



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Importancia de los sistemas
solares de aire acondicionado que
funcionan mediante un ciclo de
refrigeración por absorción**

TESIS

Que para obtener el título de

Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A

Fernando Hierro Garcia

DIRECTOR DE TESIS

Dr. William Vicente y Rodríguez



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2019

Agradecimientos

Agradezco a mis padres que me enseñaron los valores con los que rijo mi vida, a mi hermana que me ha acompañado a lo largo de mi vida, a mi abuelo que me mostro la maravilla de llevar una vida llena de curiosidad y pasión por el conocimiento, a los muchos profesores que me inspiraron y asombraron, a la UNAM y a la Facultad por desarrollarme, dándome la capacidad de ser una persona crítica y racional, a Lucile por impulsarme a terminar este trabajo y muchas otras cosas, a General Electric y a Siemens Gamesa por formarme profesionalmente y alentar mi pasión por el sector energético, a mi director de tesis por asesorarme en este trabajo y por último, a mi maravilloso país por permitirme sentirme orgulloso de poder llamarlo mío.

Índice	
Índice	3
Introducción	6
Capítulo 1 Marco teórico	6
1.1 Clima	7
1.2 Confort térmico	8
1.2.1 Teoría del balance térmico	8
1.2.2 Teoría del confort térmico adaptativo	11
1.2.3 Normas de confort térmico	11
1.3 Panorama energético	12
1.3.1 Generación y consumo de energía eléctrica	18
1.3.2 Generación y consumo de energía calorífica	22
1.4 El sol	24
1.4.1 Determinación de la constante solar	25
1.4.2 Antecedentes del aprovechamiento de la energía solar térmica	26
1.5 La capa de Ozono	28
1.5.1 Efectos de la destrucción de la capa de ozono	28
1.5.2 Convenios internacionales y legislación nacional	29
1.6 Objetivos	30
Capítulo 2 Sistemas de aire acondicionado	31
2.1 Panorama de los sistemas de aire acondicionado	31
2.2 Propiedades de mezclas de aire y vapor de agua	33
2.2.1 Composición	33
2.2.2 Humedad	33
2.2.3 Temperatura	34
2.2.4 Entalpía	34
2.3 Psicrometría	35
2.3.1 Mezcla de dos flujos de aire	38
2.3.2 Procesos psicrométricos	38
2.3.3 Determinación de las condiciones del aire de suministro	39
2.4 Cargas de enfriamiento	40
2.4.1 Conducción a través de la estructura externa	42
2.4.2 Conducción a través de la estructura interna	45
2.4.3 Radiación solar a través de vidrios	45

2.4.4 Alumbrado	47
2.4.5 Personas	47
2.4.6 Equipo	48
2.4.7 Infiltraciones y ventilación	50
2.5 Refrigeración	54
2.5.1 Antecedentes	54
2.5.2 Ciclo de Carnot	55
2.5.3 Ciclo de Carnot invertido	56
2.5.4 Ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor	57
2.5.5 Ciclos de refrigeración por fuentes térmicas	59
2.5.6 Ciclos de refrigeración por absorción	61
2.5.6.1 Ciclos de refrigeración por absorción de efecto sencillo	64
2.5.6.2 Ciclos de refrigeración por absorción de efecto doble	65
2.5.7 Refrigerantes	67
2.5.8 Mezclas de sustancias utilizadas en los ciclos de refrigeración por absorción	71
2.5.8.1 Propiedades del agua y el amoníaco como fluido de trabajo	71
2.5.8.2 Propiedades del bromuro de litio y el agua como fluido de trabajo	72
2.6 Sistemas de ventilación	72
2.6.1 Sistemas de ventilación natural	73
2.6.2 Sistemas de ventilación mecánica	76
2.7 Tipos de sistemas de aire acondicionado	77
Capítulo 3 Estado del arte	79
Capítulo 4 Cálculo de la carga de enfriamiento en un complejo residencial propuesto	82
4.1 Ganancias de calor por conducción a través de la estructura exterior	84
4.2 Ganancias de calor por radiación solar a través de vidrios	86
4.3 Otras fuentes de ganancias de calor	90
4.3.1 Ganancias de calor por iluminación	90
4.3.2 Ganancias de calor por personas	91
4.3.3 Ganancias de calor por equipos y motores	91
4.3.4 Ganancias de calor por infiltraciones	91
4.4 Ganancia de calor total	91
Análisis de Resultados	92
Conclusiones	93
Anexos	94

Anexo 1: Planos arquitectónicos del complejo Monterrey	94
Índice de Figuras	96
Índice de Tablas	98
Referencias	99

Introducción

La presente tesis se divide en 4 capítulos. Previo al primer capítulo se desarrolla el objetivo de esta tesis. Posteriormente, en el primer capítulo, se pretende proporcionar un marco teórico robusto que aborde conceptos generales necesarios para el entendimiento de esta tesis. Además de dar un breve panorama del sector energético global. Al final de este primer capítulo, en el subcapítulo 1.6 se desarrollan los objetivos particulares y el objetivo general de esta tesis.

El segundo capítulo tiene como objetivo presentar conceptos más relevantes a los sistemas de aire acondicionado actuales, primero comienza por presentar conceptos generales necesarios. Posteriormente, aborda la teoría que se utilizará en el cuarto capítulo para calcular la carga de enfriamiento. Continúa presentando los ciclos de refrigeración haciendo hincapié en el ciclo de refrigeración por absorción de efecto sencillo y de efecto doble y concluye dando un panorama sobre los refrigerantes utilizados hoy en día y los sistemas de ventilación y sistemas de aire acondicionado.

El tercer capítulo está destinado a dar un breve panorama de sistemas de aire acondicionado por refrigeración por absorción y sus aplicaciones alrededor del mundo. Se expone la investigación realizada y los resultados obtenidos en países como Italia, India, Grecia, China, Malasia, Japón, Indonesia y un barco que aprovecha calor de desperdicio de un motor diesel en el mar rojo.

Y, por último, el cuarto y último capítulo calcula la carga de enfriamiento de un edificio de clase media baja construido en la ciudad de Monterrey con un diseño arquitectónico de dominio público de la firma arquitectónica chilena Elemental. Mediante este resultado se concluye la reducción de gases de efecto invernadero que este sistema podría evitar si fuese sustituyese a un sistema tradicional que consuma energía eléctrica convencional.

Por último, se lleva a cabo un análisis de resultados en donde se compara la carga de enfriamiento obtenida con ratios obtenidos de trabajos similares y se calculan las emisiones de efecto invernadero en este sistema y aquellas a nivel nacional y global. El sistema propuesto es capaz de evitar la emisión de 126 kilogramos de dióxido de carbono por cada hora de uso al máximo de su capacidad. Implementando sistemas como este a nivel nacional y global se evitaría la emisión de 21 mil toneladas y 1 millón de toneladas de dióxido de carbono respectivamente.

Capítulo 1. Marco Teórico

En este capítulo se desarrolla un panorama breve de lo que es el clima. Posteriormente se profundiza en temas como el confort térmico, la teoría del balance térmico y la teoría del confort térmico adaptativo, presentando conceptos como la ecuación de confort de Fanger, la escala de sensación térmica de siete puntos, los modelos adaptativos de neutralidad térmica y las normas de confort térmico.

El subcapítulo 1.3 desarrolla un panorama energético global, que narra la evolución del suministro de energía a nivel global, separando entre países miembros de la OCDE y países no miembros de la misma organización, así como de México. Se da un pronóstico del aumento de la demanda de energía, su relación con el aumento del producto interno bruto y la intensidad energética. Posteriormente se menciona la inversión que el sector requerirá en los próximos años y el desglose del consumo de energía por sector, siempre expresando la información a nivel global y a nivel nacional. Seguido de esto, se elabora un análisis similar para energía eléctrica y energía térmica, tipos de energía especialmente relevantes a esta tesis.

El subcapítulo 1.4 habla del sol, de que está compuesto, de las características generales existentes entre el sol y la tierra y de cómo es determinada la constante solar, o, la cantidad de energía que el sol proyecta sobre un plano perpendicular a los rayos del sol. La segunda parte de este subcapítulo aborda algunos antecedentes de aprovechamiento de la energía solar térmica.

El último subcapítulo de este capítulo habla de la capa de ozono. Se da una definición de la misma, se habla de las causas y efecto de la destrucción de esta y se detallan los convenios nacionales e internacionales para la protección de la misma.

1.1 Clima

El clima es definido por la Real Academia de la Lengua Española como el conjunto de condiciones atmosféricas que caracterizan una región (RAE, 2012). El clima es un factor determinante para todas las actividades que se realizan en dicha región, determinando incluso la existencia de la vida de los organismos presentes. El clima de una región es el resultado de muchos factores y variables, es el resultado del complejo sistema que es nuestro planeta y las interacciones que existen en su interior y sus reacciones con el espacio exterior a él.

La atmósfera terrestre está compuesta por diversas capas, la más interna es conocida como troposfera y en ella se encuentra toda el agua atmosférica, lo que la hace la capa donde todos los efectos climáticos suceden y la que compete a los estudios de los efectos de la misma índole (Cervantes, 200).

En 1983, el comité del consejo asesor de ciencias del sistema tierra de la NASA determinó un modelo conocido como el modelo Tierra-Sistema-Ciencia, o ESS por sus siglas en inglés. El cual determina la razón de los eventos ocurrentes en el sistema tierra basándose en otros 4 subsistemas y las conexiones entre estos cuatro subsistemas y el evento ocurrente en el llamado sistema tierra. Los cuatro subsistemas están conformados por: la atmósfera, la hidrósfera, la litósfera y la biosfera, cada uno de los cuales tiene un efecto en el evento ocurrente en la tierra y en los otros subsistemas. Este modelo es utilizado para explicar causas y efectos del clima a nivel global y regional. Actualmente, dicho modelo es usado por diversas organizaciones alrededor del mundo como el Panel Intergubernamental de Cambio Climático, o IPCC por sus siglas en inglés, entre otros. En la figura 1.1 se puede observar la interacción entre los 4 subsistemas y su efecto en el sistema tierra (Gagnon y Bradway, 2012).

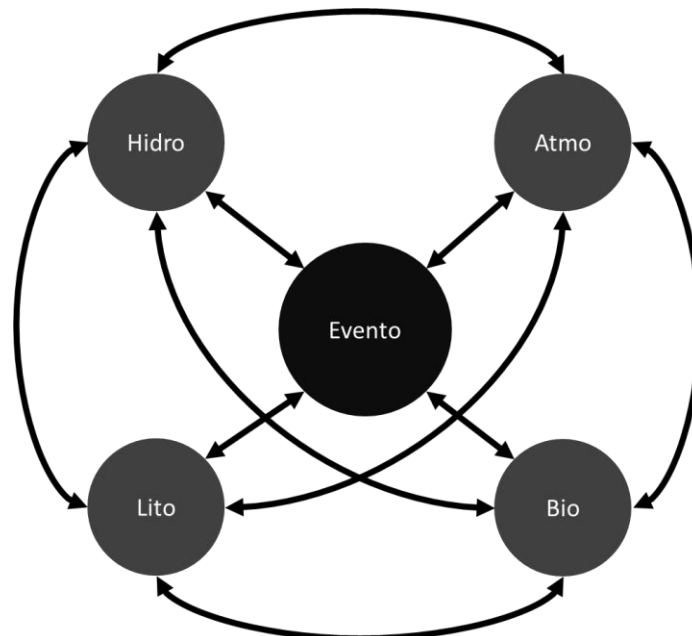


Figura 1.1 Modelo Tierra-Sistema-Ciencia (elaboración a partir de Gagnon y Bradway, 2012)

La importancia del modelo ESS radica en que explica las causas de eventos climáticos ocurrentes en la superficie terrestre e incluso predice dichos eventos al conocer el estado de los otros cuatro subsistemas. El clima es responsable también del confort térmico en los seres humanos.

1.2 Confort térmico

El confort es un factor que afecta las labores que realiza el ser humano debido a que repercute en la sensación de bienestar del mismo, impactando en el rendimiento e incluso la salud de los seres humanos (Teli *et al*, 2013). El confort puede ser de diversos tipos, siendo el confort térmico el que compete al desarrollo de esta tesis. Este es definido como el estado mental que expresa satisfacción con el ambiente que rodea al individuo (Kalz *et al*, 2009).

El confort térmico no es resultado de la sensibilidad de la persona a los cambios de temperatura, el hombre no siente la temperatura del espacio alrededor de él, el hombre siente la pérdida o ganancia de energía que su cuerpo tiene con el ambiente (Godoy, 2012). Esta sensación de confort es resultado de un balance térmico entre su cuerpo y el ambiente y dependerá de factores primarios como la tasa metabólica o nivel de actividad y el aislamiento que represente la ropa o nivel de arropamiento y parámetros ambientales como la humedad, la temperatura del aire, la velocidad del aire y la temperatura radiante media (Torres, 2010). De los anteriores seis parámetros podemos observar que cuatro de ellos son resultado de las condiciones ambientales; estos parámetros a su vez derivan en otros indicadores importantes y ampliamente utilizados como la temperatura media radiante, la temperatura equivalente, la temperatura operativa y la temperatura operativa húmeda. Estos parámetros son indicadores de intercambios térmicos que ocurrirán entre el ambiente y el individuo. Por ejemplo: la temperatura media radiante será un indicativo del intercambio de temperatura y el ambiente por radiación, a su vez, la temperatura operativa es la temperatura a la que se debe de tener un recinto para que un individuo intercambie con él el mismo calor sensible que en el local de origen y considerará términos de conducción y de radiación (Godoy, 2012).

Es necesario mencionar que el confort también dependerá de gran medida de otros factores como: el confort acústico y visual, el diseño de interiores, las expectativas del ocupante, el control que este tenga sobre sus alrededores, el comportamiento del usuario y otros parámetros sociales, culturales y psicológicos (Kalz *et al*, 2009).

Actualmente existen dos teorías diferentes relacionadas con la definición del confort térmico, ambas con sus respectivas limitantes y fortalezas. La primera de ellas es la teoría del balance térmico, la cual se basa en estudios térmicos con cámaras climáticas. La segunda es la teoría adaptativa y se basa en estudios térmicos en estudios de campo. (Chávez del Valle, 2002).

1.2.1 Teoría del balance térmico

En 1973, Povl Ole Fanger (1934-2006), publicó los resultados de una investigación que realiza en la que somete a un grupo de personas a una cámara térmica, en donde estandariza la vestimenta de los individuos y los hace realizar diversas tareas de diversas duraciones y analiza los efectos que dichas tareas a distintas condiciones ambientales provocan en los individuos. Fanger observa cómo el mantener un balance de calor por los individuos es un primer indicativo de sensación térmica natural. Fanger determinó que los únicos procesos naturales que se presentan cuando el cuerpo está buscando mantener el balance de calor y dar una sensación de confort son la tasa de sudoración y la temperatura media de la piel, siendo estos procesos dependientes del nivel de actividad que realizaba el individuo. Con base en estos experimentos, Fanger fue capaz de encontrar una relación lineal entre el nivel de actividad y la temperatura media de la piel del individuo. Al sustituir estos valores en la ecuación de balance térmico, Fanger fue capaz de encontrar la ecuación de confort, la cual predice las condiciones térmicas para que el individuo encuentre una sensación térmica neutra. La ecuación de confort de Fanger proporciona resultados numéricos basándose en la escala térmica de confort planteada por la ASHRAE (Godoy, 2012).

