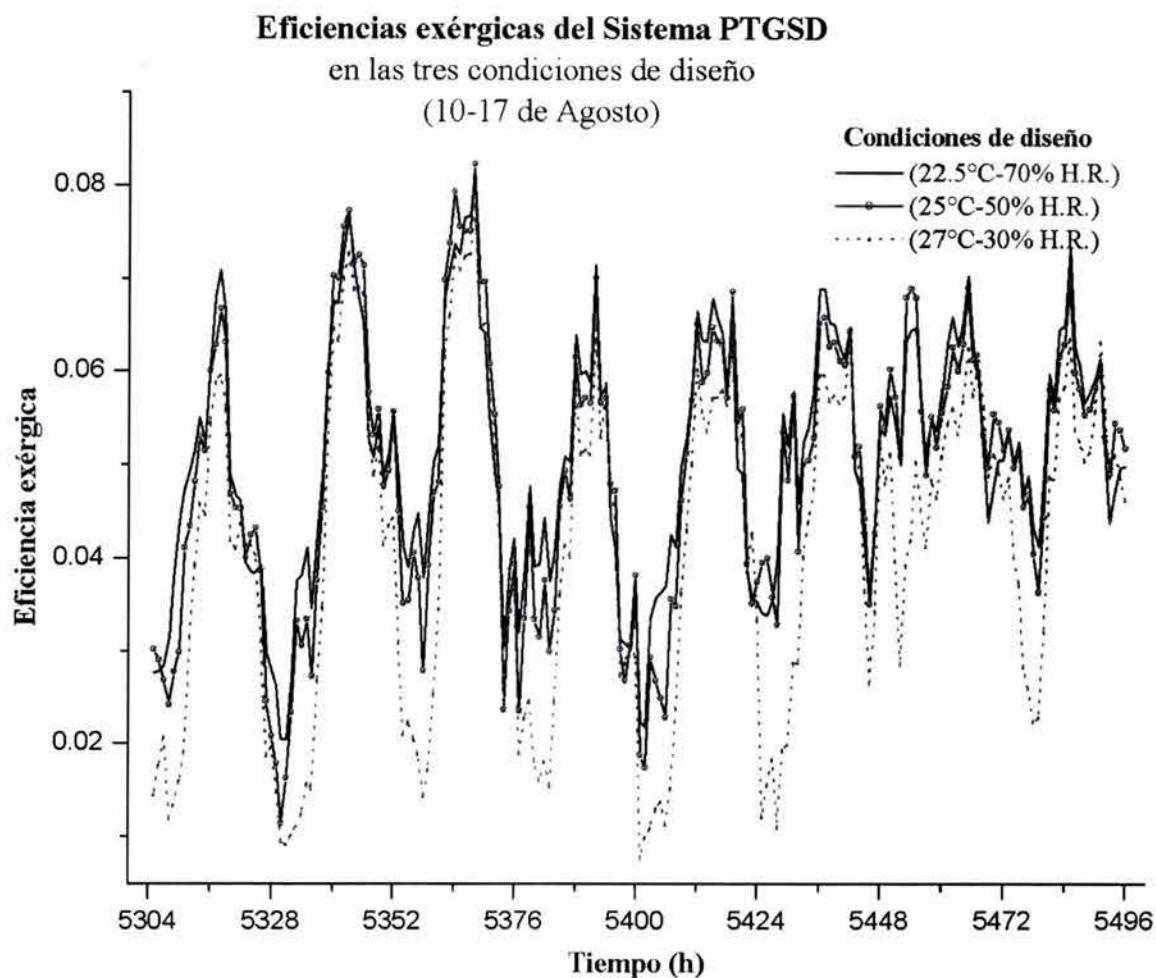


Figura 5.4.29. Eficiencias exérgicas horarias del sistema PTGSD, bajo las tres diferentes condiciones de diseño, obtenidas del 10 al 17 de agosto.

Ante estos resultados se ve la importancia de realizar de manera horaria los cálculos exérgicos, si se desea conocer detalladamente el funcionamiento de los sistemas. También es viable proponer, que sería conveniente que los sistemas de enfriamiento no estuviesen colocados únicamente a una determinada condición de diseño, sino que tuviesen incluido un dispositivo de sensor que permitiese de manera automatizada variar la condición de diseño requerida en el interior de las edificaciones, conforme se presentasen las fluctuaciones de temperatura y humedad relativa.

Capítulo 6.

Conclusiones y Recomendaciones

6.1. Conclusiones

El estudio y análisis de un Centro de Salud en Villahermosa, Tabasco, en las condiciones actuales comparada con la misma edificación pero con algunas mejoras propuestas, permitió concluir que un diseño adecuado que incluya estrategias pasivas y la utilización de materiales constructivos con un bajo coeficiente de transmisión de calor, como los aislantes, reducen significativamente las ganancias de calor al interior. En este caso se lograron reducir las cargas térmicas hasta en un 50%, pero debido al clima cálido-húmedo de la región las condiciones al interior no fueron las del confort deseado. Sin embargo se logró disminuir considerablemente el número de horas al año con temperaturas interiores superiores a los 38°C.

Para incrementar el número de horas al año dentro de la zona de confort en el interior de en la edificación ubicadas en un climas cálido-húmedo, se requiere el uso de sistemas de acondicionamiento de aire. Se demostró que con el sistema tradicional (PSZ), se puede disminuir la temperatura interior pero, como no se tienen control para disminuir el porcentaje de humedad relativa, el incremento de horas en condiciones de confort interior se incrementa muy poco.

Una buena calidad del aire interior y confort térmico en los climas cálido-húmedos requiere de una mayor modificación en las condiciones del aire de ventilación, y los sistemas PSZ y PTGSD que utilizan desecantes presentaron un mejor funcionamiento en ello, que los sistemas de aire acondicionado tradicionales. Con el último de estos sistemas se logró incrementar el número de horas al interior en condiciones de confort de 1006 A 8225.

La aplicación de la exergía para el análisis de edificaciones acondicionadas con sistemas de enfriamiento mecánicos, permitió una percepción general del funcionamiento y de la eficiencia de los sistemas en conjunto con la edificación.

Se demostró que con la metodología exérgica se puede proporcionar una buena referencia para el análisis de los sistemas de acondicionamiento de aire en las edificaciones. Sin embargo, se debe tener en cuenta que como las condiciones del aire interior son muy cercanas a las condiciones del aire exterior, es indispensable que para estos casos, el método de exergía empleado para el análisis tome en cuenta una variación horaria en el estado de referencia. Por consiguiente el uso de datos meteorológicos horarios es tan importante para el análisis del comportamiento térmico de edificaciones en climas cálido-húmedos como en climas fríos. En México este tipo de información no está disponible en todas las ciudades y donde se tiene, en general, no está completa y no se presenta en

formato de fácil acceso. La metodología presentada en el capítulo 4 es una buena guía para aprovechar los datos que proporciona el SMN.

El análisis exérgico del acondicionamiento de espacios en los climas cálido-húmedo, además de ser una herramienta útil en los procesos de acondicionamiento de aire, puede ser usado para una mejor selección de las estrategias de diseño y de control de la edificación. Ya que, dada la interacción de humedad, temperatura y movimiento del aire en la sensación del confort, una condición que minimice el gasto necesario de exergía, podría ser encontrado.

Con el análisis exérgico se encontró que a pesar de que bajo ciertas condiciones el sistema PTGSD presentó mayor consumo de energía que los sistemas PSZ, su eficiencia exérgica fue siempre mayor.

La combinación del cálculo de las condiciones al interior de la edificación con el programa PowerDOE® y el análisis exérgico resultó ser una estrategia adecuada para tomar mejores decisiones para el diseño o remodelación térmica de edificios.

6.2. Recomendaciones

De los resultados obtenidos en la realización del presente trabajo, planteo las siguientes recomendaciones:

Cualquier espacio arquitectónico tiene que ser diseñado y construido de acuerdo a las condiciones climatológicas donde vaya a estar ubicado.

Se debe contar con datos meteorológicos horarios para todo el año si se desea lograr un correcto análisis térmicos de las edificaciones, de lo contrario se deben buscar estrategias, como la propuesta en este trabajo, que cubra este déficit.

Se debe incrementar la difusión de los resultados de las investigaciones del diseño bioclimático, para mejorar las estrategias de construcción locales y contribuir al uso más eficiente de la energía.

En climas cálido-húmedos el contenido de humedad en el aire juega un papel determinante, si se quiere mejorar las condiciones interiores de confort se debe utilizar sistemas de enfriamiento con un adecuado control de la humedad.

Al aplicar el método exérgico para analizar edificaciones, el estado de referencia debe ser considerado variable y no constante.

La aplicación del análisis de exergía en el estudio de edificaciones debe seguir desarrollándose.

Estudiar el uso de colectores solares en los sistemas de enfriamiento con desecantes.