Ecuación 1.1.

$$PMV = 0.303e^{-0.036M+0.028} * \{ (M - W) - 3.05E - 3 * (5733 - 6.99(M - W) - P_a) - 0.42 * ((M - W) - 58.15) - 1.7E - 5 * M * (5867 - P_a) - 0,0014M * (34 - t_a) - 3.96E - 8 * f_{cl} * ((t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4) - f_{cl}h_{cl}(t_{cl} - t_a) \}$$

En donde:

PMV “Voto medio predecido” (Predicted Mean Vote)

M Actividad metabólica

W Trabajo externo, generalmente es cero

P_a Presión parcial de vapor de agua (*P_a*)

f_{cl} Factor de superficie de la ropa

h_{cl} Convección de la ropa

t_{cl} Temperatura de la ropa (K)

t_a Temperatura ambiente (K)

La escala de sensación térmica que basa el nivel de confort en siete puntos establecida por la ASHRAE, es una escala que clasifica las sensaciones térmicas de un individuo, y va desde +3 para una sensación muy caliente a -3 para una sensación muy fría (Tabla 1). La ecuación de confort de Fanger describe el confort térmico como desequilibrio entre el flujo de calor del cuerpo en un ambiente dado y el flujo de calor requerido para obtener un óptimo confort mientras se realiza una actividad determinada. Este resultado es conocido como el modelo de voto medio previsto, o PMV por sus siglas en inglés, y predice el voto de la mayoría de un gran grupo de personas para la escala ASHRAE, permitiendo conocer qué parámetros producirían una sensación de confort térmico para la mayoría de las personas expuestas a este ambiente (EN ISO 7730:2005).

Tabla 1.1 Escala de sensación térmica de siete puntos (elaboración a partir de EN ISO 7730:2005)

+3	Muy caliente
+2	Caliente
+1	Tibio
0	Neutro
-1	Fresco
-2	Frío
-3	Muy frío

El PMV predice el valor por el que la mayoría de las personas votará, sin embargo, debe de complementarse con otro indicador que prediga el porcentaje de gente que se sentirá insatisfecha con el confort predicho por el PMV. A este indicador se le conoce como el pronóstico porcentual de insatisfacción, o PPD por sus siglas en inglés. Este indicador predice el porcentaje de personas que definirían el ambiente como caliente, muy caliente, frío o muy frío y depende exclusivamente del valor del PMV (EN ISO 7730:2005).

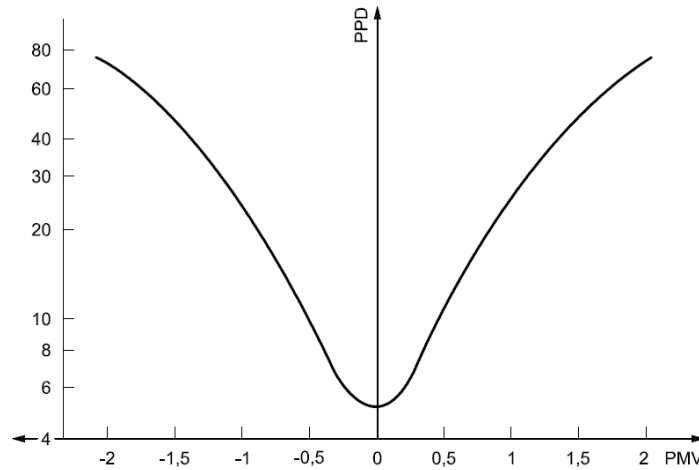


Figura 1.2 PPD como función del PMV (EN ISO 7730:2005)

Debido a la complejidad de calcular estos indicadores, la Universidad del Estado de Kansas, realizó una simplificación del modelo para obtener una expresión más sencilla con parámetros más asimilables. El resultado fue la siguiente expresión:

Ecuación 1.2.

$$PMV = aT + bP_v - c$$

donde los valores de a, b y c se seleccionarán de la Tabla 1.2 dependiendo del género del individuo y la duración de la actividad física.

Tabla 1.2 Valores de los coeficientes a, b y c según el tiempo de exposición y género.

Tiempo	Sexo	a	b	c
1 hora	Hombre	0.220	0.233	5.673
	Mujer	0.272	0.248	7.245
	Ambos	0.245	0.248	6.475
2 horas	Hombre	0.221	0.270	6.024
	Mujer	0.283	0.210	7.694
	Ambos	0.252	0.240	6.859
3 horas	Hombre	0.212	0.293	5.949
	Mujer	0.275	0.255	8.620
	Ambos	0.243	0.278	6.802

El modelo PMV-PPD de Fanger estableció un nuevo modelo de evaluación del confort térmico, es sumamente utilizado alrededor del mundo e incluso la mayoría de las normas de confort térmico se basan en este modelo, sin embargo, es un modelo estacionario que no considera los cambios de las condiciones ambientales a lo largo del día, además de que es un modelo realizado en un espacio donde las condiciones ambientales son controladas; estas dos cuestiones hacen que muchos investigadores se planten otros modelos.

1.2.2 Teoría de confort térmico adaptativo

Los modelos adaptativos consideran factores que exceden a los parámetros que conforman al modelo de Fanger. Estos incluyen la variabilidad del clima externo y su impacto en climas internos, las preferencias de los individuos y el comportamiento o reacción de estos ante la sensación térmica que perciben (Chávez del Valle, 2002).

Después de obtener el modelo de balance térmico de Fanger, la ASHRAE llevó a cabo una recopilación de datos estandarizada que le permitió a De Dear y Brager obtener en 1995 una gran cantidad de información sobre la temperatura ambiente y su relación con la temperatura interna para un número distinto de edificios, es así como se dieron cuenta de que la temperatura de confort era adaptable a cada región del mundo. De Dear y Brager observaron que cuando las temperaturas externas aumentaban, naturalmente las temperaturas internas también lo hacían, pero la temperatura a la que los individuos reportaban un confort térmico también aumentaba, poniendo en duda lo predicho por Fanger y demostrando un factor de adaptabilidad de los individuos (Godoy, 2012).

Autores como Nicol y Roaf, Griffiths, Auliciems, Humphreys, De Dear y Brager desarrollaron modelos que relacionan la temperatura media exterior con la temperatura de neutralidad térmica:

Tabla 1.3 Modelos adaptativos de neutralidad térmica.

Nicol y Roaf (sistemas de acondicionamiento natural)	$T_n = 17 + 0.38T_m$
Griffiths (edificios europeos con sistemas pasivos)	$T_n = 12.1 + 0.534T_m$
Auliciems (ambos tipos de edificios)	$T_n = 17.6 + 0.31T_m$
Humphreys (sistemas de acondicionamiento mecánico)	$T_n = 11.9 + 0.534T_m$
De Dear y Brager (ambos tipos de edificios)	$T_n = 17.8 + 0.31T_m$

1.2.3 Normas de confort térmico

Actualmente existen tres normas internacionales en vigor que regulan las condiciones térmicas de espacios interiores con el objetivo de asegurar el confort térmico:

- a) *ISO 7730:2005 Ergonomics of the thermal environment – Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria.*

Es la norma propuesta por la Organización Internacional por la Estandarización, o ISO por sus siglas en inglés. Dicha norma utiliza el modelo de Fanger con los indicadores ya mencionados del PMV y el PPD y señala rangos de temperatura con los correspondientes resultados en los indicadores estadísticos mencionados. En la tabla 1.4 se pueden observar dichos parámetros para tres categorías distintas.

Tabla 1.4 Tres categorías de ambiente térmico, ISO 7730:2005 (elaboración a partir de Hamdy et al, 2011).

Categoría	Estado térmico del cuerpo		Temperatura operativa [°C]	
	PPD	PMV	Verano	Invierno
A	< 6	$-0.2 < PMV < 0.2$	23.5-25.5	21-23
B	< 10	$-0.5 < PMV < 0.5$	23-26	20-24
C	< 15	$-0.7 < PMV < 0.7$	22-27	19-25

La norma considera además cuatro factores que pueden considerar insatisfacción térmica: corriente de aire, diferencia térmica vertical del aire, temperatura de los muros y suelos y asimetrías radiantes (Godoy, 2012). Sin embargo, esta norma no considera los modelos adaptativos.

b) ASHRAE 55:2004 Thermal environment conditions for human occupancy

Esta norma determina dos metodologías para el establecimiento de las condiciones de confort térmico, la primera para edificaciones con sistemas de acondicionamiento mecánico y la segunda para edificaciones con sistemas de acondicionamiento natural. En la primera metodología la norma propone el análisis de Fanger y es similar a la norma ISO 7730:2005, sin embargo, en la segunda metodología hace referencia a la necesidad del uso de los modelos adaptativos y propone el uso de los modelos de De Dear y Brager. Además, establecen ciertas restricciones como la necesidad de tener ventanas operables por los usuarios. Aun así, la norma ASHRAE 55:2004 establece la diferenciación del cálculo a utilizar en función del tipo de edificación (Godoy, 2012).

c) UNE-EN 15251:2007 Parámetros del ambiente interior a considerar para el diseño y la evaluación de la eficiencia energética de edificios incluyendo la calidad del aire interior, condiciones térmicas, iluminación y ruido.

Esta norma especifica las condiciones ambientales internas para asegurar la eficiencia energética en edificaciones. La norma no está desarrollada para asegurar el confort térmico, más bien busca dimensionar y evaluar los sistemas al asignar una temperatura operativa y rangos de confort.

En general la norma también considera los dos tipos de edificaciones que la norma ASHRAE 55:2004 considera y propone metodologías similares a las revisadas por las dos normas anteriores con algunas sutiles diferencias.

Existen además normas regionales que algunos países promulgan, con las que buscan adaptar mejor las condiciones térmicas de sus edificios con el objetivo de contar con un modelo más apropiado, sin embargo, todas ellas son una adaptación del modelo ya mencionado y en general los resultados se ubican en los rangos mencionados por las normas discutidas. En México no existe actualmente ninguna norma sobre el confort térmico en interiores por lo que generalmente se utiliza el estándar internacional.

1.3 Panorama Energético

Hoy en día el sector energético es quizá el sector de mayor relevancia a nivel mundial, es un sector que contribuye al desarrollo de los países, responde al crecimiento poblacional, alimenta a las economías regionales, desencadena conflictos y políticas internacionales e impacta en los ecosistemas globales.

Además, la situación actual global y regional energética dicta qué tipo de equipos deben utilizarse para la diversa clase de maquinaria necesaria para la actividad humana en función del recurso energético que sea más rentable, viable y disponible. Esto aplica en la industria, transporte, agricultura, uso doméstico, entre otros. Incluso es relevante a los sistemas refrigerantes utilizados en aire acondicionado.

En 2012, se produjeron 13,371 millones de toneladas equivalentes de petróleo para satisfacer el suministro total de energía primaria, 188 millones de ellas en México, representando el 1.409% del suministro de energía primaria global (IEA, 2014). Una tonelada equivalente de petróleo es la cantidad de energía otorgada por la combustión de una tonelada de petróleo. La cantidad de energía primaria producida en 2012 es similar a la que se requeriría para encender durante un año casi 250 mil millones de focos de 100 [W]. En la figura 1.3a se puede apreciar el suministro total de energía primaria desde 1990 hasta 2012 en países miembros de la OECD y en países no miembros la misma organización. Mientras que en la figura 1.3b se puede apreciar la misma información para México.

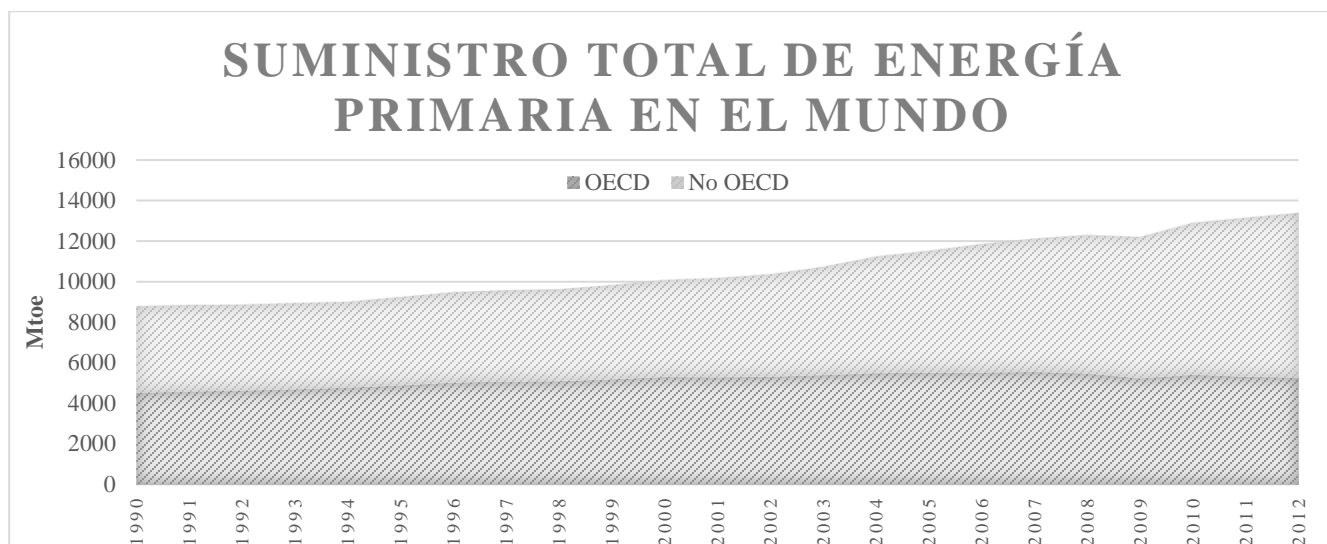


Figura 1.3a Suministro total de energía primaria de 1990 a 2012 en el mundo (elaboración a partir de IEA, 2014).

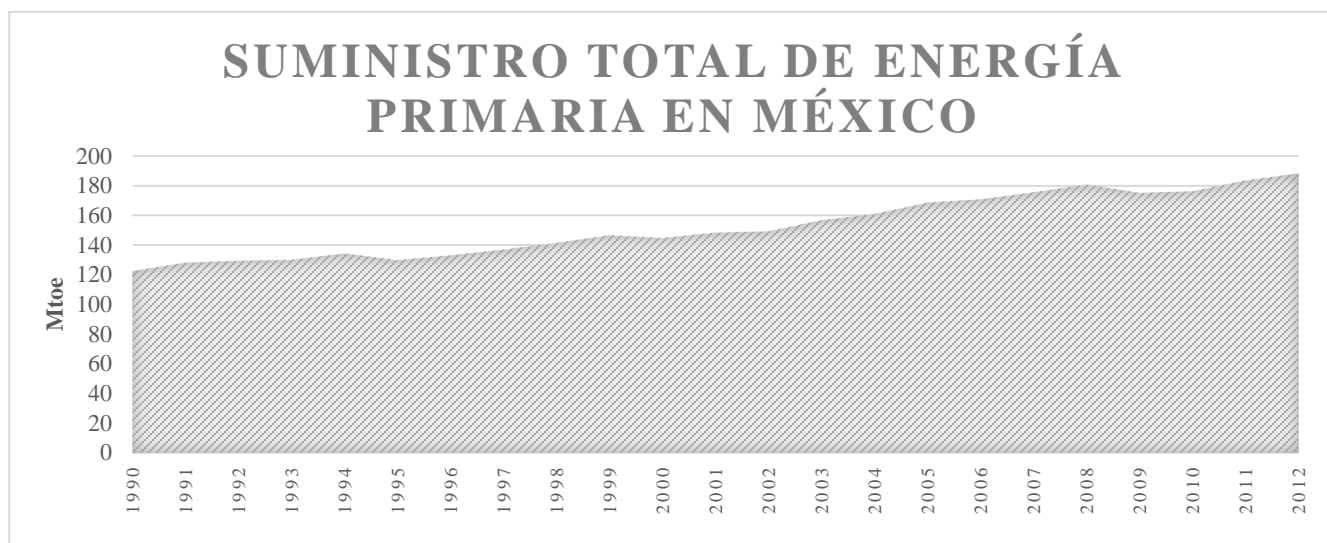


Figura 1.3b Suministro total de energía primaria de 1990 a 2012 en México (elaboración a partir de IEA, 2014).

De acuerdo a un escenario proyectado por la Agencia Internacional de Energía, IEA por sus siglas en inglés, llamado el Escenario de Nuevas Políticas, la demanda energética global aumentará un 37% en las siguientes dos décadas. El consumo de combustibles aumentará significativamente: Petróleo (13%), Carbón (17%), Gas Natural (48%), Nuclear (66%) y Renovables (77%) y las emisiones de carbono debido al continuo uso de combustibles fósiles aumentará en un 20% llegando a 37.2 giga toneladas de dióxido de carbono en nuestra atmósfera (IEA, 2013). El Escenario de Nuevas Políticas es un pronóstico creado a partir de la consideración de las políticas en vigor hasta mediados de 2013 y aquellas políticas que se han prometido implementar en los círculos políticos globales considerando tendencias en factores como: crecimiento económico, crecimiento y distribución demográfica, innovaciones tecnológicas, industrialización, electrificación, esfuerzos en des-carbonización y precios energéticos regionales. Dicho escenario es considerado en esta tesis como un escenario apropiado para los pronósticos energéticos aquí planteados.

El crecimiento del consumo energético se verá relegado sobre todo en las economías emergentes y países no miembros de la Organización para la Co-operación y el Desarrollo Económico, OECD por sus siglas en inglés. Lo anterior debido al desarrollo económico, al crecimiento y demografía poblacional de estos países. Tal es el caso de países como China, India, Rusia, Brasil y en menor medida, México, a pesar de ser miembro de la OECD, entre otros (SENER, 2013). Los países de la OECD tendrán un crecimiento promedio del producto interno bruto de 2.1% de este año a 2040, mientras que los países no miembros de la OECD crecerán en más del doble de ritmo con un porcentaje anual de 4.7% (EIA, 2013) México tuvo un incremento de su PIB de 1.2%, menor al global de 3% y menor también al que presentó Latinoamérica y el Caribe que fue del 2.6%. Según la Organización de las Naciones Unidas esto se debió a restricciones económicas en el país. Sin embargo, se pronostica un aumento del 3% y 3.5% para 2014 y 2015 según el Fondo Monetario Internacional, o 4% y 4.2% para los mismos años según la Organización de las Naciones Unidas debido a las reformas que se están llevando a cabo que fortalecerán la ineficiencia de la red eléctrica y promoverán las inversiones extranjeras (IMF, 2014), (UN, 2014). Además, el crecimiento poblacional global aumentará de 7,243 millones de habitantes en 2014 a 9,551 millones para 2050. Este incremento poblacional será más significativo en las zonas urbanas. Actualmente el 54% de la población reside en zonas urbanas, para 2050 el 66% lo hará, consumiendo una mayor cantidad de energía por habitante debido al tipo de vida que conlleva habitar en zonas urbanas. En México, la población aumentará un 26% para 2050, incrementando de 124 a 156 millones de habitantes. Este crecimiento será congruente con las tendencias globales, incrementando el porcentaje de población de zonas urbanas de un 79% a un 86% (UN, 2014). El crecimiento económico, a la par del crecimiento y demografía poblacional, son los parámetros más importantes que indican el crecimiento en la demanda energética. En la figura 1.4 podemos observar la dependencia entre el Producto Interno Bruto (PIB) y el Total del Suministro de Energía Primaria (TPES) en países miembros de la OECD y países no miembros. Es claro cómo el aumento en el desarrollo económico, indicado por el PIB, de los países no miembros de la OECD significa un aumento del TPES, situación que no se presenta en los países desarrollados.

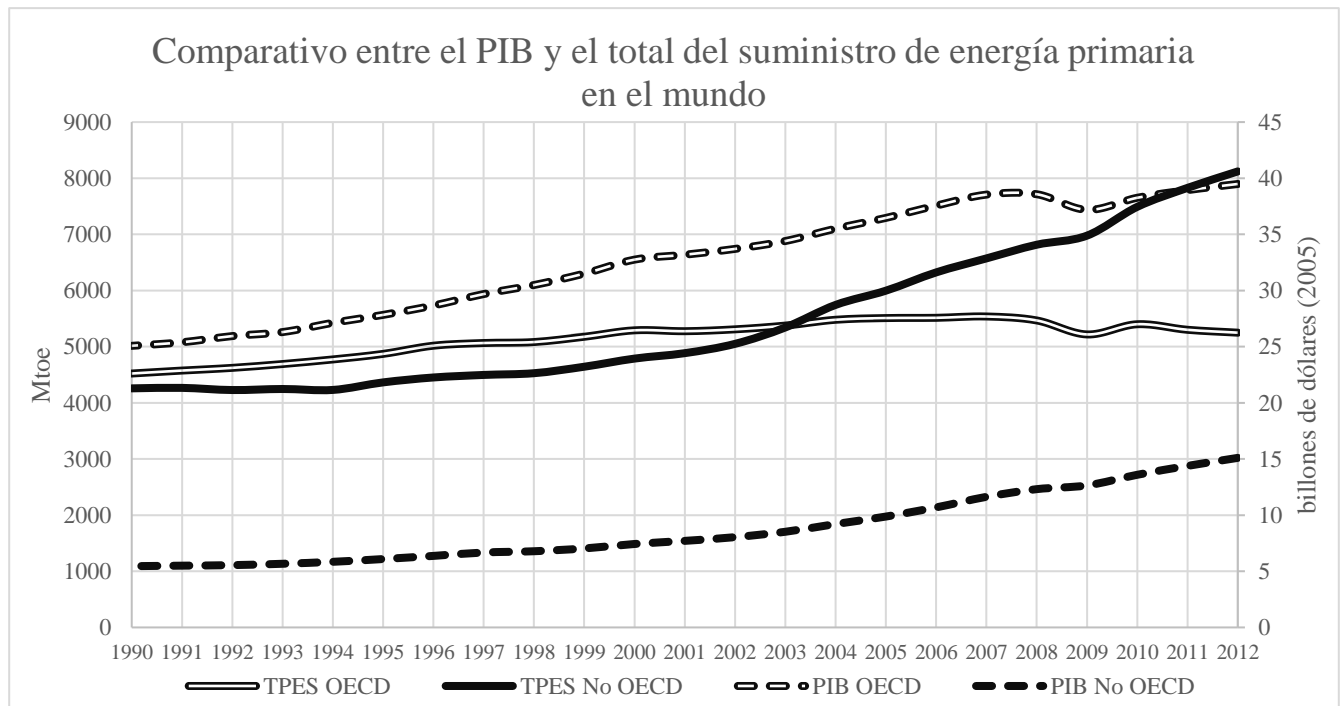


Figura 1.4 Comparativo del PIB y el total de suministro de energía primaria en el mundo (elaboración a partir de IEA, 2014).

Existe además un indicador conocido como Intensidad Energética, el cual es un cociente entre el TPES y el PIB, este indicador se refiere a la cantidad de energía primaria utilizada para generar una unidad de producto interno bruto. Consiste en un indicador que expresa la eficiencia con la que se está utilizando la energía primaria en términos económicos. En la figura 1.5 se muestra un comparativo entre dicho indicador y el TPES en países miembros de la OECD y países no miembros de la misma organización. De la figura 1.4 se concluye que en países desarrollados el producto interno bruto se mantuvo constante pero el suministro de energía primaria aumento considerablemente, también se observa como la intensidad energética de países miembros de la OECD se mantiene relativamente constante cuando el suministro de energía primaria se comporta de la misma manera, y disminuye ligeramente cuando el suministro de energía primaria aumenta en la misma proporción. Se puede observar que este comportamiento también se cumple para los países no miembros a la OECD.

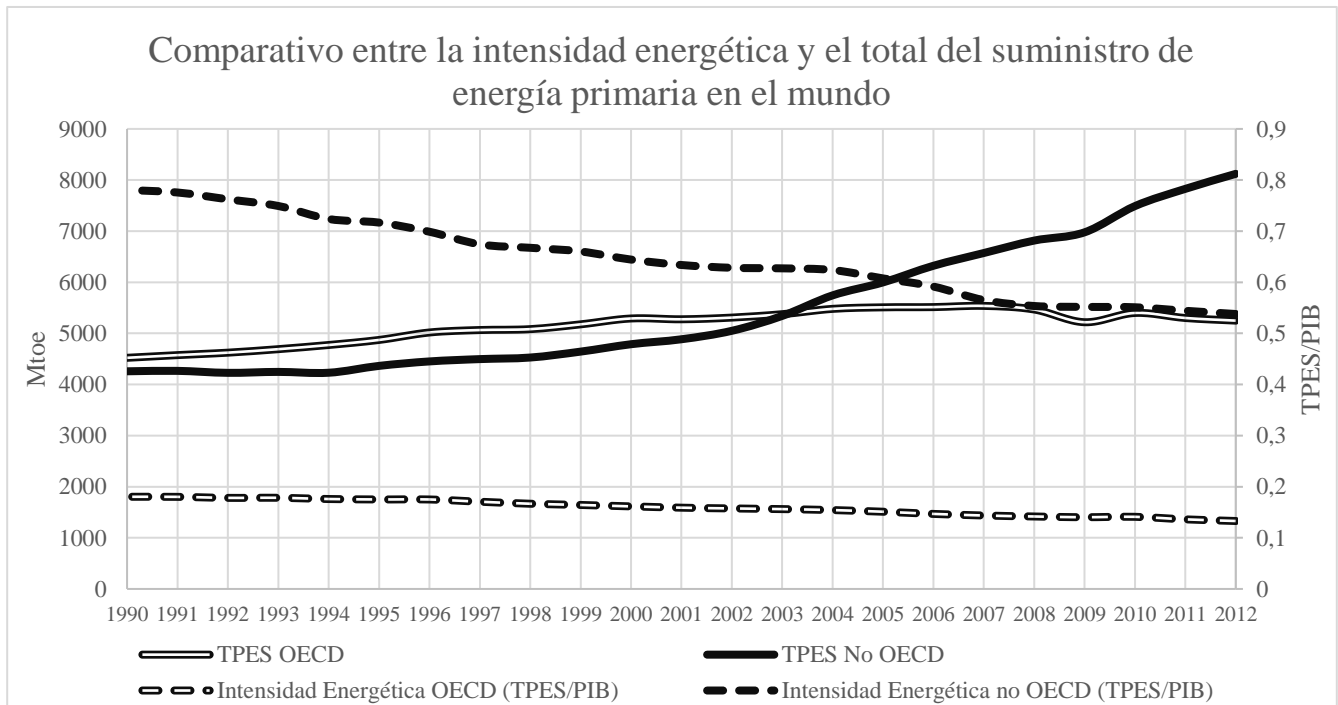


Figura 1.5 Comparativo entre la intensidad energética y el total del suministro de energía primaria en el mundo (elaboración a partir de IEA, 2014).

México, a pesar de ser un miembro de la OECD, en el sector energético, tiene muchas características que lo hacen comportarse como un país no miembro de la misma organización. En la figura 1.6a se puede observar el mismo comportamiento que los países no miembros de la OECD al tener un crecimiento en el PIB mexicano que conlleva un aumento en el TPES, mientras que en la figura 1.6b se puede observar la relación entre la intensidad energética mexicana y el TPES.

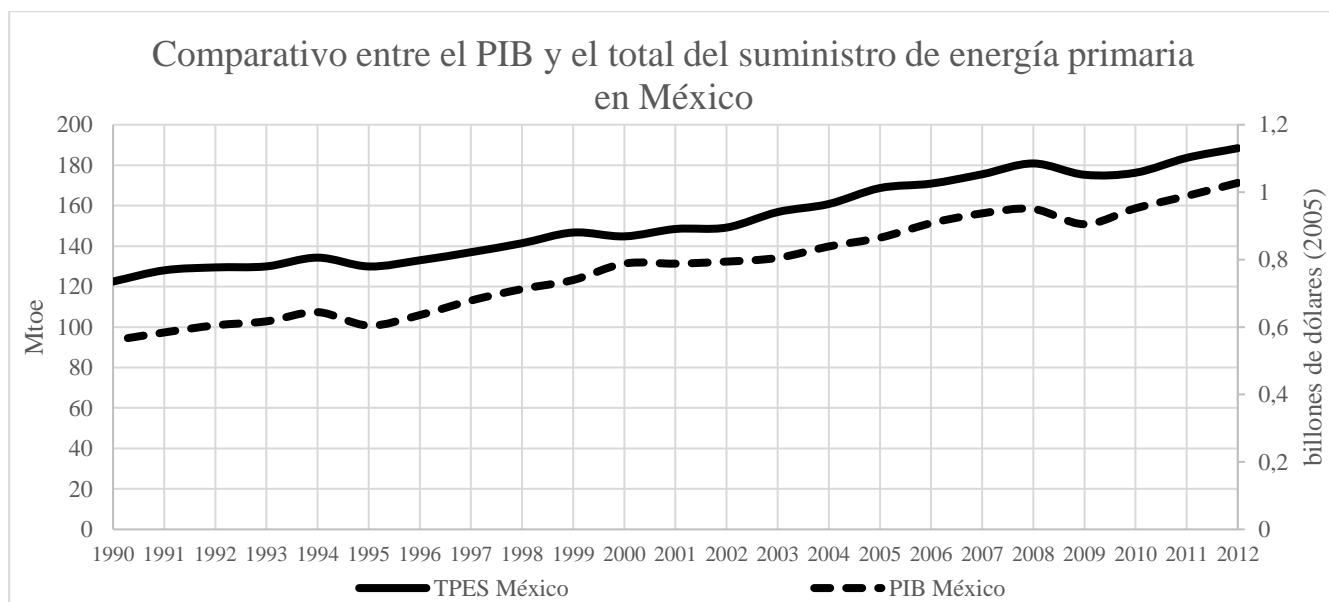


Figura 1.6a Comparativo del PIB y el total de suministro de energía primaria en México (elaboración a partir de AIE, 2014).

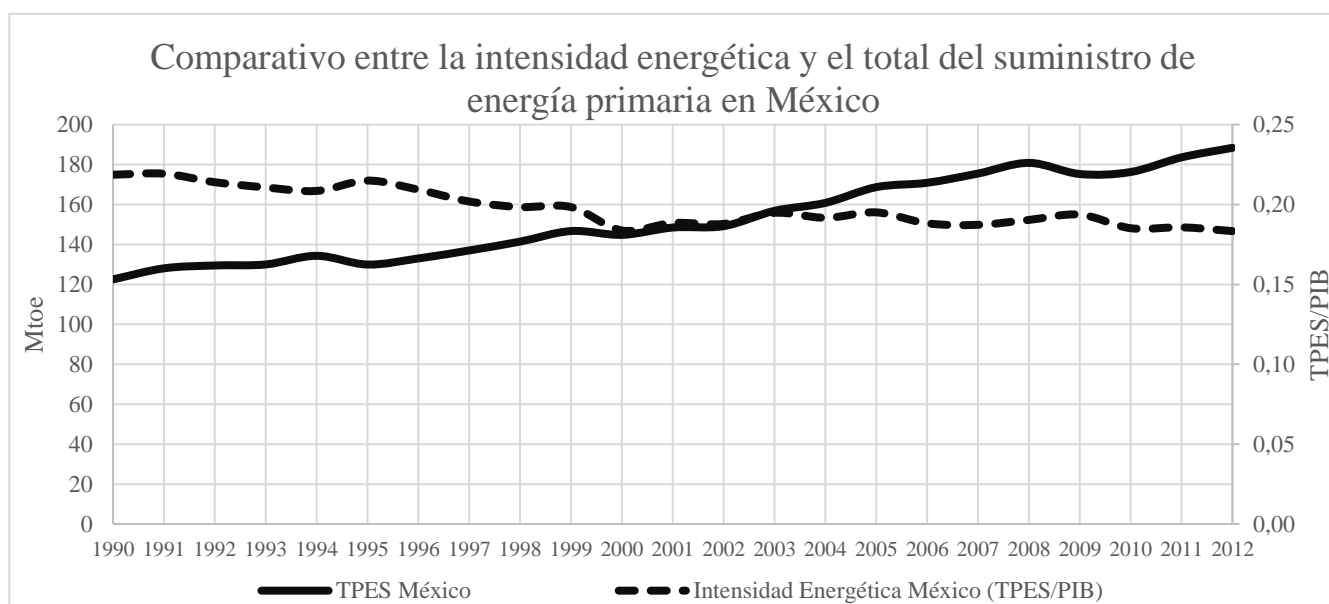


Figura 1.6b Comparativo entre la intensidad energética y el total de suministro de energía primaria en México (elaboración a partir de la AIE, 2014).