Resultaría sumamente interesante contar con un proyecto de investigación experimental, para corroborar la eficacia de la metodología exérgica.

Finalmente los arquitectos y diseñadores, debemos recordar tomar en cuenta siempre todos los factores ambientales y el espacio abierto a la hora de diseñar los espacios arquitectónicos, y no ver el edificio como un volumen aislado de su contexto inmediato.

Referencias.

Capítulo 1.

- 1.1. Al-Rabghi, O.M., Hittle, D.C., Energy simulation in buildings: overview and BLAST example, *Energy Conversion and Management* 42 (13) (2001) 1623-1635.
 - 1.2. Başçetinçelik, A., Ozturk, H.H., Paksoy, H.O., Demirel, Y., Energetic and exergetic efficiency of latent heat storage system for greenhouse heating, *Renewable Energy*, 16 (1999) 691-694.
 - 1.3. Blondeau, P., Spérandio, M., Allard, F., Multicriteria analysis of ventilation in summer period, *Building and Environment*, 37 (2002) 165 -176.
 - 1.4. Butti, P., Perlin, J., 1985, *Un hilo dorado 2500 años de arquitectura y tecnología solares*, Trad. José Corral, Ed. Hermann Blume, Madrid, España.
 - 1.5. Carrilho da Graça, G., Chen, Q., Glicksman, L. R., Norford, L. K., Simulation of wind-driven ventilative cooling systems for an apartment building in Beijing and Shanghai, *Energy and Buildings*, 34 (2002) 1-11.
 - 1.6. De Herde, A., Bodart, M., Wouters, P., Martin, S., Ducarme, D., L'Heureux, D., PLEIADE House: passive low energy innovative architecture design, *Proceeding Solar World Congress 1995*.
 - 1.7. De Rosa, C., Basso, M., Esteves, A., Ravetto, A., Vilapriñó, R., Conjunto solar I - Bioclimatic and passive design applied to low - cost multistorey housing - First experience in Argentina, *Proceedings of PLEA'88*, Porto, Portugal, (1988) 139-150.
 - 1.8. Dincer, I., On thermal energy storage systems and applications in buildings, *Energy and Buildings*, 34 (2002) 377-388.
 - 1.9. Donjervic, P., Balen, I., Galaso, I., Mathematical model for calculation of humid air exergy, *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering*, 43 (11-12) (1997) 507-512.
 - 1.10. Ertesvåg, I.S., Society exergy analysis: a comparison of different societies, *Energy*, 26 (2001) 253-270.
 - 1.11. Fischer, J.C., Bayer, C.W., Report card on humidity control, *ASHRAE Journal*, 45 (5) (2003) 30-39.
 - 1.12. Garde, F., Mara, T., Lauret, A. P., Boyer, H., Cellaire, R., Bringing simulation to implementation: presentation of a global approach in the design of passive solar buildings under humid tropical climates, *Solar Energy*, 71 (2) (2001) 109-120.
 - 1.13. Gupta, A., Tiwari, G.N., Computer model and its validation for prediction of storage effect of water mass in a greenhouse: a transient analysis, *Energy Conversion and Management*, 43 (2002) 2625 -2640.
 - 1.14. Khedari, J., Yamtraipat, N., Pratintong, N., Hirunlabh, J., Thailand ventilation comfort chart, *Energy and Buildings*, 32 (2000) 245-249.
-

-
- 1.15. Kim, S., Oh, S., Kwon, Y., Kwak, H., Exergoeconomic analysis of thermal systems, *Energy*, 23 (5) (1998) 393-406.
 - 1.16. Liang, S.Y., Wong, T.N., Nathan, G.K., Study on refrigerant circuitry of condenser coils with exergy destruction analysis, *Applied Thermal Engineering*, 20 (2000) 559-577.
 - 1.17. Lu, S., Wong, K.V., Stoff, L., Exergetic analysis of cooling systems with ozonation water treatment, *Energy Convers. Mgmt.*, 39 (14) (1998) 1407-1422.
 - 1.18. Lukić, N., The transient house heating condition—the building envelope response factor (BER), *Renewable Energy*, 28 (2003) 523-532.
 - 1.19. Mazzei, P., Minichiello, F., Palma, D., Desiccant hvac systems for commercial buildings, *Applied Thermal Engineering*, 22 (2002) 545-560.
 - 1.20. Mihalakakou, G., On the use of sunspace for space heating/cooling in Europe, *Renewable Energy*, 26 (2002) 415-429.
 - 1.21. Morris, D.R., Szargut, J., Standard chemical exergy of some elements and compounds on the planet Earth, *Energy*, 11 (1986) 733-755.
 - 1.22. Novoselac, A., Srebric, J., A critical review on the performance and design of combined cooled ceiling and displacement ventilation systems, *Energy and Buildings*, 34 (2002) 497-509.
 - 1.23. Porta-G andara, M.A., Rubio, E., Fernández, J.L., Economic feasibility of passive ambient comfort in Baja California dwellings, *Building and Environment*, 37 (2002) 993 -1001.
 - 1.24. Ravikumar, T.S., Suganthi, L., Anand, A.S., Exergy analysis of solar assisted double effect absorption refrigeration system, *Renewable Energy*, 14 (1-4) (1998) 55-59.
 - 1.25. Reynolds, W.C., Perkins, H.C., 1980, *Ingeniería termodinámica*, McGraw-Hill, México.
 - 1.26. Rosen, M.A., Assessing energy technologies and environmental impacts with the principles of thermodynamics, *Applied Energy*, 72 (2002) 427-441.
 - 1.27. Saito, M., Shukuya, M., The human body consumes exergy for thermal comfort, *LowEx News No. 2*, (2001) 6-7.
 - 1.28. San, J., Jan, Ch., Second-law analysis of a wet crossflow heat exchanger, *Energy*, 25 (2000) 939-955.
 - 1.29. Sayigh, A., Hamid Marafia, A., Chapter 1- Thermal comfort and the development of bioclimatic concept in building design, *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2 (1998) 3-24.
 - 1.30. Sekhar, S.C., A Critical Evaluation of Variable Air Volume System in Hot and Humid Climates, *Energy and Buildings*, 26 (1997) 223-232
 - 1.31. Shaviv, E., On the determination of the optimum thermal mass in the Mediterranean climate, *Proceedings of PLEA 88, Energy and Buildings for Temperate Climates*, Porto, Portugal, (1988) 385-390.
 - 1.32. Shukuya, M., Komuro, D., Exergy-entropy process of passive solar heating and global environmental systems, *Solar Energy*, 58(1-3) (1996) 25-32.
-

-
- 1.33. Shukuya, M., Hammache, A., Introduction to the concept of exergy- for a better understanding of low-temperature-heating and high-temperature-cooling systems, Espoo 2002, VTT Tiedotteita, Research notes 2158.
 - 1.34. Tenorio, R., Dual mode cooling house in the warm humid tropics, *Solar Energy*, 73 (1) (2002) 43-57.
 - 1.35. Tombazis, A.N., The passive solar architecture of solar village No. 3, Athens, Proceedings of PLEA '88, Porto, Portugal, (1988) 127-132.
 - 1.36. Torres-Reyes, E., Cervantes-de Gortari, J., Ibarra-Salazar, B.A., Picon-Nuñez, M., A design method of flat-plate solar collectors based on minimum entropy generation, *Exergy Int. J.*, 1 (1) (2001) 46-52.
 - 1.37. Torres-Reyes, E., Picon-Nuñez, M., Cervantes-de Gortari, J., Exergy analysis and optimization of a solar-assisted heat pump, *Energy*, 23 (4) (1998) 337-344.
 - 1.38. Tozer, R.M., James, R.W., Fundamental thermodynamics of ideal absorption cycles, *Int. J. Refrig.*, 20 (2) (1997) 120-135.
 - 1.39. Triantis, E., Santamouris, M., Passive solar retrofitting in Mediterranean climates. The role of the atrium building, Proceeding Conference PLEA 88, Porto, Portugal (1988).
 - 1.40. Vefik, A.A., Vernacular climate control in desert architecture, Proceedings of PLEA '88, (1988) 67-80.
 - 1.41. Voss, K., Goetzberger, A., Bopp, G., Häberle, A., Heinzl, A., Lehmborg, H., The self-sufficient solar house freiburg- results of three years of operation, *Solar Energy*, 58 (1-3) (1996) 17-23.
 - 1.42. Wepfer, W.J., Gaggioli, R.A., Obert, E.F., Proper evaluation of available energy for HVAC, *ASHRAE Transactions*, 85 (1) (1979) 214-230.
 - 1.43. Wijesundera, N.E., Thermodynamic performance of solar-powered ideal absorption cycles, *Solar Energy*, 61 (5) (1997) 313-319.

Capítulo 2.