Las inversiones en el sector energético han sido de \$1.6 billones de dólares cada año desde el 2011 al 2013, esta inversión se ha destinado a la construcción de pozos de extracción de petróleo, construcción de plantas generadoras de energía, granjas eólicas y solares, refinerías, instalaciones de almacenaje y distribución, oleoductos, tanques y otras instalaciones de transporte. La inversión global en el sector energético ha aumentado más del doble desde el 2000, respondiendo al aumento de la demanda global de energía, el aumento de precios de los combustibles fósiles y las inversiones en la generación de energía por aprovechamiento de las fuentes renovables. Para cubrir la demanda energética global para 2035 según el Escenario de Nuevas Políticas, se deberá de realizar una inversión de \$40 billones de dólares en suministro de energía y \$8 billones en eficiencia energética y consumo final de energía (IEA, 2014). En la

figura 1.7a se puede observar los distintos rubros en donde debe de realizarse la inversión de \$40 billones de dólares en suministro eléctrico para satisfacer la demanda energética del año 2040, mientras que en la figura 1.7b se puede observar los distintos rubros en donde debe de realizarse la inversión de \$8 billones de dólares en eficiencia energética y consumo final para satisfacer la demanda energética del mismo año.

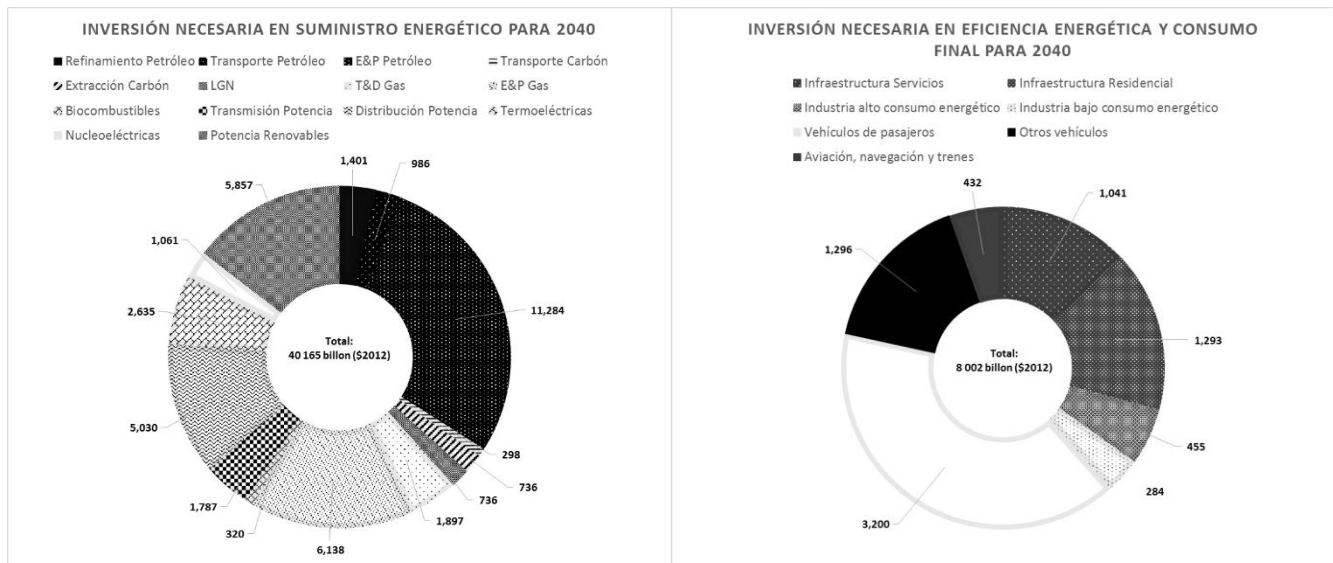


Figura 1.7a y 1.7b Inversión necesaria en a) Suministro Energético y b) Eficiencia Energética y Consumo Final para 2040 (elaboración a partir de IEA, 2014).

Algo muy importante que se debe de analizar en el sector energético no es solo la producción de la misma, sino también su distribución, su transformación y su consumo, esto permite observar la máxima eficiencia en todo el proceso y asegurar una óptima y eficaz transmisión y uso. Existen cuatro grandes ámbitos generales de consumo final: el de transporte, el industrial, otros (el cual incluye el uso residencial, el uso comercial, el uso en agricultura y el uso en pesca) y el relacionado a consumos no relacionados con energía. Estos tienen características distintas que los llevan a consumir distintos tipos de energía. Por ejemplo, el consumo de energía en transporte es fuertemente liderado por el consumo de combustibles fósiles, en específico petróleo, pues este sector no representa tantas opciones como las tecnologías existentes para la generación de energía eléctrica. En la figura 1.8a se puede observar el consumo final de los recursos energéticos en los últimos años, en la figura 1.8b se puede observar la misma información para México (IEA, 2014).

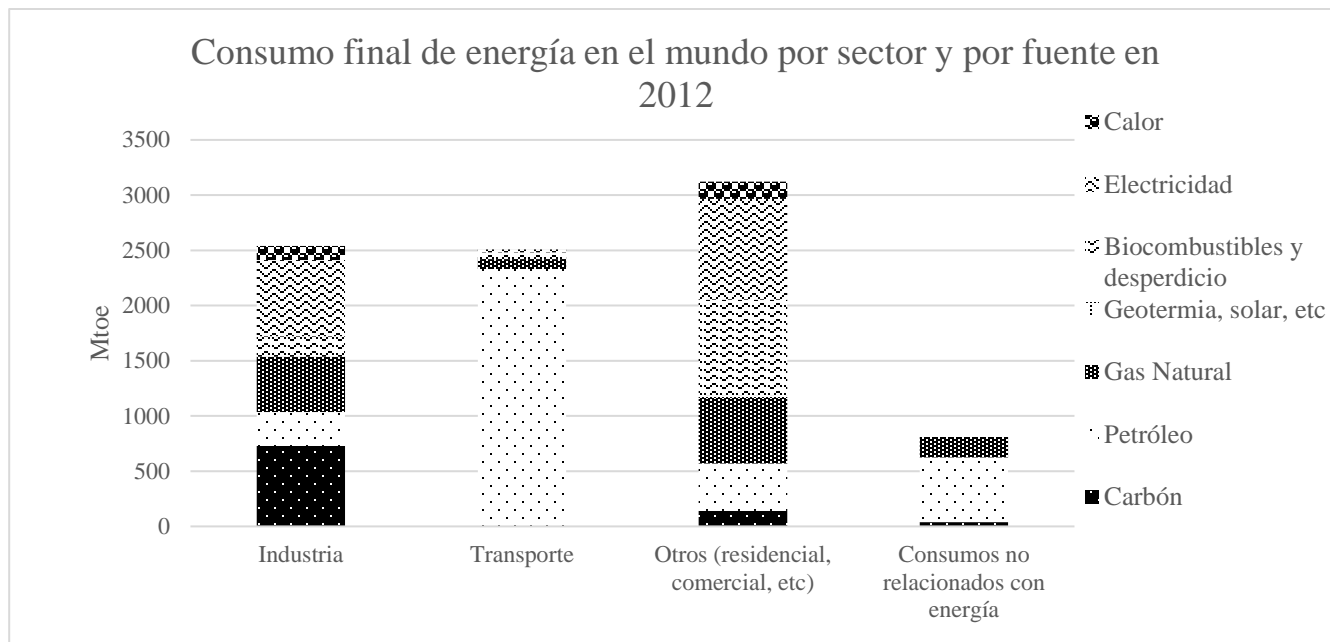


Figura 1.8a Consumo final de energía por sector y fuente en el mundo en 2012 (elaboración a partir de IEA, 2014)

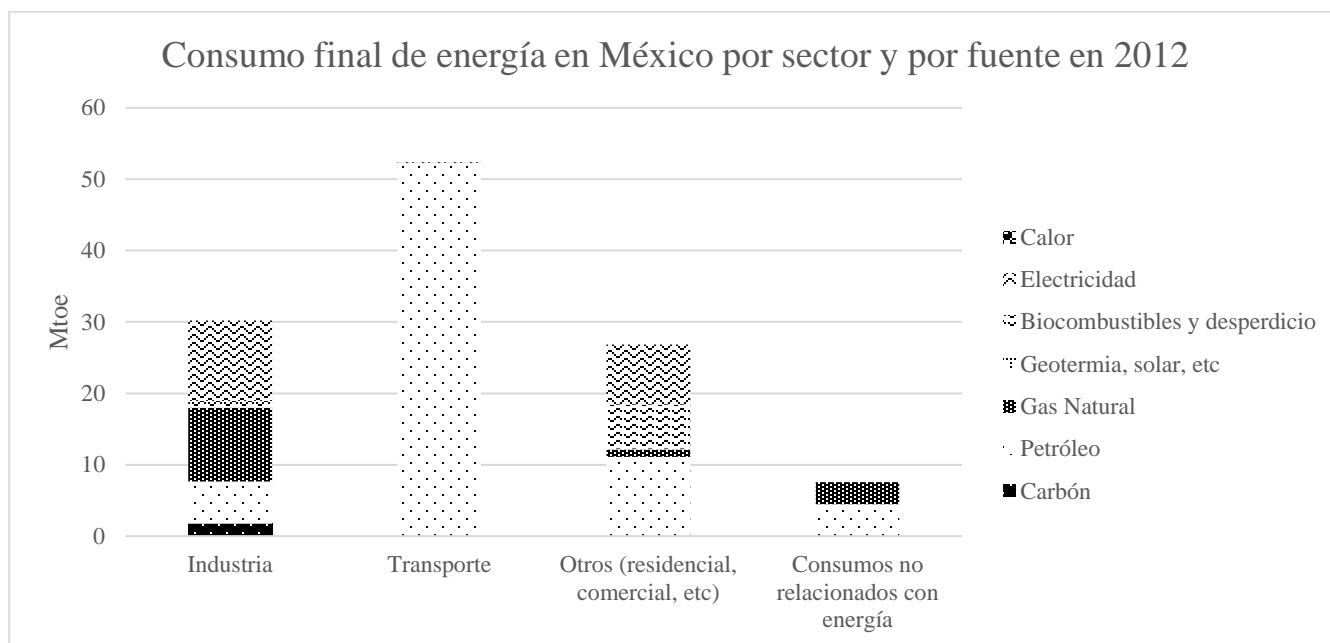


Figura 1.8b Consumo final de energía por sector y fuente en México en 2012 (elaboración a partir de IEA, 2014)

1.3.1 Generación y consumo de energía eléctrica

El sector de generación de energía eléctrica es de gran importancia en el mundo, en el año 2012, el 18% de la energía fue consumida como energía eléctrica (IEA, 2014). Esta forma de energía tiene gran importancia ya que alimenta a muchos tipos de motores, es la forma de energía más sencilla y barata de transportar por grandes distancias y con una red de distribución óptima genera muy pocas pérdidas. Actualmente, la mayoría de los equipos de aire acondicionado que buscan brindar un ambiente de confort

térmico funcionan con ciclos de refrigeración alimentados por energía eléctrica, haciendo este tipo de energía de gran relevancia para esta tesis.

El Departamento de Energía de los Estados Unidos, dio a conocer en 2010 que en el mundo existía una capacidad instalada de 5,061 GW, mientras que en México es de 62.3 GW. Dicho departamento menciona que es necesario un incremento de 61.3% para 2040 de la capacidad instalada para satisfacer la demanda eléctrica de ese año, situando la capacidad instalada en el mundo en 8,254 GW. Debido a los factores de planta de los distintas plantas de generación de energía, la cantidad de energía eléctrica neta generada en 2010 fue de 20.2 millones de GWh, y para 2040 se requerirá generar 39 millones de GWh, esto es un incremento del 48%. En México, en 2012 la generación neta de energía eléctrica fue de 296 mil GW (EIA, 2013) (SENER, 2013).

En países miembros de la OCDE, en 2012, el 61% de la generación de energía fue mediante la quema de combustibles fósiles, mientras que en países no miembros fue del 74%. En México, fiel a su comportamiento como un país en vías de desarrollo, el 82% de la generación eléctrica fue mediante la quema de combustibles fósiles (IEA, 2014). En la figura 1.9a se puede apreciar como los países de la OECD siguen teniendo una dependencia a los combustibles fósiles significativa, aunque el consumo de carbón y petróleo ha sido reducido ligeramente mientras que el consumo de gas natural ha aumentado, en países no miembros de la OECD el consumo de todos los tipos de combustibles fósiles ha aumentado, sobre todo el uso de carbón, principalmente por el consumo de este combustible en India y China. En la figura 1.9b podemos observar el caso de México. En los últimos años ha aumentado la importación de gas natural de los E.E.U.U. y ha incrementado la generación de energía eléctrica por la quema de este combustible, aumentando la dependencia al mismo y ocasionando una vulnerabilidad en asegurar la seguridad energética del país derivada de los precios de importación de este combustible.

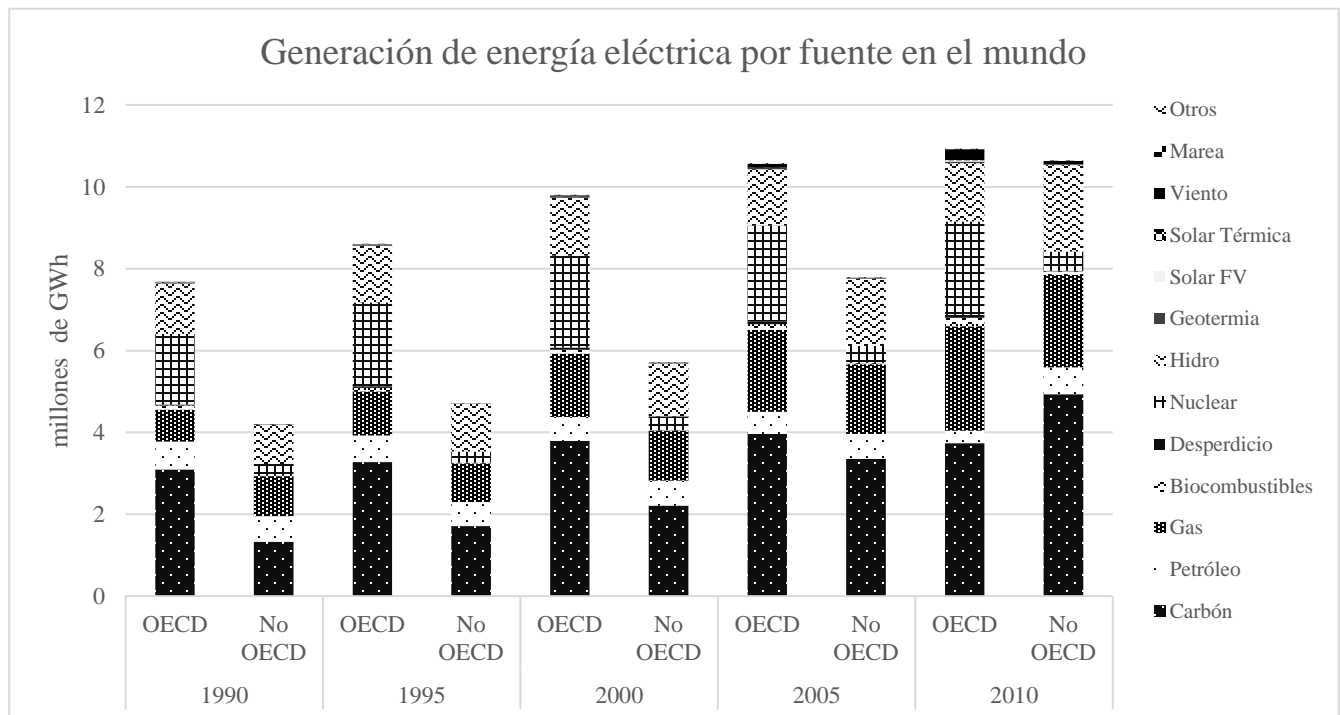


Figura 1.9a Generación de energía eléctrica por fuente en el mundo en 2012 (elaboración a partir de IEA, 2014).