- 2.1. Bejan, A., 1997, *Advanced Engineering Thermodynamics*, John Wiley & Sons, Inc., USA.
 - 2.2. Chen, Q y Prasad, R.C., Simulation of a vapour-compression refrigeration cycles using HFC134A y CFC12, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 26 (4) (1999) 513-521.
 - 2.3. Kotas, T.J., 1995, *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, Krieger Publishing Company, USA.
 - 2.4. Moran, M.J., 1989, *Availability Analysis*, ASME, Press, USA.
 - 2.5. Velázquez, N., Best, R., Diagnóstico energético de un sistema de refrigeración por absorción aplicando la metodología de análisis exérgico, Proceedings XLI Convención Nacional, IMIQ, Puebla, México 2001.
 - 2.6. Wall, G., 1996, Exergy use in the Swedish society 1994, *Exergy ecology democracy*.
-

Capítulo 3.

- 3.1. Al-Rabghi, O. M., Al-Beirutty, M. H., Fathalah, K. A., *Energy Conversion & Management*, 40 (1999) 1527-1542.
- 3.2. ASHRAE, *Fundamentals*, 1993, Psychrometrics, cap. 6, pp. 6.1- 6.21.
- 3.3. Birdsall, B.E., Buhl, W.F., Ellington, K.L., Erdem, A.E., Winkelmann, F. C., Hirsch, J.J., Gates, S.D., 1998, *Doe-2.2 Basics Manual*, LBNL and James J. Hirsch, USA.
- 3.4. Clarke, J. A., 1985, *Energy Simulation in building design*, Bristol, USA.
- 3.5. Hassid, S., Santamouris, M., Papanikolaou, N., Linardi, A., Klitsikas, N., Georgakis, C., Assimakopoulos, D.N., The effect of the Athens heat island on air conditioning load, *Energy and buildings*, 32 (2000) 131-141.
- 3.6. Heard, C.L., Ramos, G. N., Covarrubias, R. R., 1994, *Busqueda bibliográfica sobre el modelado de cargas térmicas*, Instituto de Investigaciones Eléctricas, México.
- 3.7. Kerrisk, J.F., 1982, *Weighting factors*, DOE-2 Engineers Manual, Lawrence Berkeley Laboratory Department of Energy, USA.
- 3.8. Ramos, G. N., Heard, C., Fiscal, R. E., Maqueda, M. Z., Morales, L. S., Salazar M. R., Ceja, R. B., Gutiérrez, J. L., *Computer system for energetic diagnoses in residential customers*, *Energy Policy*, 29 (2001) 595-603.
- 3.9. Sekhar, S. C., *A critical evaluation of variable air volume system in hot and humid climates*, *Energy and Buildings*, 26 (1997) 223-232.
- 3.10. Sekhar, S. C., Jee, Ch. Y., *Energy simulation approach to air-conditioning system evaluation*, *Building and Environment*, 33 (6) (1997) 397-408.

Capítulo 4.

- 4.1. Alpuche, M.G., Heard, C., *Análisis de datos climatológicos y cálculo de propiedades psicrométricas para el simulador PowerDoe*, *Proceedings XXV Semana Nacional de Energía Solar*, ANES, A. C., San Luis Postosi,S.L.P., Mexico 1 to 5 Oct., 2001, p.33-37.
- 4.2. Clifford, G.E., 1984, *Heating, Ventilating and Air Conditioning*, Reston Publishing Company, Inc., USA.
- 4.3. I.H.V.E., 1969, *Working group 6, Psychrometric data*, paper 3.
- 4.4. SMN, 1998, *Datos METAR de la ciudad de Villahermosa*, Tab.

Apéndice 2.

- A.1. Abdallah, N.B., Kemp, S.L., Hosatte, S., Stylianou, M., *Deveploment of a procedure for the assessment of the performance of desiccant-evaporative cooling systems*, *ISHPC Proceedings, Munich'99*, (1999) 99-107.
-

-
- A.2. ASHRAE,1989, Fundamentals Handbook SI Edition, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, Ga., 19.1.
 - A.3. Collier, J.R.K., 1997, Desiccant Dehumidification and Cooling Systems Assessment and Analysis, U. S. Department of Energy, Contract DE-AC06-76RLO 1830.
 - A.4. Dunkle, R. V., A method of solar air conditioning, Mech Chem Eng Trans, 1, May, (1965) 73-78.
 - A.5. Henning, H-M., Erpenbeck, T., Hindenburg, C., Santamaría, I.S., The potential of solar energy use in desiccant cooling cycles, ISHPC Proceedings, Munich'99, (1999) 109-115.
 - A.6. Jain, S, Dhar, P.L., Kaushik, S.C., Evaluation of solid-desiccant-based evaporative cooling cycles for typical hot and humid climates, International Journal of Refrigeration, Vol. 18, Num. 5, Junio, (1995) 287-296.
 - A.7. John Mitchell, 1993, Desiccant Systems and Components, Active Solar Systems, Editado por George Löf, Cap. 21, pp. 855-887.
 - A.8. Kant, T. S., Maclaine-Cross, I. L., High performance solid desiccant open cooling cycles, ASME J Solar Energy Eng, 111, May, (1989) 176-183.
 - A.9. Kessling, W., Laevemann, E., Kapfhammer, C., Energy Storage for desiccant cooling systems component development, Solar Energy, (1998) Vol. 64, 4-6, 209-221.
 - A.10. Kessling, W., Laevemann, E., Peltzer, M., Open cycle liquid desiccant dehumidifier, ISHPC Proceedings, Munich'99, (1999) 137-144.
 - A.11. Kumar, Y., Kaushik, S. C., Performance and cost evaluation of solid desiccant solar cooling system, International Journal of Ambient Energy, Vol. 11, 3 (1990) 149-156.
 - A.12. Lof, G.O.G., (1992), Systems desiccant, Solar air conditioning and refrigeration, Chapter 5, 110-121.
 - A.13. Maclaine-Cross, I. L., High performance adiabatic desiccant open cooling cycles, ASME J.Solar Energy Eng, 107, Feb (1985) 102-104.
 - A.14. Patnaik, S., Lenz, T. G., Löf, G. O. G., Performance studies for an experimental solar open-cycle liquid desiccant air dehumidification system, Solar Energy, Vol. 44, 3 (1990) 123-135.
 - A.15. Peng, C.S.P., Howell, J. R., Analysis and design of efficient absorbers for low-temperature desiccant air conditioners, Journal of Solar Energy Engineering, 103 (1981) 67-74.
 - A.16. Pons, M., Kodama, A., Second law analysis of the open cycles for solid desiccant airconditioners, ISHPC Proceedings, Munich'99, (1999) 389-394.
 - A.17. Robison, H.I., (1992), Desiccant cooling, Solar air conditioning and refrigeration, Chapter 4, 81-109.
 - A.18. Warren, M. L., Wahlig, M., Analysis and Comparison of Active Solar Desiccant and Absorption Cooling Systems: Part I- Model Description, Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 113 (1991) 25-30.
-

-
- A.19. Waugaman, D.G., Kini, A., Kettleborough, C.F., A Review of Desiccant Cooling Systems, *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 115 (1993) 1-8.
-

Apéndice 1.

Apéndice 1. Cálculo de la temperatura de bulbo húmedo. Algoritmo para Mathcad 2000.

TOL= 10^{-5}

1. Lectura de tablas

```
tt := READPRN("archivo temp.txt")
pwst:= READPRN("archivo presión.txt")
wt:= READPRN("archivo cont hum datos.txt")
```

2. Función pws

```
f_pws(t):=
  decide ← 0
  i ← 0
  while decide = 0
    decide ← 1 if t ≤ tti
    decide ← 1 if i = 64
    i ← i + 1
  i ← i - 1
  pws ← pwsti +
   $\frac{pwst_{i+1} - pwst_i}{tt_{i+1} - tt_i} \cdot (t - tt_i)$  if i < 64
  pws ← pwst0 if t < 46
  pws ← pwst64 if t ≥ 110
  pws
```

3. Función w

```
fw(t) :=
  decide ← 0
  i ← 0
  while decide = 0
    decide ← 1 if t ≤ tti
    i ← i + 1
  i ← i - 1
  w ← wti +  $\frac{wt_{i+1} - wt_i}{tt_{i+1} - tt_i} \cdot (t - tt_i)$ 
  if i < 8759
    w ← wt0 if t < 46
    w ← wt8759 if t ≥ 110
  w
```

4. Datos

```
td:= READPRN("archivo temp datos.txt")
pd:= READPRN("archivo pres datos.txt")
tprd:= READPRN("archivo temp p de r datos.txt")
```

```
f_wv(vt):=
  for i ∈ 0.. 8759
    wdfi ← fw(vti)
  wdf
wd:= f_wv(tprd)
```

5. Función tbh (t)

$$fws(pws,p):= 0.62198 \frac{pws}{p - pws}$$

$$fW(thb,ws,t):= \frac{(1093 - 0.556tbh) \cdot ws - 0.240(t - tbh)}{1093 + 0.444t - tbh}$$

$$ftbh(t,Wv,p):= \begin{cases} tbh1 \leftarrow t \\ tbh \leftarrow \text{root}(fW(tbh1, \\ fws(fpws(tbh1),p),t) - Wv,tbh1) \\ tbh \end{cases}$$

6. Generación de archivo de tbh

$$ftbhv(vt,vW,vp):= \begin{cases} \text{for } i \in 0 \dots 8760 \\ 0 \text{ on error } tbhf_i \leftarrow \\ \quad ftbh(vt_i,vW_i,vp_i) \\ tbhf \end{cases}$$

$$tbhd:= ftbhv(td,wd,pd)$$

$$\text{WRITEPRN}("c:\text{archivo destino.prn}"):= tbhd$$

Apéndice 2.

1. Sistemas de enfriamiento con desecante sólido

En 1955, Pennington patentó el primer ciclo de desecante sólido, comúnmente llamando ciclo de ventilación (Fig. 1), éste toma aire del ambiente (1) que lo introduce al deshumidificador con el desecante donde la humedad es adsorbida (2). La temperatura del aire se incrementa debido a la energía liberada durante el proceso de adsorción, entonces éste es enfriado sensible y evaporativamente (3,4) e introducido en el espacio a acondicionar. El aire del cuarto se extrae (5) para ser primero enfriado evaporativamente (6), luego pasa a través de un intercambiador de calor donde recupera calor de adsorción del aire suministrado (7). Después es calentado con energía térmica de bajo grado (8) y el aire caliente se usa para regenerar el desecante (9). Este ciclo ha reportado valores de COP entre 0.8 -1.0 [Waugaman, 1993].

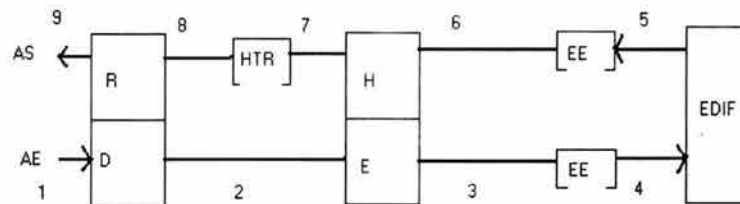


Figura 1. Esquema del ciclo de ventilación de Pennington (Waugaman, 1993).

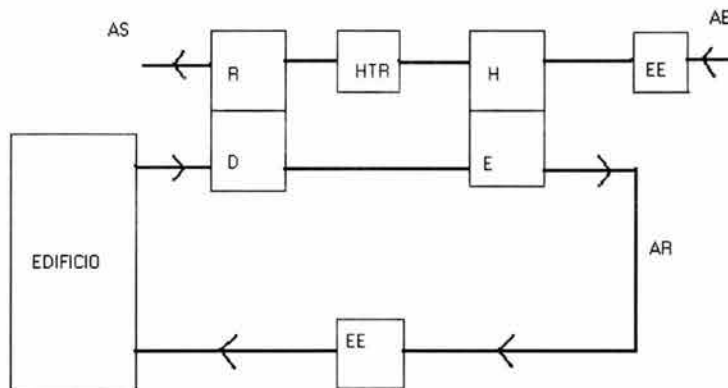


Figura 2. Esquema del ciclo de recirculación (Collier Jr, 1997).

Este ciclo utiliza 100 % de aire fresco. Tecogen Inc., hasta 1989, continuaba realizando prototipos experimentales que utilizaban el ciclo de ventilación, esperando obtener mejores COPs.

Un ciclo alternativo al ciclo de ventilación donde se utiliza 100% aire de recirculación, es llamado ciclo de recirculación. La figura 2, muestra el esquema de funcionamiento. En este ciclo, el aire del cuarto es deshumidificado por el desecante rotatorio, luego este aire pasa a través del intercambiador de calor en donde se mezcla con aire exterior el cual, es previamente humidificado y permite disminuir la temperatura del aire a humedad constante. Después, el aire es humidificado y enfriado por un enfriador evaporativo e ingresado al espacio por acondicionar.

El proceso de regeneración funciona tomando aire del exterior el cual pasa a través de un enfriador evaporativo donde se humidifica y enfría. Al pasar por el intercambiador de calor aumenta su temperatura a humedad constante, luego pasa a través de un calentador donde el aire caliente es utilizado para la regeneración del desecante y después regresado al medio ambiente. Este ciclo presentó coeficientes de operación COPs menores a 0.8, por debajo a los observados por el ciclo de ventilación [Waugaman, 1993], ante estos resultados la búsqueda por encontrar un mejor funcionamiento de los ciclos continuó.

Dunkle en 1965, propuso una combinación de los dos ciclos anteriores, adicionando un intercambiador de calor sensible para mejorar el funcionamiento del ciclo. En éste se buscó lograr temperaturas más bajas que en el ciclo de ventilación mientras que el proceso del aire interior se realizó como en el ciclo de recirculación.

En la figura 3, podemos ver representado su funcionamiento. Aire del cuarto es humidificado por un enfriador evaporativo, luego es pasado por un intercambiador de calor donde incrementa su temperatura. Este aire es deshumidificado al pasar por el desecante. Mediante los intercambiadores de calor baja su temperatura, al pasar por el enfriador evaporativo se enfría y obtiene humedad, alcanzando las condiciones deseadas para ser introducido al cuarto que se acondiciona.

Para el proceso de regeneración aire del exterior es pasado por un intercambiador de calor donde se extrae calor del aire procesado incrementando su temperatura, después se le agrega más calor mediante una fuente de calor. El aire caliente se utiliza para la regeneración del desecante. Después de haber pasado a través del desecante, este aire es expulsado al exterior.

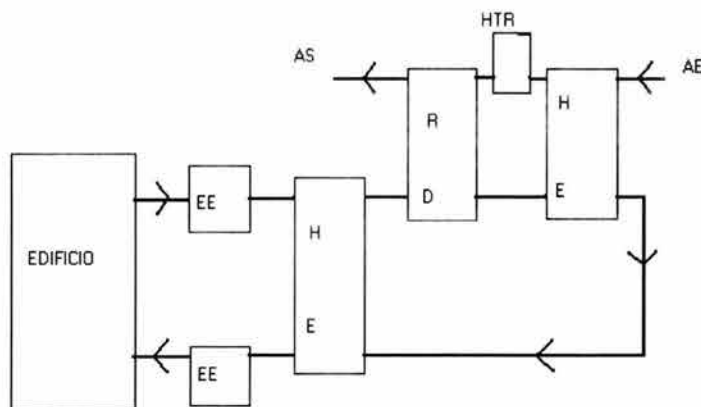


Figura 3. Esquema del ciclo de Dunkle, (Collier Jr, 1997)

Los valores de COPs presentados por este ciclo fueron muy similares al del ciclo de ventilación, a pesar de no contar con aire del exterior para enfriamiento [Collier Jr., 1997]. Pero esto representa una desventaja, pues se hizo necesario utilizar un intercambiador de calor extra a diferencia de los otros dos ciclos anteriores.

Esperando mejorar el funcionamiento de estos sistemas, se continuaron las investigaciones haciendo modificaciones a los ciclos antes mencionados y analizándose a través de modelos por computadora ó de forma experimental.

Maclaine-Cross en 1985 y Kant y Maclaine-Cross en 1989, tienen reportados tres ciclos de modo-mixto, que fueron analizados numéricamente, los cuales utilizan intercambiadores de calor de superficie húmeda, WSHE, (intercambiadores de calor regenerativo) en lugar de enfriadores evaporativos. Logrando una

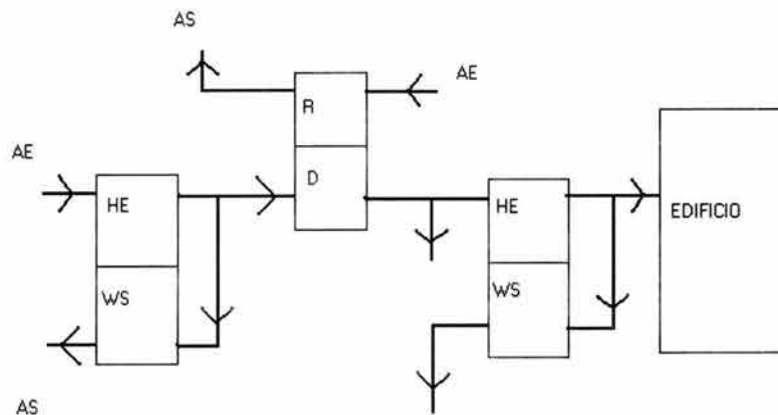


Figura 4. Esquema del ciclo WSHE simple (Jain, et al, 1995)