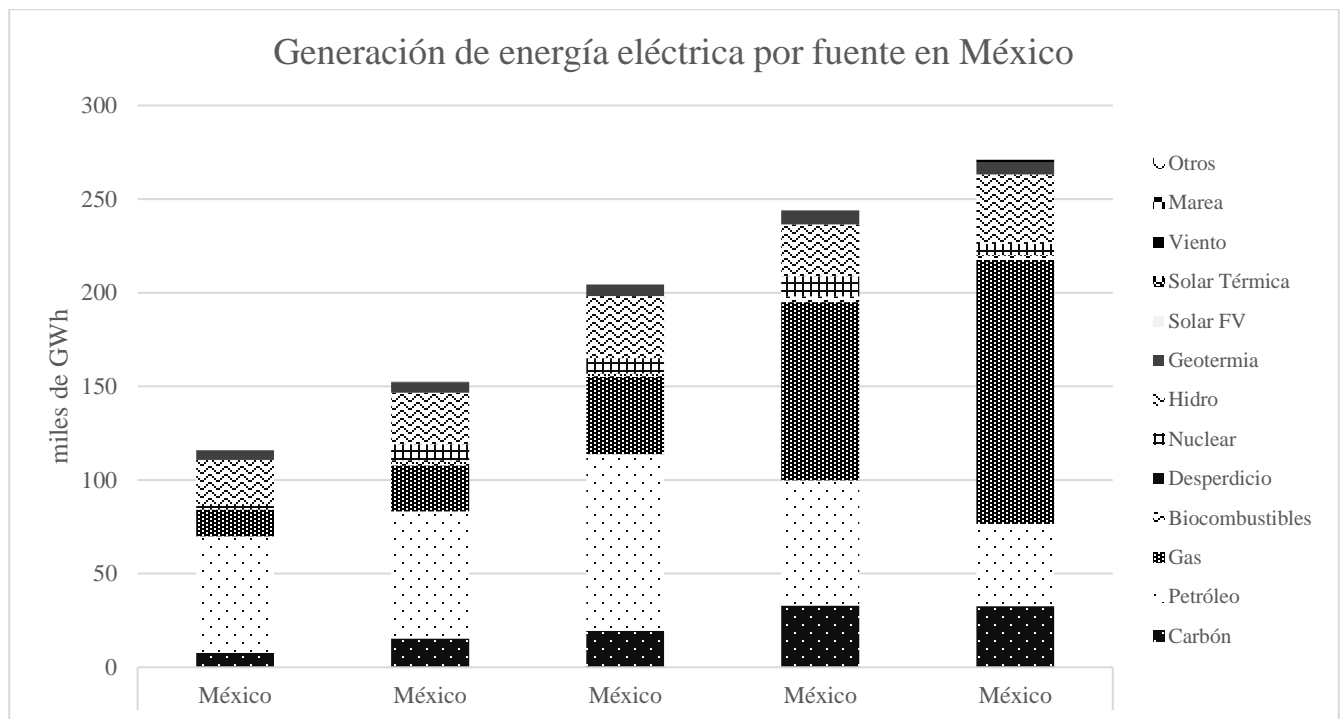


Figura 1.9b Generación de energía eléctrica por fuente en México en 2012 (elaboración a partir de IEA, 2014).

Actualmente, varios países están llevando a cabo esfuerzos para lograr una transición en las fuentes con las que generan su energía eléctrica debido al impacto ambiental que produce la quema de combustibles fósiles, el alza de precios de éstos, provocado por la escasez y/o la dificultad de extraerlos y la innovación que las fuentes renovables están teniendo. Algunos países han logrado incluir la generación de energía por renovables en su matriz energética con gran éxito y han realizado grandes inversiones para llevar a cabo proyectos de este tipo. Las principales alternativas a la quema de combustibles fósiles son la generación hidroeléctrica, eololéctrica, solar fotovoltaico, solar térmico, geotérmico, mareomotriz y la quema de biocombustibles. En la tabla 1.5 se pueden observar los países líderes en capacidad instalada en el mundo en fuentes renovables en 2010.

Tabla 1.5 Países líderes en capacidad instalada en renovables en el mundo en 2010 (elaboración a partir de André et al, 2012).

	Renovables (sin hidro)	Renovables (con hidro)	Eólica	Biocombustibles	Geotérmica	Solar fotovoltaica	Solar térmica
1	E.E.U.U.	China	China	E.E.U.U.	E.E.U.U.	Alemania	China
2	China	E.E.U.U.	E.E.U.U.	Brasil	Filipinas	España	Turquía
3	Alemania	Canadá	Alemania	Alemania	Indonesia	Japón	Alemania
4	España	Brasil	España	China	México	Italia	Japón
5	India	Alemania/India	India	Suecia	Italia	E.E.U.U.	Grecia

El crecimiento del uso de recursos renovables dentro del suministro de energía primaria en el mundo ha sido significativo en el sector de generación eléctrica (20%), con menos porcentajes de participación en transporte (3%) y en la generación de calor (8%) (IEA, 2013). Esto como resultado de las políticas internacionales y avances tecnológicos en este campo. Sin embargo, después de crecimientos acelerados y constantes, algunas fuentes renovables se han visto en un estancamiento, como el uso de biocombustibles debido a condiciones climáticas adversas, el incremento de las materias primas y preocupaciones relacionados con la sustentabilidad de esta tecnología. Las inversiones en la generación de energía eléctrica mediante fuentes renovables también se han incrementado en los últimos años, sin embargo descendió por primera vez en 2012, esto quizá es un reflejo de la complejidad que los proyectos prospectos de energías renovables han presentado (IEA, 2013).

La Agencia Internacional de Energía predice en su escenario de Nuevas Políticas que la generación de energía eléctrica a nivel global por el uso de fuentes renovables será del 31% para 2035, once puntos porcentuales de lo que representó en 2011 (IEA, 2013). Esto será alentado por la disminución de los costos de producir energía eléctrica con estas tecnologías y el aumento de los combustibles fósiles. Dos terceras partes de este crecimiento ocurrirán en los países no miembros de la OECD. China será responsable del 28% de este crecimiento, más que lo que aportará la Unión Europea, E.E.U.U. y Japón juntos. América Latina, India, África y el sureste asiático también verán un incremento importante en su aprovechamiento de recursos renovables para la generación eléctrica. Todos ellos impulsados por intervenciones políticas (IEA, 2013).

Entre 2000 y 2012, se invirtieron \$6.1 billones de dólares en el sector de energía eléctrica, el cual abarca las plantas de generación de energía eléctrica, las redes de transmisión y distribución y en la renovación o sustitución de infraestructura o plantas en desuso. En este tiempo las inversiones han crecido dos veces y media más desde el principio hasta el final de este intervalo de tiempo, incrementando de \$290 mil millones de dólares en el año 2000 a \$650 mil millones de dólares en el año 2012. En los últimos años, en los países miembros de la OECD las inversiones se han hecho con el objetivo de reemplazar las plantas de generación de potencia, lo que ha dado una gran oportunidad a una inversión en renovables, sin embargo, en los países no miembros de la OECD la inversión se ha hecho con el objetivo de satisfacer la creciente demanda energética de estos países ocasionada por su crecimiento poblacional y económico. Según el escenario de Nuevas Políticas de la Agencia Internacional de Energía, la demanda eléctrica aumentará un 2.2% cada año de hoy de 2012 a 2035, haciendo necesaria la adición de 5,657 GW de capacidad instalada, 3.7 mil GW en países no miembros de la OECD, 3.18 millones de kilómetros de red de transmisión y 24.2 millones de kilómetros de red de distribución. Además del reemplazo de 3 millones de kilómetros de redes de transmisión y 31.7 millones de kilómetros de redes de distribución. En total deberá de instalarse una red eléctrica de 62 millones de kilómetros, esto es más de 1500 veces la circunferencia de la tierra. Todo esto requerirá \$16.4 billones de dólares, los cuales se distribuirán como lo indica la figura 1.10 por fuente y por región (IEA, 2014).

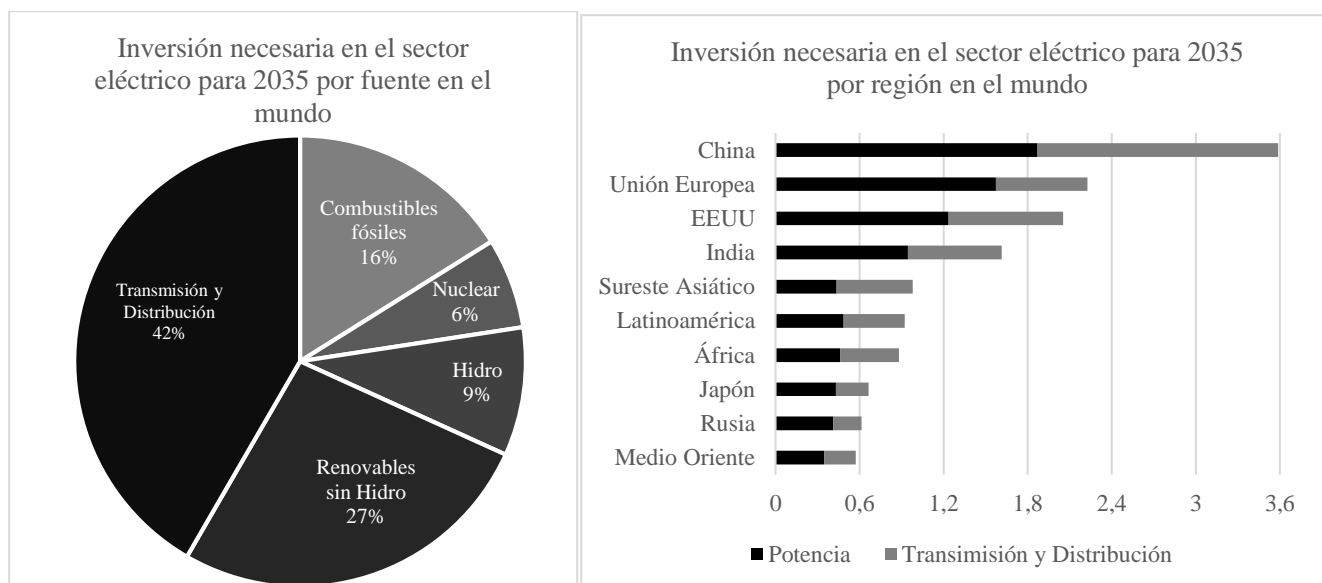


Figura 1.10 Inversión necesaria en el sector eléctrico por fuente y por región en el mundo (elaboración a partir de IEA, 2014)

1.3.2 Generación y Consumo de Energía Calorífica

El sector de energía calorífica es de gran importancia en el mundo, es el servicio de energía de mayor demanda en el mundo, dicho tipo de energía es utilizado típicamente para aplicaciones en la industria, para calentar agua y espacios y para cocinar en el sector residencial. En el año 2012, alrededor de la mitad de la energía fue consumida como energía calorífica (IEA, 2014). Actualmente, muchos de los equipos de aire acondicionado que utilizan fuentes renovables de energía utilizan este tipo de energía para la producción de frío, lo que hace que el aprovechamiento de la energía térmica sea gran importancia para esta tesis.

A pesar de que la mayoría de la generación de calor proviene de fuentes renovables, éstas provienen de usos tradicionales de quema de biomasa, las cuales presentan una baja eficiencia, producen muchas emisiones de carbono y conllevan una gran dificultad para asegurar una red de distribución eficiente de la misma. Sin embargo, muchos países han incrementado el uso de producción de calor por métodos modernos de fuentes renovables (bioenergía, geotérmica y solar térmica) tales como Estados Unidos y China. China ha sido responsable del crecimiento del 40% del crecimiento global en generación en energía calorífica por métodos modernos de aprovechamiento de fuentes renovables, especialmente debido al desarrollo de calentadores solares (IEA, 2014).

En el 2012, la mayoría de la generación de calor se llevó a cabo mediante la quema de combustibles fósiles, en países miembros de la OECD fue del 91%, mientras que en países no miembros fue del 76% (IEA, 2014). En países miembros de la OECD suelen encontrarse las industrias que requieren altos niveles de calor, lo que generalmente utiliza la quema de combustibles fósiles debido a la falta de tecnología de las energías renovables para estos procesos, en países no miembros de la OECD no suelen encontrarse una gran cantidad de estas industrias por lo que es posible utilizar otras tecnologías para las temperaturas más moderadas que requiere este tipo de industria. En la figura 1.11 se puede observar la demanda de energía en forma de calor para países miembros de la OECD y países no miembros de la misma organización por fuente en los últimos años.