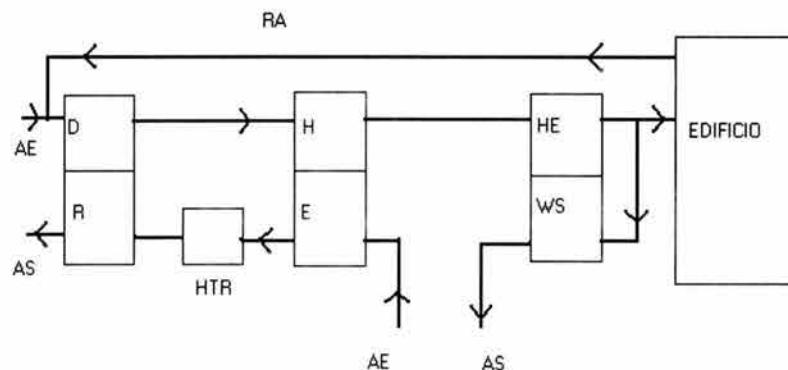


Figura 6. Ciclo novel WSHE (Jain, et al, 1995)

Kumar, Y. y Kaushik, S.C., en 1990, evaluaron y analizaron un sistema de enfriamiento solar con desecante sólido el cual se muestra en la figura 7. El proceso del aire inicia en el cuarto que se acondicionará (1), de allí se envía al deshumidificador adiabático, donde pierde humedad e incrementa su temperatura (2). Después, el aire es pasado por un intercambiador de calor y enfriado sensiblemente (3). Finalmente el aire es mezclado con humedad en el enfriador evaporativo, donde obtiene las condiciones adecuadas para ser enviado al interior del cuarto (4).

El proceso de regeneración se muestra en la figura 8. Aire del exterior (5) es ligeramente calentado por el aire húmedo que resulta del proceso de adsorción. Este aire es pasado a través del intercambiador de calor donde aumenta su temperatura un poco más (8), luego es llevado por el calentador solar donde se calienta a la temperatura de regeneración que se desea (9). Este aire caliente se envía al deshumidificador donde regenera el desecante. El aire disminuye su temperatura y aumenta su humedad absoluta (10), finalmente, éste aire frío al pasar por el intercambiador de calor se mezcla con el aire exterior e intercambian calor sensible, y es enviado al exterior un poco más caliente. Este sistema observó COPs entre 0.554 - 0.628, notándose que el COP más alto lo presentó a la temperatura de regeneración más baja (50° C) y el menor COP a la temperatura de regeneración más alta (95° C).

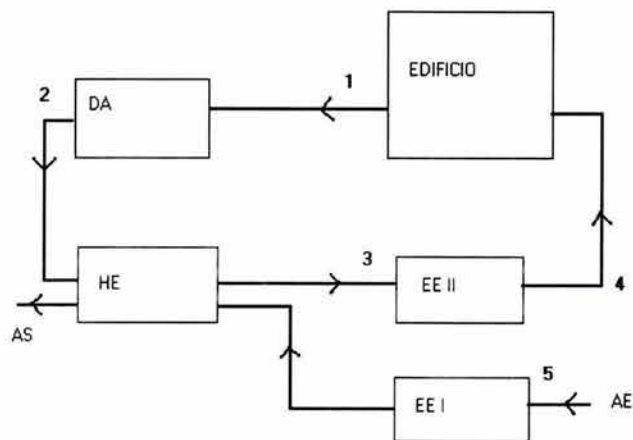


Figura 7. Ciclo de Kumar y Kaushik, en modo de Adsorción (Kumar y Kaushik, 1990)

Warren, Mashuri L. y Wahlig, Michael, 1991, estudiaron un ciclo de enfriamiento con desecante en modo de ventilación, esquematizado en la figura 9. El aire exterior (1) es secado por el deshumidificador rotatorio (2). El flujo del aire es enfriado (3) por el intercambiador de calor con el flujo de aire de salida (10). Este aire que llega pasa a través del ventilador suministrador (4), después, se enfría evaporativamente (5) y se envía a través del

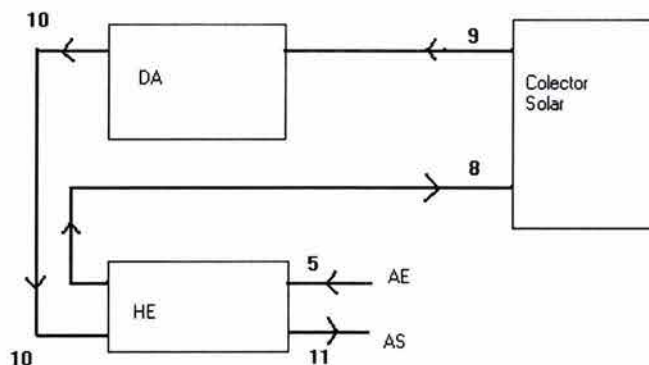


Figura 8. Ciclo de Kumar y Kaushik, en proceso de regeneración (Kumar y Kaushik, 1990)

ducto (6) que suministra el aire al cuarto que se está acondicionando (7). El aire de retorno (7, 8) pasa por el ventilador de retorno (9). El aire enfriado evaporativamente (10) es usado para intercambiar calor con el aire que llega (2) y se calienta en el proceso (11). El escape (bypass) envía una porción de éste aire (12) hacia la fuente de calor donde es calentado por la energía solar a la temperatura de

regeneración del desecante (14), donde es utilizado para controlar humedad del desecante (15). Este sistema de enfriamiento fue comparado con sistemas de enfriamiento por absorción, obteniendo COPs muy similares a ellos, que fueron alrededor de 2.0.

Henning, H-M., et al, en 1999, reporta y analiza un sistema de enfriamiento con desecante que fué instalado en el centro de tecnología (TGZ Riesa) en Riesa, Saxony en 1996, y el cual fue monitoreado durante un año y medio para optimizar el sistema de control y lograr experiencias prácticas con ésta tecnología. El sistema fue diseñado usando el programa de modelación TRNSYS, y al cual se le anexaron dos nuevas subrutinas para modelar el sistema de enfriamiento. De los resultados tomados durante el año de 1997, indican que una fracción solar utilizada para enfriamiento se encontraba en el rango de 76%, y el promedio de la eficiencia del colector durante una semana de verano típica era aproximadamente del 54% y el COP de 0.6. La experiencia con éste sistema piloto muestra que puede ser una tecnología con un mercado viable.

Abdallah, N.B., et al, en 1999, analiza sistemas de enfriamiento evaporativo con desecantes mediante el programa de simulación DOE-2.1E, incorporando las subrutinas necesarias para la modelación del sistema de enfriamiento, modelando para tres diferentes climas típicos de verano en Canadá, encontrando que los sistemas pueden lograr las condiciones de confort deseadas, aunque los costos comparados con los sistemas convencionales son más elevados.

A continuación se presentan los balances que realizaron Pons y Kodama, para el modo de ventilación pero el método puede ser aplicado para el modo de recirculación. El ciclo abierto por ventilación adsorción y aire acondicionado se presenta de manera esquemática en la figura 9, donde la unidad de enfriamiento se representa con sus diferentes componentes [Pons y Kodama, 1999].

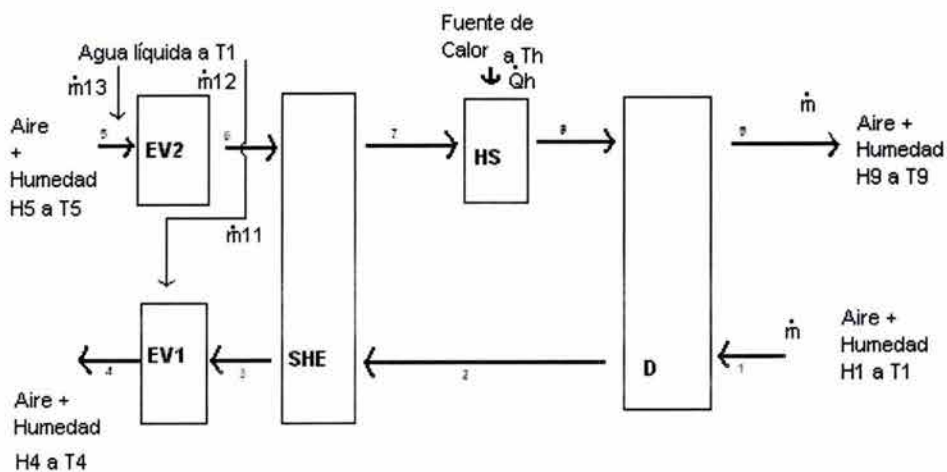


Figura 9. Esquema del ciclo abierto

El flujo de aire del exterior (1) es introducido dentro de la unidad y secado al fluir a través de la rueda desecante del deshumidificador D. Debido al calor de adsorción, el aire es calentado (2). Este flujo de aire seco tibio es primero preenfriado (3) en un intercambiador de calor sensible rotatorio (SHE). El proceso de enfriamiento se completa en el evaporador "flash" EV1, donde agua líquida es vaporizada. Esta operación produce aire frío (4), casi saturada con vapor de agua, esta es introducida dentro del cuarto. El aire retirado del interior del cuarto (5) es obviamente no saturado. Entonces puede ser enfriado en un segundo evaporador "flash" EV2. Este aire frío (6) es precalentado en el SHE por calor sensible recibido del flujo de aire que entra. El aire precalentado (7) es entonces calentado a la máxima temperatura (8) por la fuente de calor a T_h . Esta fuente de calor puede ser un intercambiador de calor, un colector solar, una estufa de gas, etc. El aire tibio (8) es llevado a través de la rueda desecante D, la cual induce a la regeneración del adsorbente; desorción del agua adsorbida debido al incremento de temperatura del adsorbente. El aire enviado al exterior (9) es tibio y más húmedo que el aire ambiente.

a) Análisis termodinámico

Se consideró un ciclo de enfriamiento con tres-temperaturas y cero pérdidas de calor. Las tres fuentes de calor son: el evaporador a T_5 , el condensador a T_1 y el sistema de calentamiento a T_h , estas suministran respectivamente los flujos de calor Q_5 , Q_1 y Q_h . Q_1 es negativa. La primera y segunda ley establecen:

$$Q_h + Q_5 + Q_l = 0 \quad (1)$$

$$\frac{Q_h}{T_h} + \frac{Q_5}{T_5} + \frac{Q_l}{T_l} + \Delta_i S = 0 \quad (2)$$

Después de la recombinación, el coeficiente de operación del ciclo COP ($COP = \frac{Q_5}{Q_h}$) se obtiene:

$$COP = COP_C \times \left(\frac{T_l \cdot \Delta_i S}{Q_{mC}} \right) \quad (3)$$

con

$$Q_{mC} = Q_h \cdot \left(1 - \frac{T_l}{T_h} \right) \quad (4)$$

y

$$COP_C = \left(1 - \frac{T_l}{T_h}\right) / \left(\frac{T_l}{T_5} - 1\right) \quad (5)$$

Los ciclos de enfriamiento con desecantes considerados aquí son abiertos, diferentes al ciclo de Carnot. Los diferentes flujos de masa involucrados en el sistema son:

a) dos corrientes de aire, con la misma tasa de flujo \dot{m} , transportando humedad H : la corriente de proceso entra a la unidad a T_1 (H_1) y es suministrada a T_4 (H_4) dentro del aire del cuarto (el cual está a T^5), la segunda corriente entra a la unidad a T_5 (H_5) y es desechada a T_9 (H_9) hacia el aire exterior (el cual está a T_1).

b) agua líquida inyectada dentro de cada evaporador "flash", EV1 y EV2, con tasas de flujo respectivas \dot{m}_{11} y \dot{m}_{12} . Puede notarse que el efecto de enfriamiento del ciclo es producido por la vaporización del agua.

c) vapor de agua que es retirado del aire interior por la unidad de enfriamiento, con una tasa de flujo \dot{m}_{13} . De hecho, datos experimentales indican que el aire frío proporcionado por el aire acondicionado es más seco que el aire del interior del cuarto ($H_4 < H_5$).

Aparece entonces que la humedad enviada fuera, h_9 , es la suma de la humedad del aire exterior, h_1 , más el agua vaporizada en el evaporador más la diferencia $h_5 - h_4$.

Parece sensible al estado en que toda el agua inyectada en el proceso está en estado líquido a t_1 . De hecho, éste es el estado normal del agua en condiciones del ambiente. En las ecuaciones siguientes, el índice 10 representa el agua líquida a t_1 .

Todos los flujos de masa están bien definidos, los balances termodinámicos pueden establecerse ahora, en un primer paso derivando las producciones de entropía en los diferentes componentes de la unidad. Parece necesario entonces para establecer en un segundo paso los balances de flujos de masa de agua, energía y entropía para las fuentes interiores y exteriores. En todos los casos, se supone que la energía cinética del aire es uniforme en toda la unidad y por consiguiente no necesita ser considerada.

Con las diferentes producciones de entropía así-definidas, la diferencia entre el COP y COP_c que aparecen en la ecuación (3) puede ser completamente descrita.

b) Balances de energía y entropía

1. Deshumidificador e intercambiador de calor sensible. Los balances de energía y entropía para el deshumidificador y el intercambiador de calor sensible son:

$$m \cdot (h_1 - h_2) + m \cdot (h_8 - h_9) = 0 \quad (6)$$

$$m \cdot (s_1 - s_2) + m \cdot (s_8 - s_9) + \Delta_i \dot{S}_D = 0 \quad (7)$$

$$m \cdot (h_2 - h_3) + m \cdot (h_6 - h_7) = 0 \quad (8)$$

$$m \cdot (s_2 - s_3) + m \cdot (s_6 - s_7) + \Delta_i \dot{S}_{SHE} = 0 \quad (9)$$

Las ecuaciones (7) y (9) definen la producción de entropía en estos dos componentes.

2. Evaporadores. Los balances de energía y entropía para los evaporadores EV1 y EV2 son los siguientes y las ecuaciones (11) y (13) definen las producciones de entropía de estos componentes.

$$m \cdot (h_3 - h_4) + m_{11} \cdot h_{10} = 0 \quad (10)$$

$$m \cdot (s_3 - s_4) + m_{11} \cdot s_{10} + \Delta_i \dot{S}_{EV1} = 0 \quad (11)$$

$$m \cdot (h_5 - h_6) + m_{12} \cdot h_{10} = 0 \quad (12)$$

$$m \cdot (s_5 - s_6) + m_{12} \cdot s_{10} + \Delta_i \dot{S}_{EV2} = 0 \quad (13)$$

3. Sistema de calentamiento. El análisis entrópico de la fuente de calor a T_h no puede ser desarrollada si no se proporcionan más detalles acerca del modo de calentamiento. Una estufa de gas, un intercambiador de calor de baja temperatura, un calentador eléctrico, un colector solar, no pueden ser analizados de la misma manera. Para efectos de generalizar, la fuente de calor en éste trabajo será considerada como ideal: ésta proporciona un flujo infinitamente grande de fluido de calentamiento a T_h para el intercambiador de calor HS. Es más, se asume que la superficie de intercambio es infinita. Entonces, resulta que $T_h = T_8$. Los balances de energía y entropía son:

$$m \cdot (h_7 - h_8) + \dot{Q}_h = 0 \quad (14)$$

$$m \cdot (s_7 - s_8) + \frac{Q_h}{T_h} + \Delta_i S_{HS} = 0 \quad (15)$$

Incluso con la asunción de una fuente de calor ideal, la producción de entropía interna $\Delta_i S_{HS}$, definida por la ecuación (15), es diferente de cero debido a la diferencia de temperatura entre T_h y T_7 .

4. Producción de entropía en las fuentes internas y externas. Combinando las ecuaciones (6), (8), (10), (12) y (14), respectivamente (7), (9), (11), (13) y (15), no resulta la ecuación (2), respectivamente la (3), porque los flujos de energía Q_5 y Q_1 no aparecen en estas ecuaciones. Los balances para la masa de agua y energía, respectivamente en las fuentes internas y externas, dan las siguientes ecuaciones:

$$m \cdot (H_5 - H_4) = m_{13} \quad (16)$$

$$-Q_5 = m \cdot (h_5 - h_4) - m_{13} \cdot h_{10} \quad (17)$$

$$m \cdot (H_9 - H_1) = m_{11} + m_{12} + m_{13} \quad (18)$$

$$-Q_1 = m \cdot (h_9 - h_1) - (m_{11} + m_{12} + m_{13}) \cdot h_{10} \quad (19)$$

En las ecuaciones (25) y (27), las cantidades $-Q_5$ y $-Q_1$ pueden ser vistas como la cantidad de energía recibida por las fuentes internas y externas debido al intercambio de masa con la unidad de enfriamiento. Aplicando la segunda ley de la termodinámica a estas dos ecuaciones dadas para la definición de dos producciones de entropía, $\Delta_i S_I$ y $\Delta_i S_O$, se definen como sigue:

$$\Delta_i S_I = m \cdot (s_5 - s_4) + m_{13} \cdot s_{10} - \frac{Q_5}{T_5} \quad (20)$$

$$\Delta_i S_O = m \cdot (s_1 - s_9) + (m_{11} + m_{12} + m_{13}) \cdot s_{10} - \frac{Q_1}{T_1} \quad (21)$$