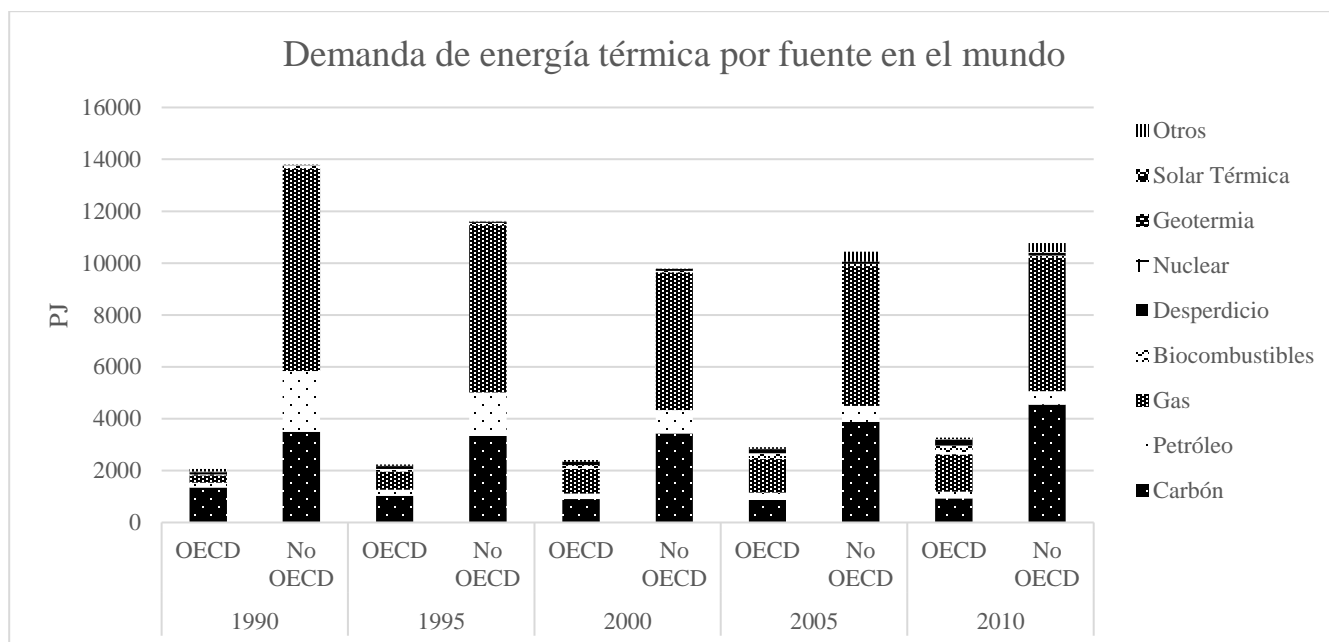


Figura 1.11 Demanda de energía térmica por fuente en el mundo en 2012 (elaboración a partir de IEA, 2014)

Es de suma importancia conocer el consumo final de la energía calorífica, de esta manera es posible identificar en que sector se consume y que tan eficiente está siendo este consumo. En el año 2012 se consumieron 287 millones de toneladas equivalentes de petróleo de energía calorífica en el mundo, de las cuales el 45% se destinó al sector industrial, 38% al sector residencial, 11% al sector comercial y servicios públicos y el resto a otros sectores. Esto nos permite vislumbrar el destino final de la energía calorífica y donde se está utilizando la misma (IEA, 2014).

En la figura 1.12 se puede observar el consumo final de este tipo de energía desde 1990 hasta el 2010 en países miembros de la OECD y países no miembros de la misma organización. Podemos ver como a pesar de la diferencia que la clasificación de esta organización establece el consumo de energía calorífica se destina a los mismos sectores sin importar el tipo de país mencionado: en el 2012, el consumo final de energía calorífica en el sector industrial represento el 41% del total de energía calorífica para los países miembros de la OECD, mientras que para los países no miembros fue del 47%. En el sector residencial, los países miembros y no miembros de la OECD, destinaron el 37% y el 39% de este tipo de energía respectivamente. Mientras que en el sector comercial y servicios públicos, los países miembros y no miembros de la OECD, destinaron el 20% y 9% respectivamente, siendo este último sector el único que representa una diferencia considerable (IEA, 2014).

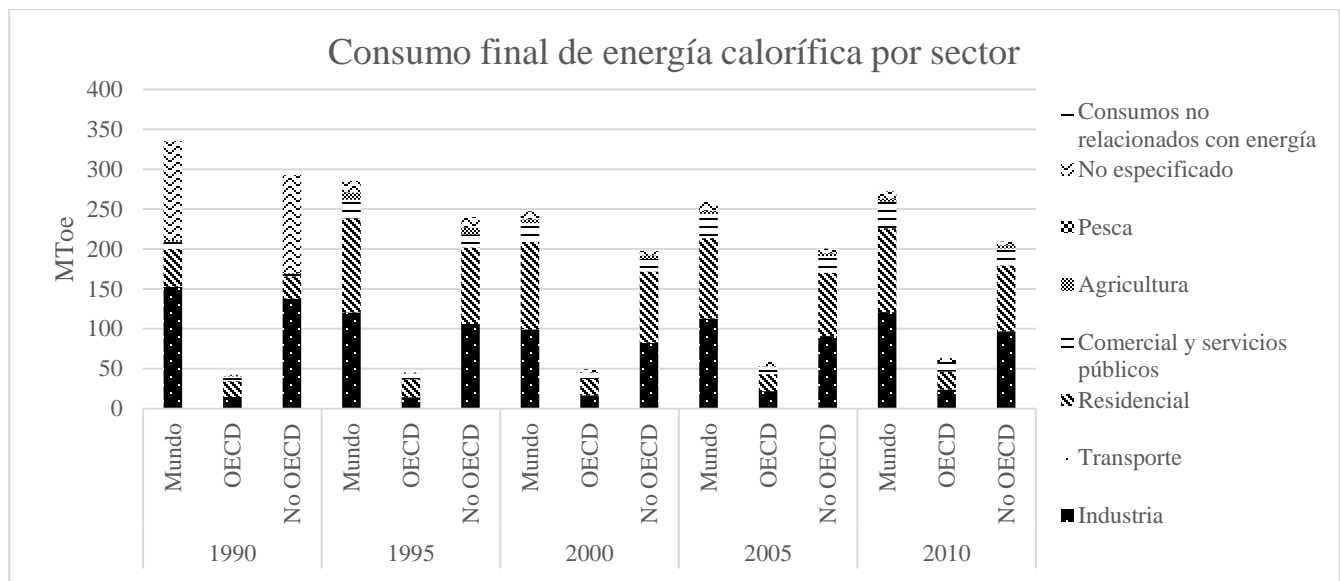


Figura 1.12 Consumo final de energía calorífica en países miembros y no miembros de la OECD (elaboración propia a partir de IEA, 2014).

1.4 El sol

Desde tiempos memorables, el ser humano ha estado en estrecha relación con el sol, de manera consciente o subconscientemente, el humano ha entendido la importancia del sol en su vida cotidiana. Las civilizaciones agricultoras antiguas incluso lo adoraban, atribuyéndole y reconociéndole el poder que tenía en sus vidas.

El sol repercute en los procesos naturales de la Tierra como en la fotosíntesis, proceso por el cual las plantas capturan la energía solar, y con esta, agua y dióxido de carbono generan glucosa y oxígeno. La fotosíntesis es quizá el proceso bioquímico más importante del planeta y depende enteramente del sol. El sol es además responsable por la temperatura en la tierra, participa en el ciclo del agua, en el ciclo del carbono, provoca las corrientes de aire, es responsable de generar todos los combustibles que usamos en la actualidad y es el origen de todas las formas de energías conocidas y disponibles para nuestro uso.

El sol es una esfera gaseosa conformada en su mayoría por hidrógeno (75%) y helio (24%). Toda la energía contenida en nuestro sistema solar y en nuestro planeta, proviene del sol y sin él la vida en la Tierra sería imposible.

La estructura y características del sol determinan la energía que provee. El sol tiene un diámetro de 1.39×10^9 [m] y se encuentra a una distancia promedio de 1.5×10^{11} [m] de la Tierra. Presenta un movimiento de rotación no uniforme que toma 27 días en su Ecuador y 30 en sus polos. Si consideramos al sol como un cuerpo negro, la temperatura de su superficie es de 5700 [K] y la temperatura interna es de 8 a 40×10^6 [K]. Además, presenta en su centro densidades de hasta 100 veces mayores que la del agua debido a la gran cantidad de masa contenida. Las presiones generadas por esta cantidad de masa tan grande son indispensables para las reacciones nucleares (Duffie y Beckman, 1991).

El aprovechamiento de la energía solar tiene varias ventajas, es una energía limpia y su uso puede realizarse sin repercusiones ambientales, además es un recurso que para algunas ubicaciones geográficas se encuentra disponible durante todo el año.

La energía que proviene del sol es generada por reacciones nucleares, en su mayoría, reacciones de fusión de átomos de hidrógeno. Esto convierte al sol en un continuo reactor nuclear de fusión.

En una reacción nuclear de fusión dos núcleos ligeros se fusionan creando un núcleo más pesado, este

tiene una masa menor que la de los reactivos que lo formaron, provocando una pérdida de masa, esta masa faltante es la que es liberada como energía. En orden de que se pueda llevar a cabo una reacción nuclear de este tipo, deben de existir las condiciones necesarias para romper la barrera de Coulomb. Esta es una reacción que no existe naturalmente en la tierra debido a las presiones tan altas que se requieren. La barrera de Coulomb es la cantidad de energía requerida para hacer que la repulsión electrostática entre los protones presentes en los núcleos de los elementos a fusionarse sea vencida.

En 1905, Albert Einstein publico cuatro artículos que son conocidos como los artículos del “Annus mirabilis” (“Año admirable”), en el cuarto, Einstein hace una deducción de la Teoría de la Relatividad y establece una equivalencia entre la masa y la energía. La teoría menciona que la energía contenida en una cantidad de masa determinada es igual a la masa misma multiplicada por el cuadrado de la velocidad de la luz en el vacío. Si analizamos la fórmula, la constante de la velocidad de la luz es igual a un poco menos de 300 millones metro por segundo, al elevar esto al cuadrado obtendremos un valor de $9E16$ [m^2/s^2], esto hace concluir que una cantidad muy pequeña de masa es capaz de producir enormes cantidades de energía.

1.4.1 Determinación de la constante solar

La constante solar es un valor que determina la cantidad de energía que el sol proyecta sobre un plano perpendicular a los rayos irradiados en la atmósfera de la Tierra en un tiempo determinado sobre un área determinada. Este valor depende de las condiciones geométricas existentes entre el sol y la tierra.

La excentricidad, definida como el grado de desviación de una sección cónica con respecto a una circunferencia, de la Tierra con el sol es tal que la distancia entre ambas varía 1.7% en todo su movimiento de traslación. La distancia promedio entre ambos es de $1.495E11$ [m]. Como ya se mencionó, el sol tiene un diámetro de $1.39E9$ [m] y la tierra tiene un diámetro de $1.27E7$ [m]. A la distancia media entre el sol y la tierra, el sol abarca un ángulo de irradiación de 32° sobre la atmósfera terrestre.

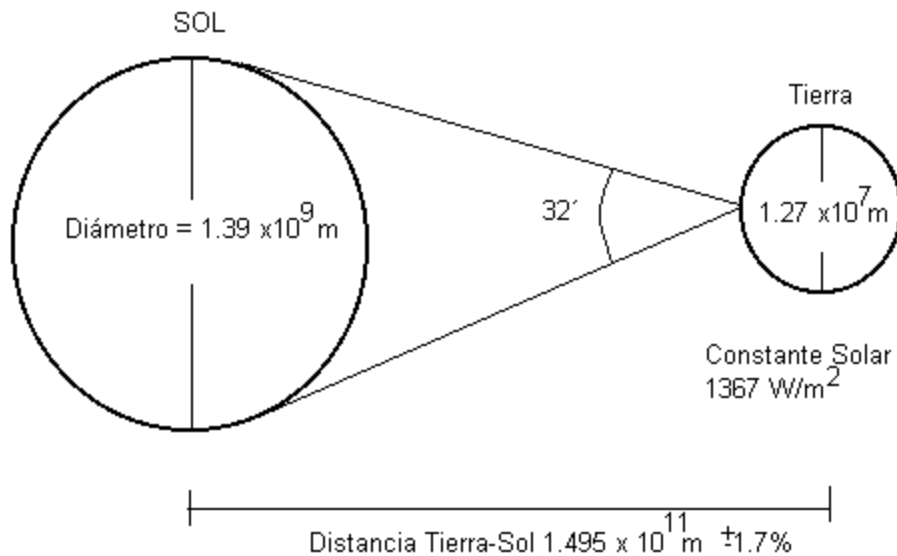


Figura 1.13 Características Geométricas entre el Sol y la Tierra (Jaramillo, 1998).

Las relaciones geométricas entre el sol y la tierra determinan cuanta cantidad de radiación solar llega a esta última, a lo largo de muchos años, diversos investigadores han intentado determinar esta cifra. El valor aprobado por el Centro de Radiación Global es de 1367 [W/m^2]. Sin embargo, se estima que este valor tenga una incertidumbre de 1%. Antes de que existieran los cohetes y naves espaciales, la comprobación de este valor se realizaba de manera experimental, algunos intentos para determinar dicho

valor fueron realizados por: Johnson en 1954 (1395 [W/m²]), Thekaekara y Drummond en 1971 (1353 [W/m²]), Frohlich en 1978 (1373 [W/m²]), Hickey en 1982 (1373 [W/m²]) y Duncan en 1982 (1367, 1372 y 1374 [W/m²]) (Duffie-Beckman, 1991).

Sin embargo este valor es la cantidad de energía que el sol irradia en la atmósfera terrestre, existen muchos valores que repercutirán en el valor que irradie en la superficie terrestre, la cantidad de energía que se recibe del sol varía en función de la latitud, la inclinación del plano donde irradia la energía solar, la altitud, la estación del año¹, la hora del día y las condiciones climáticas.

1.4.2 Antecedentes del aprovechamiento de la energía solar térmica

La energía solar es la fuente de energía más antigua que se ha utilizado. Procedimientos como la deshidratación, cocción y desalinización solar son una actividad que se han llevado a cabo desde los inicios de la humanidad. Existen registros del historiador griego Jenofonte en las cuales plasma las enseñanzas de Sócrates, el cual, menciona como deben de estar orientadas las viviendas de manera que se mantengan frescas en verano y cálidas en invierno aprovechando la posición del sol. El aprovechamiento de la energía solar térmica ha estado de la mano con el desarrollo de la humanidad (Kalogirou, 2009).

Sin embargo, a una escala mayor, se tienen registros de haber sido utilizada por Arquímedes como arma en la batalla de Siracusa para quemar la flota romana mediante el uso de 24 espejos que convergían los rayos del sol en un punto produciendo una inmensa cantidad de calor. Hasta el día de hoy aún no ha sido comprobada esta historia. Sin embargo, inspiró a muchos científicos quienes comenzaron a construir sus primeros modelos de colectores solares. En 1774, el químico francés Lavoisier, construyó poderosos espejos con el objetivo de concentrar los rayos solares, alcanzando una temperatura de 1750 °C.

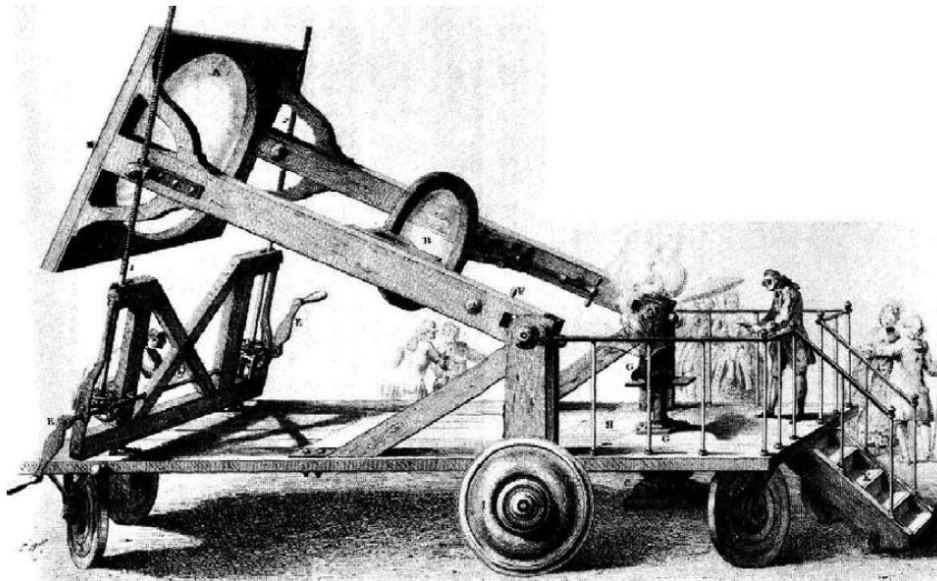


Figura 1.14 Horno Solar de Lavoisier (Kalogirou, 2009).