$\Delta_i S_I$ y $\Delta_i S_O$ son producciones de entropía que resultan por las irreversibilidades inducidas por diferencias en temperatura y contenido de humedad entre las corrientes rechazadas por la unidad de enfriamiento y el aire interior y exterior. Ahora, combinando las ecuaciones (6), (8), (10), (12), (14), (17) y (19) resulta la ecuación (1), y combinando las ecuaciones (7), (9), (11), (13), (15), (20), y (21) resulta la ecuación (2), con:

$$\Delta_i S = \Delta_i S_D + \Delta_i S_{SHE} + \Delta_i S_{EV1} + \Delta_i S_{EV2} + \Delta_i S_{HS} + \Delta_i S_I + \Delta_i S_O \quad (22)$$

La ecuación (22) indica que todas las producciones de entropía del proceso están descritas. Cuando sustituimos en la ecuación (11) $\Delta_i S$ por la suma dada en la ecuación (22), y por definición las cantidades N_x son como sigue:

$$N_x = \frac{T_l \cdot \Delta_i S_x}{Q_{mC}} \quad (23)$$

(donde x representa a D, SHE, EV1, EV2, HS, I u O), la ecuación (3) se convierte en:

$$\frac{COP}{COP_C} = \left(1 - \sum_x N_x \right) \quad (24)$$

donde el término del lado izquierdo es la eficiencia termodinámica y los N_x diferentes aparecen para ser las producciones de entropía adimensionales como las define Bejan (1988). Una eficiencia termodinámica de 1 daría un COP igual al COP de Carnot COP_C . Este caso no existe en realidad. Las diferentes producciones de entropía N_x dan las contribuciones respectivas de las diferentes irreversibilidades identificadas de las pérdidas de operación desde el COP de Carnot hasta el COP del ciclo. Los N_x diferentes pueden analizarse entonces en un eje común (0 - 1) donde ellos mostrarían cual componente tiene la contribución más grande de las pérdidas de operación. De hecho, cuando un parámetro es cambiado, los cambios resultantes en la distribución entre los diferentes N_x pueden ser dibujados en un diagrama, que por lo tanto contiene una gran cantidad e información.

2. Sistemas de enfriamiento con desecante líquido

El aire puede ser deshumidificado absorbiendo el vapor de agua mediante un líquido higroscópico. Una característica importante de estos líquidos es su miscibilidad con agua y una presión de vapor de agua más baja en la solución, que la presión parcial del

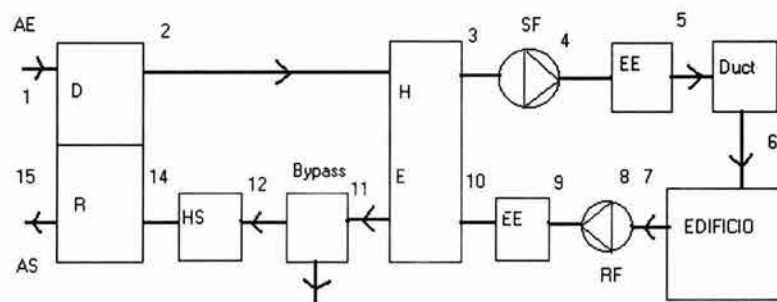


Figura 10. Ciclo propuesto por Warren y Wahlig, en modo de ventilación (Warren y Wahlig, 1991)

agua en el aire húmedo. Bajo estas condiciones, el líquido absorbería agua del aire húmedo cuando estuviesen en contacto.

Los líquidos que comercialmente están siendo utilizados como desecantes en los sistemas de deshumidificación de aire, son soluciones acuosas de cloruro de calcio, cloruro de litio y trietileno de glycol [Lof, 1992].

Un sistema con desecante líquido para deshumidificación de aire emplea una unidad de deshumidificación en la cual la humedad es removida del aire y absorbida por el desecante líquido, y una unidad de regeneración en la cual se evapora agua de la solución desecante calentada por un diferente flujo de aire el cual es desechado al exterior. Un intercambiador de calor para recuperar energía, un concentrador de la solución absorbente, una o más bombas de circulación, dos ventiladores, válvulas y controles son también usados. En estos sistemas el intercambiador de calor es muy importante, ya que si este componente es eficiente, el valor promedio del COP del sistema es alto [Lof, 1992].

El primer sistema de enfriamiento con desecante líquido usando energía solar fue propuesto y estudiado por Löf en 1955, según Patnaik, et al, 1990. En esta primera investigación el desecante líquido utilizado era trietileno de glycol y aire calentado con energía solar para la regeneración del desecante. El diseño fue económicamente atractivo, pero presentó un fuerte problema, ya que el trietileno de glycol se filtraba al interior del edificio a acondicionar. Más tarde se propuso un sistema usando deshumidificación junto con enfriamiento sensible para ser utilizado en climas húmedos. Johannsen propuso un sistema utilizando glycol como desecante, en el cual una solución débil se regenera a sí misma en el colector solar [Patnaik, et al, 1990].

Los desecantes líquidos tienen además, la facultad para almacenar energía potencial química a densidades altas de energía a temperatura ambiente. La densidad de energía de una solución concentrada de sal alcali-metal es más grande que la de los sistemas de almacenamiento de calor que emplean agua, rocas, hielo u otro material que cambie de fase líquido/sólido, y es también un poco más grande que la densidad de energía de las baterías de plomo-ácido.

Como los sistemas de calentamiento solar convencionales almacenan energía como calor sensible, y por lo tanto requieren un gran almacenamiento de energía, un sistema de calentamiento solar para ser usado en combinación con un sistema de enfriamiento con desecante líquido podría además tomar ventaja de esta facultad de los desecantes para almacenar energía como energía potencial

química [Robison, 1992]. Por esta razón en 1978, Robison diseñó una bomba de calor química en ciclo abierto. Este sistema puede calentar, enfriar, humidificar o deshumidificar aire y además calentar agua de uso doméstico.

Entre 1978 - 1981, Griffiths de Somerset Technologies, Collier de SERI, Gandhidasan de la University of West Indies y Robison de la University of South Carolina, diseñaron, construyeron y operaron una bomba de calor solar con desecante líquido. El absorbedor y el concentrador de columna fueron construidos por Griffiths y colaboradores de Somerset Technologies (Robison, 1992).

Esta bomba de calor calentó, enfrió y controló la humedad de una casa de 260 m² con tres niveles. La solución utilizada como desecante durante el primer año fue cloruro de calcio reconcentrada por radiación solar directa en un área de 45 m². El enfriamiento de salida de la máquina fue de 12 kW. El COP de energía solar promedio (refrigeración entre insolación) en un período de 24 h fue de 0.6 con el sistema operando con agua a 22° C. Este es el COP del colector combinado y la bomba de calor y no deberá ser confundido con el COP térmico usualmente reportado y que corresponde a la bomba de calor [Robison, 1992]. Durante los siguientes años, trietyleno de glycol, cloruro de calcio y mezclas de calcio y cloruro de litio fueron probados como absorbentes en la máquina. No se reportan datos sobre los COPs obtenidos.

Gupta y Mullick en 1975, emplearon cloruro de calcio y agua como desecante. La solución agua-cloruro de calcio siendo regenerada en un colector con regenerador, fue analizada por Gupta y Gandhidasan en 1978.

Turner propuso un sistema solar con desecante líquido en el cual una porción del aire deshumidificado se usa para producir agua fría por enfriamiento evaporativo. En 1981, Peng y Howell, diseñaron un absorbedor, y propusieron un modelo matemático para analizar la transferencia de masa y calor del mismo. En 1984, realizaron otros estudios sobre diseños de regeneración y desarrollaron modelos matemáticos para su análisis.

La regeneración del desecante por energía solar impone un impedimento sobre la capacidad máxima que se puede obtener. Numerosas investigaciones se han enfocado en el modo de lograr proporciones de transferencia de masa más altas exclusivamente en el regenerador. Una unidad de absorción en ciclo-abierto realizada en la Unión Soviética tiene el regenerador montado encima de un techo inclinado y el cual goteaba la solución de absorbente diluida y era concentrada mediante radiación solar [Patnaik, et al, 1990]. También se han realizado estudios sobre la regeneración del cloruro de litio en destilerías solares [Hollands, 1963]. Más recientemente se ha estudiado el cloruro de litio y el bromuro de litio sucesivamente concentrados en columnas con placas empacadas a contracorriente.

Un serpentín con desecante líquido forma parte del sistema de aire acondicionado del Museo de Ciencias de Virginia [Patnaik, 1990]. Un sistema de aire acondicionado con una capacidad nominal de 10.5 kW(3 ton) usando trietileno de glycol también ha sido evaluado. Los efectos de la temperatura de regeneración y concentración sobre el coeficiente de operación han sido determinados experimentalmente en el sistema anterior operando en un modo desacoplado [Patnaik, 1990].

La figura 11, muestra el modo de operación de un ciclo no adiabático con desecante líquido. Su modo de operación es el siguiente: aire del cuarto en el punto A es deshumidificado de manera no adiabática al estado del punto B. El calor de absorción es removido refrescando el desecante líquido mediante transferencia de calor, esto a una temperatura más baja del ciclo que corresponde al punto E. En este ejemplo la temperatura ambiente de bulbo húmedo es creada en la torre de enfriamiento como se muestra en la figura. El estado del punto B es determinado por el estado de regeneración F y la baja temperatura del punto E, usando el mismo criterio que se utiliza cuando se analizan sistemas con desecante sólido. Sin embargo, para un sistema no-adiabático, el punto B sería la intersección de la línea de humedad relativa del punto F con la línea de la temperatura de bulbo seco constante, del punto frío E. Este aire es humidificado adiabáticamente al estado del punto C. El proceso de regeneración es muy parecido al proceso de deshumidificación. Primero aire del ambiente D, es humidificado de manera adiabática para crear un punto frío del ciclo E. Segundo aire del ambiente D, es calentado por el desecante al estado del punto F. El COP de éste sistema ideal con desecante líquido es de 1.2 [Collier Jr., 1997].

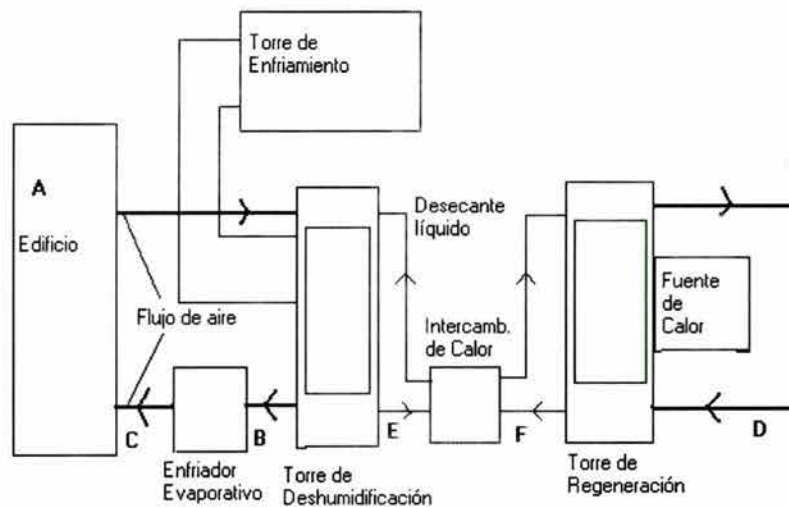


Figura 11. Sistema de Enfriamiento con desecante líquido (Collier Jr, 1997)

Kessling, W., et al, en 1998 y 1999 investiga sobre los sistemas de enfriamiento con desecantes líquidos así como los factores que influyen sobre el proceso de absorción para obtener una mejor capacidad de almacenamiento de energía y una óptima deshumidificación del aire, así como el diseño y construcción de un deshumidificador con desecante líquido basado sobre una superficie intercambiador especial, que puede ser usado en sistemas de enfriamiento para deshumidificación de aire y producción de agua fría. Reporta que los sistemas que trabajan con desecantes líquidos presentan ventajas comparados con los sistemas que trabajan con desecantes sólidos al considerar bajas temperaturas de regeneración, así como un mejor almacenamiento de energía.

Las investigaciones sobre sistemas de enfriamiento con desecantes líquidos han tomado un repunte en la presente década, más sin embargo todavía el campo de investigación es amplio.

El Laboratorio Nacional de Energías Renovable (NREL) de Estados Unidos, cuenta con un programa sobre sistemas de enfriamiento que utilizan desecantes, donde se realizan investigaciones sobre el análisis y estudio de materiales desecantes así como del desarrollo de los componentes que conforman los sistemas de enfriamiento.

Sistema de enfriamiento por absorción.

a) Balance de Energía. Este sistema opera con un flujo continuo de calor y utiliza dos tipos de sustancias: uno que funciona como refrigerante (fluido primario) y otro como absorbente (fluido secundario), el cual, puede ser bromuro de litio. El ciclo de refrigeración por absorción está constituido por cinco componentes básicos: generador, condensador, evaporador, absorbedor y bomba de solución.

El refrigerante sale del evaporador en fase de vapor a baja presión después de adquirir calor del exterior y entra al absorbedor donde el refrigerante en fase de vapor es absorbido por el absorbente. Esta mezcla puede llegar a ser posible si los dos fluidos tienen afinidad en su composición molecular. La energía térmica que es liberada en el proceso de absorción es transferida al agua de enfriamiento que fluye por los tubos en la envolvente del absorbedor. La mezcla refrigerante-absorbente es presurizada por la bomba de solución. Debido a que la mezcla resulta ser de menor volumen que el refrigerante en fase de vapor (en compresión mecánica), la energía que se necesita para operar la bomba es mucho menor que la que se necesitaría en un compresor.

La solución es dirigida al generador y aquí el refrigerante se separa del absorbente mediante un proceso de destilación que requiere de calor para su

operación. La función del intercambiador de calor que se encuentra entre el absorbedor y el generador, consiste en transferir una cantidad de calor adicional a la solución que va al generador por parte del absorbente en su retorno al absorbedor. Esto permite utilizar menor energía calorífica para el proceso de destilación.

Al salir del intercambiador el absorbente regenerado se dirige al absorbedor donde es enfriado; debido a la baja presión parcial del refrigerante en la solución dentro del absorbedor, se mantiene tanto en el evaporador y el absorbedor una presión baja. Esto hace que se logre el proceso de absorción. Por su parte, el refrigerante al salir del generador entra al condensador en el que libera calor a los alrededores y sale con un decremento en su temperatura para entrar a una válvula de expansión y dirigirse nuevamente al evaporador y así iniciar un nuevo ciclo.

En este ciclo se realiza sólo el análisis mediante la primera ley de la termodinámica, correspondiente a balances de materia, de energía y relaciones de equilibrio.

Para el análisis del ciclo básico de absorción se considera que existe equilibrio entre las dos fases y las pérdidas de presión son nulas excepto en las válvulas de expansión, además se consideran la energía cinética y potencial despreciables.

1) Intercambiador de calor. Si se considera que no existe trabajo, y que las energías potencial y cinética son despreciables, entonces de la ecuación de conservación de la energía se tiene que la transferencia de calor en el intercambiador es:

$$Q_{int} = m_{abs}(h_4 - h_5) \quad (25)$$

donde Q_{int} es el calor transferido en el intercambiador y m_{abs} es el flujo másico del absorbente, h_4 y h_5 son las entalpías en el condensador y evaporador respectivamente. En este equipo prevalece la transferencia de calor por convección y por conducción.

2) Condensador. Si se considera que no existe trabajo, y que las energías potencial y cinética son despreciables; entonces la transferencia de calor en el condensador se obtiene a través de la ecuación de la energía:

$$Q_{cond} = -m_{ref}(h_6 - h_7) \quad (26)$$

donde \dot{Q}_{cond} es el calor transferido en el condensador y \dot{m}_{ref} es el flujo másico del refrigerante.

3) Generador. El calor neto a la entrada del generador, se calcula mediante un balance de energía como sigue. La entalpía de la solución refrigerante + absorbente está dada por:

$$h_3 = h_2 + (h_4 - h_5) \frac{\dot{m}_{\text{abs}}}{\dot{m}_{\text{ref+abs}}} \quad (27)$$

Entonces el calor neto a la entrada del generador se expresa de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{\text{gen}} = \dot{m}_{\text{ref}} h_6 + \dot{m}_{\text{abs}} h_4 - \dot{m}_{\text{ref+abs}} h_3 \quad (28)$$

4) Evaporador. La energía calorífica que recibe el refrigerante en el evaporador por el fluido que está siendo enfriado es:

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{ref}} (h_1 - h_8) \quad (29)$$

El coeficiente de rendimiento para este sistema está definido por la relación que existe entre el enfriamiento logrado en el evaporador y la entrada de calor en el generador.

$$COP_{\text{ABS}} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{gen}}} \quad (30)$$

3. Comentarios.

En este documento se presentó una revisión de diferentes sistemas de enfriamiento con desecantes sólidos y líquidos que han sido desarrollados, obteniéndose la siguiente conclusión:

Entre los ciclos que utilizan desecantes sólidos como el de ventilación, recirculación y Dunkle, ha sido encontrado que el ciclo Dunkle puede obtener un mejor funcionamiento para todas las condiciones climáticas, sólo que presenta la desventaja de tener que utilizar más componentes.

Los ciclos que han utilizado intercambiadores de calor con superficie húmeda obtuvieron el mejor Coeficiente de operación que los que no utilizan este componente.

Los ciclos que utilizan desecantes líquidos han presentado un mejor funcionamiento para climas cálidos-húmedos, sin embargo su desarrollo está en proceso.

El análisis a través de la modelación por computadora es una de las herramientas que han permitido un avance más rápido en el desarrollo de estos sistemas.