En el siglo 19, hubo varios intentos de generar energía mediante la evaporización de agua para activar máquinas de vapor. August Monchot utilizó enormes colectores solares para impulsar maquinaria de este tipo. En la figura 3.2 se puede observar una imprenta presentada en la exposición de París de 1878 alimentada por un colector solar parabólico (Kalogirou, 2009).

¹ El valor de la constante solar se asume para la distancia promedio entre el sol y la tierra.

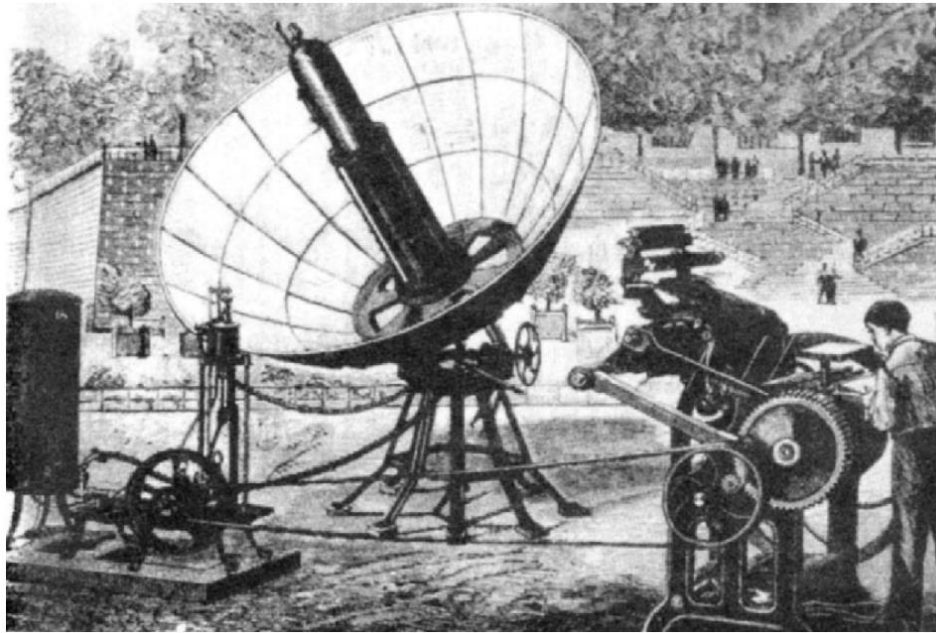


Figura 1.15 Imprenta alimentada por un colector solar presentada en Paris en 1878 (Kalogirou, 2009).

El 9 de julio de 1913, el periódico egipcio Al- Ahram saco un reportaje de un evento experimental llevado a cabo en Maadi, Egipto, en el cual, el inventor e ingeniero, Frank Shuman (1862-1918), utilizo una serie de colectores cilíndricos parabólicos para concentrar los rayos solares en una tubería y evaporar agua, la cual, entraba en una máquina de vapor de cilindro con el objetivo de bombear agua. El sistema consistía en cinco series de colectores, cada uno de más de 60 [m], separados 6 [m] entre ellos de un octavo de pulgada de espesor. En total, los espejos tenían un área efectiva de absorción de 1254 [m²]. Los colectores eran capaces de orientarse a la posición del sol y estaban conectados por medio de engranes para moverse en conjunto. En el punto focal de cada colector recorría un tubo en donde circulaba agua, la cual, recibía la radiación solar concentrada y se calentaba hasta evaporarse. El vapor llegaba a un motor de cilindro de 75 [kW] que trabajaba a la presión ambiental. Después del cilindro existía un condensador trabajando a una temperatura vacuo métrica que condensaba el vapor restante y lo regresaba al sistema de colectores. El motor accionaba una bomba capaz de mover 23 mil litros de agua en un minuto por 9 [m]. Esta planta, sin embargo, fue cerrada definitivamente al iniciar la primera guerra mundial, en la cual fue destruida y jamás fue reparada posteriormente debido a los altos costos de reparación y los bajos precios de los combustibles fósiles (Al-Ahram, 1913).

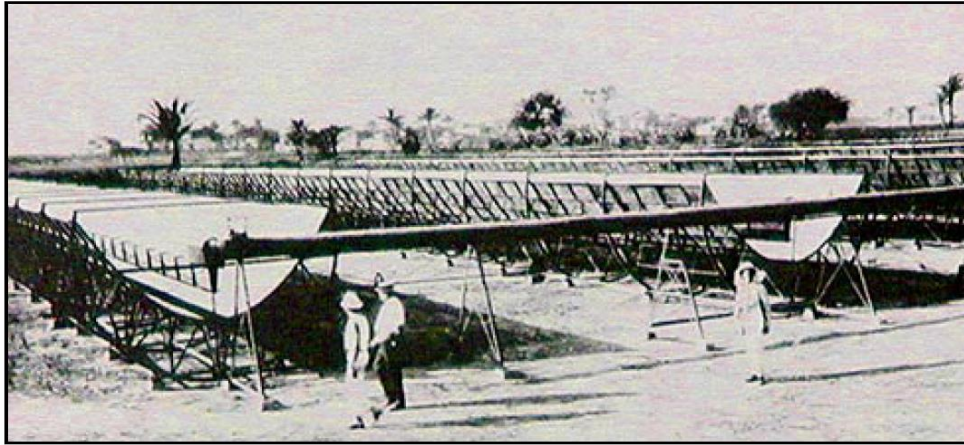


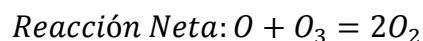
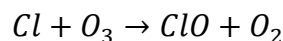
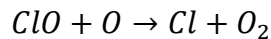
Figura 1.16 Planta solar de bombeo en Maadi, Egipto en 1913 (Al-Ahram, 1913).

1.5 La capa de Ozono

En 1933, Götz *et al*, llevaron a cabo mediciones que determinaron la existencia de una capa de ozono de concentraciones de hasta 10 ppm en la parte baja de la estratosfera, a 20 km de la superficie terrestre (Müller, 2012). El ozono es un compuesto altamente inestable y tóxico que contiene tres átomos de oxígeno. Naturalmente lleva a cabo un ciclo de formación y destrucción en la estratosfera debido a la presencia de oxígeno y los rayos ultravioletas provenientes del sol. Debido a la presencia de esta capa, los rayos ultravioletas de menor longitud de onda (B y C) son absorbidos en el mismo ciclo que lleva a cabo el ozono e impide el paso de estos rayos a la superficie terrestre. La importancia de estas reacciones radica que los rayos ultravioletas de longitud de onda corta son extremadamente dañinos para la salud y la vida en nuestro planeta (Puebla, 2005).

1.5.1 Causas y efectos de la destrucción de la capa de ozono

En 1974, dos químicos de la Universidad de California, Mario Molina y Sherwood Roland, plantearon la hipótesis de que los clorofluorocarbonatos liberados al ambiente como producto de actividades humanas que utilizan estos compuestos en sectores como la refrigeración y el uso de aerosoles tienen un efecto destructivo sobre la capa de ozono debido a las reacciones fotoquímicas que llevan a cabo los óxidos de cloro, moléculas producto de los clorofluorocarbonatos, al entrar en contacto con el ozono (Müller, 2012). Además, la molécula de óxido de cloro no se ve afectada en el proceso (ver ecuación 1.3), teniendo la capacidad de afectar hasta 10 mil moléculas de ozono (Puebla, 2005).



Al agotarse la capa de ozono, los rayos ultravioletas tienen la capacidad de atravesar la atmósfera terrestre y alcanzar la superficie, teniendo repercusiones importantes en la salud y la vida sobre nuestro planeta. Los rayos ultravioletas, en pequeñas concentraciones, y sobre todo para longitudes de onda cercanas a la luz violeta visible, son capaces de funcionar como germicidas y son útiles para la producción de Vitamina D en la piel. Sin embargo, los rayos ultravioletas en grandes concentraciones y con longitudes de onda cercanas a los rayos X tienen efectos nocivos para la salud y la vida. Tienen la capacidad de causar ceguera, quemaduras de piel y envejecimiento de la piel en personas de raza blanca. Sin embargo, los efectos más preocupantes son la generación de cáncer en la piel y mutación del ADN. La Academia

Nacional de Ciencias de los EE. UU. estima que un adelgazamiento del 1% en la capa de ozono produciría un aumento de 1 a 2% en las concentraciones de los rayos ultravioleta y un aumento de 2 a 4% de casos de cáncer de piel no relacionados con el tipo melanoma (Kemp, Thunder 1994).

En las plantas, el ozono afecta los ciclos vegetativos, disminuyendo la cantidad y la calidad de las cosechas. El plancton presente en los océanos se ve seriamente afectado al entrar en contacto con los rayos ultravioletas de onda corta, afectando todas las cadenas alimenticias de los ecosistemas presentes en los mares, se estima que un adelgazamiento del 16% de la capa de ozono repercute en una pérdida de más de seis millones de toneladas anuales de pescado (Cervantes, 2009).

1.5.2 Convenios internacionales y legislación nacional

Después de las investigaciones que demostraron la destrucción de la capa de ozono por presencia de agentes dañinos a esta se organizó un comité organizado por el Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente, o PNUMA por sus siglas, que promulgo un protocolo en 1987 conocido como el Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la Capa de Ozono que busca reconocer las sustancias que dañan el ozono, describir los efectos de la destrucción de la misma y buscar una cooperación internacional para mitigar estos efectos. Este protocolo tiene objetivos afines con el Convenio de Viena para la protección de la Capa de Ozono reunido en 1985, sin embargo este no invita a las partes involucradas a tomar acciones como el Protocolo.

Dicho protocolo entro en vigor en 1989, dándole continuidad y celebrando diversas revisiones en distintos años desde entonces, siendo hasta la fecha una de las cooperaciones internacionales con mayor éxito en la historia teniendo como resultado un 95% de reducción de los agentes químicos presentes en la atmósfera con capacidad de destrucción de la capa de ozono para 2007 (PNUMA, 2007).

Desde 1991, el PNUMA publica el Manual del Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la Capa de Ozono, en su séptima edición, realizada en el 2006, contiene información importante con respecto a lo que es el Protocolo, las medidas de control establecidas, las decisiones tomadas por las reuniones de las partes del Protocolo, entre otras cosas.

En México, la Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales, o SEMARNAT por sus siglas, es el organismo encargado de regular y controlar todos los factores referentes al medio ambiente, incluyendo el cuidado a la capa de ozono, y, a pesar de no haber promulgado ninguna ley oficial al respecto, publico un decreto en 2007 en el cual se apega a la Enmienda de Beijing que modifica al Protocolo de Montreal en su última edición.

Además, existe una norma promulgada por la Secretaría de Energía, o SENER por sus siglas, conocida como la Norma NOM-022-ENER/SCFI-2008 que habla sobre eficiencia energética y requisitos de seguridad al usuario para aparatos de refrigeración comercial auto contenidos, la cual, estipula requisitos de seguridad al usuario y protección al medio ambiente que contribuyan a la disminución de riesgos para los usuarios y el daño a la capa de ozono (Diario Oficial, 2001).

Sin embargo, el esfuerzo más grande para proteger la capa de ozono es el llevado a cabo por la Unidad de Protección de la Capa de Ozono, un organismo dependiente de la SEMARNAT, que en los últimos 20 años mediante su sistema conocido como el Sistema de Información y Seguimiento de Sustancias Agotadoras de la Capa de Ozono ha logrado cumplir con los compromisos pactados en el Protocolo de Montreal, eliminando el 100% del consumo de CFC en nuestro país mediante las siguientes acciones:

1. Cierre definitivo de los centros de producción de los CFCs.
2. Producción de equipos de refrigeración, espumas y aerosoles libres de CFCs.
3. Capacitación al personal de aduanas para detección de tráfico ilegal de CFCs.

4. Establecimiento de 90 centros de acopio que se dedican a destruir equipos de refrigeración y aire acondicionado y sustituir estos por equipos nuevos.
5. Capacitación de más de 7000 técnicos en “Buenas Prácticas en Sistemas de Refrigeración y Aire Acondicionado”
6. Se ha eliminado el 100% del consumo de halones y se estableció el Banco de Halones Mexicanos en San Juan del Río, Querétaro, el cual almacena y recicla los halones existentes.
7. Se ha eliminado el consumo del 40% de Bromuro de Metilo llevando a cabo acciones que disminuyan su uso paulatinamente como la elaboración y difusión de materiales alternativos.
8. Se está llevando a cabo la elaboración del Plan Nacional para la eliminación del consumo de los HCFCs.

Cuando nuestro país sea capaz de eliminar el consumo del Bromuro de Metilo y los Hidrofluorocarbonatos, se cumplirán con el 100% de las medidas estipuladas por el Protocolo de Montreal (SISSAO, 2015).

1.6 Objetivos

En este capítulo se ha dado un panorama sobre la necesidad que el confort térmico tiene sobre la calidad de vida de los seres humanos. En la última mitad del siglo, el mismo se ha garantizado en clases sociales altas y medias, principalmente, mediante el uso de sistemas de aire acondicionados que en su mayoría funcionan por compresión mecánica de vapor. Lo cual requiere de una generación de energía eléctrica que históricamente se consigue predominantemente por la quema de combustibles fósiles. Esto se debe principalmente debido a la falta de desarrollo tecnológico en sistemas alternativos, lo económico que resulta para las clases sociales mencionadas el acceso a energía eléctrica generada por combustibles fósiles y quizás intereses económicos de gobiernos alrededor del mundo. Sin embargo, observamos que el uso de estos sistemas convencionales, además de estar relacionados con emisión de gases de efecto invernadero por la quema de los combustibles mencionados, utilizan refrigerantes capaces de dañar la capa de ozono y perjudicar significativamente las condiciones naturales de nuestro planeta.

Por lo que la presente tesis tiene el objetivo general de demostrar la importancia que tienen los sistemas de aire acondicionado que funcionan mediante un ciclo de refrigeración por absorción.

Se intentará cuantificar o analizar el impacto de estos sistemas en la calidad de vida de personas de clases sociales media baja al conseguir el confort térmico en una vivienda perteneciente a dicha clase, así como el impacto en el sector eléctrico y la emisión de gases de efecto invernadero.

Para cumplir con dicho objetivo general se plantea cumplir además una serie de objetivos particulares:

- Obtener la carga de enfriamiento de un edificio residencial de clase media baja mexicano.
- Con la carga de enfriamiento se pretende obtener una comparación con edificios de similar tamaño en otras geografías para demostrar la universalidad que la aplicación de estos sistemas posee.
- Elaborar ratios a partir de trabajos similares para encontrar la diferencia en el consumo de energía eléctrica y las emisiones de gases de efecto invernadero entre el sistema propuesto y sistemas convencionales.
- Enlistar los pasos, trabajos e investigaciones faltantes o complementarios a esta tesis para implementar este sistema en el edificio analizado.
- Escalar los cálculos encontrados en esta tesis a un nivel nacional, regional y global.

Capítulo 2 Sistemas de aire acondicionado

En el siguiente capítulo se da un breve panorama de los sistemas de aire acondicionado, comenzando por su definición, su relevancia en el mundo, una breve historia de los mismos y sus dos principales aplicaciones.

En el subcapítulo 2,2, se desarrollan los conceptos básicos relevantes a la mezcla de aire y vapor de agua, fluido regulado por los sistemas de aire acondicionado, tema relevante en el cálculo de un sistema de aire acondicionado.

Posteriormente, se desarrolló un subcapítulo sobre psicrometría, o, es el estudio de los estados termodinámicos de las mezclas de aire seco y vapor de agua.

El subcapítulo 2.3, explica toda la teoría sobre el cálculo de la carga de enfriamiento, tema de alta relevancia para los objetivos de esta tesis. Comienza por plantear las características básicas que deben de cumplirse para conseguir un estado de confort térmico mediante el control de ciertos parámetros físicos y continúa detallando los procedimientos de cálculo para conocer las ganancias de calor por conducción, radiación, alumbrado, personas, equipos e infiltraciones y ventilación.

El subcapítulo 2.4 desarrolla el concepto de refrigeración, dando una breve introducción al concepto, así como presentando los antecedentes al mismo y explicando los ciclos termodinámicos necesarios para entender el ciclo de refrigeración y por último llegar a los ciclos refrigeración por fuentes térmicas. Haciendo hincapié en los ciclos de refrigeración por absorción de ciclo de efecto sencillo y de efecto doble.

Posteriormente, en el subcapítulo 2.5 se brinda un panorama de los principales refrigerantes que son utilizados hoy en día, detallando aquellos que son utilizados en los ciclos de refrigeración por absorción y sus propiedades principales.

El capítulo continua con una descripción de los sistemas de ventilación. Se habla de algunos sistemas de ventilación natural como las torres de viento, las chimeneas solares y los atrios y se define lo que es la ventilación mecánica.

Se concluye este capítulo con un subcapítulo que pretende detallar los tipos de sistemas de aire acondicionado. Se colocó este subcapítulo hasta el final del capítulo con la intención de que el lector tuviera una exposición a los subcapítulos previos para tener un entendimiento significativo de este último tema teórico.

2.1 Panorama de los sistemas de aire acondicionado

El término aire acondicionado se refiere al control de un entorno atmosférico para el confort térmico de seres humanos o para el correcto funcionamiento de un proceso industrial. Este control deberá mantener parámetros como la pureza, el movimiento, la temperatura y la humedad relativa del aire ubicado en dicho entorno atmosférico y ajustará dichos parámetros según las especificaciones dadas en el diseño del sistema (Jones, 2000).

Hoy en día los sistemas de aire acondicionado se encuentran alrededor de todo el mundo teniendo una repercusión en el consumo energético global. Tan solo en Estados Unidos, según el Censo de Consumo de Energía Residencial de 2009, o RECS por sus siglas en inglés, el 89% de los hogares estadounidenses están equipados con sistemas de aire acondicionado. Además, ese mismo año, los procesos de calefacción y enfriamiento de espacios representaron el 48% del total del consumo energético de estos hogares estadounidenses (DOE, 2012). En los edificios comerciales, los sistemas de aire acondicionado son impres-

cindibles, por ejemplo: en hoteles en zonas tropicales o subtropicales el aire acondicionado es responsable de hasta un 60% del consumo energético total (Montelier *et al*, 2010). Esto nos permite vislumbrar la importancia que estos sistemas tienen en el mundo en la actualidad.

El primer sistema de aire acondicionado fue ideado por Willis Haviland Carrier en 1906 mediante un conjunto de tubos enfriados que controlaban la temperatura y humedad de una imprenta en Brooklyn, Nueva York. El invento de Carrier se popularizó rápidamente en la industria textil pues controlaba un problema de ausencia de humedad que ocasionaba una dificultad adicional en tejer telas de algodón. No paso mucho tiempo para que otras industrias comenzaran a utilizar los dispositivos de Carrier en sus sistemas de producción. Industrias encargadas de producir películas, tabaco, carnes procesadas, cápsulas medicinales y otros productos encontraron las virtudes que un control atmosférico otorgaba, llevando a Carrier a formar la compañía de Ingeniería Carrier, la cual se dedicó exclusivamente a la innovación tecnológica y comercialización de los sistemas de aire acondicionado. En los siguientes años los sistemas de aire acondicionado siguieron aumentando su presencia en la industria. En 1924 los sistemas de aire acondicionado entrarían al ramo comercial al ser instalados en una tienda departamental Hudson en Detroit, Michigan, después de esto comenzaron a usarse en distintas salas de cine, tiendas departamentales y otros negocios comerciales, continuando así la penetración de estos sistemas en todos los sectores poblacionales (Vargas, 2011).

Como se mencionó anteriormente, la necesidad de un aire acondicionado radica en dos aplicaciones: el aire acondicionado para conseguir un confort térmico, especialmente utilizado en instalaciones residenciales y comerciales y el aire acondicionado para procesos industriales. A continuación se detalla porque la necesidad de este tipo de sistemas en ambas ramas:

- Aire acondicionado para confort térmico: Las condiciones ambientales dependen de la zona geográfica y la estación del año, pero estas condiciones pueden ser hostiles para el ser humano en ciertas regiones geográficas y en ciertos periodos del año, ocasionando un ambiente poco confortable. Esto justifica el uso de sistemas acondicionados en climas tropicales o subtropicales. Sin embargo, en climas templados con temperaturas y condiciones aceptables también se utilizan estos sistemas para asegurar el confort térmico, esto puede ser consecuencia de otros aspectos que causan un ambiente hostil como el exceso de la concentración de los rayos solares, radiación proveniente de sistemas de iluminación, concentración excesiva de personas o animales, el calor proveniente de motores y equipos o la incorrecta distribución del aire en los espacios ocupados. Estos problemas podrían ser solucionados con una ventilación natural o mecánica. Sin embargo, los flujos de corrientes de aire pueden provocar otros aspectos que eviten el confort térmico, como la presencia de polvo, exceso de humedad o ruido y la misma corriente de aire. Sumado a esto, existe la problemática de que la ventilación natural no resulta efectiva para espacios internos con una distancia de más de 6 metros a la fuente de ventilación. Un sistema de aire acondicionado asegura un confort térmico en edificaciones en climas tropicales y subtropicales y resuelve también los aspectos causantes del desconfort térmico en edificaciones en climas templados (Jones, 2007).
- Aire acondicionado para procesos industriales: Muchos procesos industriales deben de llevarse a cabo en temperaturas y condiciones de humedad específicas para asegurar la máxima eficiencia posible, estos procesos no consideran el confort térmico como prioridad pero son necesarios (Jones, 2007). Las aplicaciones del aire acondicionado en la industria se dan en sectores como los laboratorios, donde se pueden requerir condiciones ambientales para diversas pruebas en materiales, equipos y procesos. Otro sector que requiere de estos sistemas son las imprentas, en donde la humedad contenida en el aire puede alterar los tiempos de secado de la tinta o la manera en que esta se impregna en el papel. Algunas otras industrias que utilizan esta tecnología son: la industria

manufacturera de partes de precisión, la industria textil, la industria farmacéutica, la industria fotográfica, el sector ganadero, los recintos con equipo informático, las plantas de generación de energía y el sistema de transporte (Ramgopal, 2015).

2.2 Propiedades de mezclas de aire y vapor de agua

Los sistemas de aire acondicionado tienen como objetivo modificar algunas propiedades del aire como la temperatura, la humedad, la pureza y la distribución para ciertos fines que ya fueron mencionados previamente. Es importante entonces tener un entendimiento significativo de las propiedades del aire y el vapor contenido en él con el objetivo de diseñar sistemas que modifiquen estas propiedades de manera eficiente.

2.2.1 Composición

El aire es una mezcla de varios gases que se encuentra en la tierra con una composición que varía ligeramente dependiendo de donde esté ubicado, en la Tabla 2.1 se muestran los valores típicos de la composición del aire seco (Hernández, 1978):

Tabla 2.1 Composición del aire seco a 15 [°C] y 101.325 [kPA] (Hernández, 1978)

	Volumen en %	Peso en %
Nitrógeno	78.1	76.0
Oxígeno	20.9	23.1
Argón	1.0	0.9

El aire húmedo sin embargo puede tener una aportación de vapor de agua de 0% hasta 4%. El aire además puede contener otras impurezas como gases, sólidos, polvos, etcétera. Dichas impurezas se encontrarán en diversas proporciones dependiendo del entorno al que este sujeto.

Para fines prácticos se debe de considerar al aire como una mezcla de aire seco y vapor de agua, esta distinción debe de realizarse pues el aire seco es posible tratarlo como un gas ideal que en las aplicaciones de sistemas de aire acondicionado mantendrá su composición de vapor saturado sin importar las temperaturas y presiones que se manejen en este rubro, pues el estado de saturación de los gases que lo componen es significativamente menor que las manejadas en los sistemas de aire acondicionado. Sin embargo, los sistemas de aire acondicionado si sujetan al vapor de agua contenido en el aire a cambios de fase debido a los estados termodinámicos requeridos, ocasionando condensaciones y otros efectos que no permiten el manejo del vapor de agua como un gas ideal.

2.2.2 Humedad

El aire suele tener una pequeña proporción de vapor de agua que será relevante a los sistemas de aire acondicionado por los efectos que este ocasiona en el confort térmico. La cantidad de vapor de agua contenida en el aire suele manejarse con tres conceptos:

- Humedad absoluta. Es la relación entre el peso de agua contenido en el aire y el volumen de aire que la contiene. Suele medirse en libras por pie cúbico o en gramos por metro cúbico.
- Humedad específica. Es la relación entre el peso de agua contenido en el aire y el peso de aire que la contiene. Suele medirse en libras por libra o gramos por gramos.

- **Humedad relativa.** Es la relación entre la cantidad de vapor de agua contenida en el aire y la cantidad de vapor de agua necesaria para que el aire se encuentre saturado a esa misma temperatura. Se expresa en porcentaje.

La humedad relativa es proporcional a la humedad absoluta e inversamente proporcional a la temperatura, aumentando cuando la primera también lo hace y disminuyendo cuando la segunda lo hace (Hernández, 1978).

2.2.3 Temperatura

Debido a los procesos de condensación que existen en las mezclas de aire y vapor de agua existen dos formas de medir la temperatura y una temperatura de referencia que son relevantes a los sistemas de aire acondicionado. Con el conocimiento de estas es posible conocer los contenidos de humedad y otros aspectos relevantes a los sistemas de aire acondicionado:

- **Temperatura de bulbo seco.** Es la temperatura que se mide con un termómetro normal. Es la medida del calor sensible contenido en el aire.
- **Temperatura de bulbo húmedo.** Es la temperatura que se mide al poner un paño húmedo en el bulbo del termómetro y forzar una corriente de aire a través de ella. Es la medida del calor total contenido en el aire. El efecto que ocurre al medir la temperatura de esta manera es que el aire que pasa a través del paño húmedo evapora la cantidad de agua contenida en el paño hasta saturarse. La temperatura de bulbo húmedo suele ser menor que la temperatura de bulbo seco pues el agua que se evapora toma calor del aire para poder evaporarse. Entre menor sea la cantidad de humedad en el aire, mayor será la diferencia entre la temperatura de bulbo húmedo y de bulbo seco.
- **Temperatura de rocío.** Cuando la temperatura de bulbo húmedo y de bulbo seco sea la misma significa que el aire está completamente saturado y no es capaz de seguir evaporando agua del paño, a esta temperatura se le conoce como temperatura de rocío y es un parámetro independiente al calor o temperatura contenida en el aire, solo dependerá de la cantidad de humedad contenida en el mismo. Si el aire desciende de la temperatura de rocío, entonces comenzarán a ocurrir efectos de condensación como el rocío, en caso de que la temperatura de rocío sea mayor a la temperatura de solidificación, o la escarcha, en caso de que la temperatura de rocío sea menor a la temperatura de solidificación (Hernández, 1978).

2.2.4 Entalpía

La entalpía es la cantidad de energía contenida en una sustancia. En aire acondicionado, debido a que se manejan presiones relativamente cercanas a la temperatura ambiental, la entalpía se refiere casi exclusivamente a la cantidad de calor contenido en la mezcla de aire seco y el vapor de agua. La entalpía tiene una importancia fundamental en los procesos de aire acondicionado pues al comparar los estados de la mezcla de aire seco y vapor de agua de un punto inicial a uno final es posible determinar la cantidad de calor que intervino en dicho proceso. La entalpía de la mezcla de aire seco y vapor de agua es la suma de ambas como se puede ver en la ecuación 2.1.

Ecuación 2.1

$$h_T = h_s + h_l$$

donde h_T es la entalpía de la mezcla de aire seco y vapor de agua, o aire húmedo, h_s es la entalpía del aire seco y h_l es la entalpía del vapor de agua.

A la entalpía del aire seco se le conoce también como calor sensible del aire húmedo. En la ecuación 2.2 se muestra cómo obtener el calor sensible contenido en el aire húmedo.

Ecuación 2.2

$$q_s = Mh_s = MC_p t$$

donde q_s es el calor sensible del aire húmedo, M es el flujo másico del aire húmedo, h_s es la entalpía del aire seco, C_p es el calor específico del aire seco y t es la temperatura del aire.

El calor sensible es aquel que ocasiona un cambio en la temperatura del aire húmedo.

A la entalpía del vapor de agua se le conoce también como calor latente del aire húmedo. En la ecuación 2.3 se muestra cómo obtener el calor latente contenido en el aire húmedo.

Ecuación 2.3

$$q_l = MW_d \phi h_v$$

donde q_l es el calor latente del aire húmedo, M es la masa del aire húmedo, W_d es la humedad específica, ϕ es la humedad relativa y h_v es la entalpía del vapor de agua.

El calor latente es aquel que ocasiona un cambio en la humedad contenida en el aire húmedo.

Como se mencionó anteriormente, el calor total resultará de la suma del calor latente y el calor sensible. La expresión del calor total del aire húmedo puede verse en la ecuación 2.4 (Hernández, 1978).

Ecuación 2.4

$$Q_t = M(C_p t + W_d \phi h_v)$$

2.3 Psicrometría

Al estudio de los estados termodinámicos de las mezclas de aire seco y vapor de agua se le conoce como Psicrometría y es esencial manejar correctamente los conceptos expuestos por estos estudios con el fin de comprender los procesos que sufre el aire húmedo en estos sistemas.

De manera similar a lo que ocurre con los estados termodinámicos, es posible determinar varias propiedades del aire húmedo al conocer dos de ellas. En general, en las tablas psicrométricas y la carta psicrométrica aparecerán varias propiedades como:

1. La temperatura de bulbo seco.
2. La humedad específica.
3. La humedad relativa.
4. La temperatura de bulbo húmedo.
5. La temperatura de rocío.
6. La entalpía específica de la mezcla.
7. La presión del vapor.
8. La humedad absoluta.
9. El volumen del aire seco y el volumen de la mezcla saturada.
10. La entalpía específica del aire seco y de aire saturado.
11. La entalpía del vapor de agua.

Las primeras seis están contenidas en la carta psicométrica, mientras que en las tablas psicométricas se encuentran las propiedades 1 y 2, y las propiedades 7 a 11.

En la tabla 2.2 se puede observar una tabla psicométrica en unidades internacionales, mientras que en la figura 2.1 se muestra una carta psicométrica.

Tabla 2.2 Tabla Psicrométrica a la presión atmosférica de 101.3 kPa (ProcesosBio, 2012).

TEMP. °C	Volumen Específico m³/kg	Densidad kg/m³	Contenido de Humedad		Entalpía (cont. de calor) kcal/kg		
			g/kg	granos/lb	aire seco (sensible)	humedad (latente)	Total
-10	0.7472	1.3383	0.725	11.19	1.8778	0.9613	2.8391
-9	0.7501	1.3332	0.793	12.24	2.1179	1.0512	3.1691
-8	0.7515	1.3307	0.841	12.98	2.3580	1.1467	3.5047
-7	0.7561	1.3226	0.945	14.58	2.5980	1.2522	3.8502
-6	0.7595	1.3167	1.026	15.83	2.8391	1.3623	4.2014
-5	0.7628	1.3110	1.124	17.35	3.0835	1.4835	4.5670
-4	0.7656	1.3062	1.224	18.89	3.3235	1.6124	4.9359
-3	0.7690	1.3004	1.333	20.57	3.5636	1.7556	5.3192
-2	0.7720	1.2953	1.450	22.38	3.8035	1.9102	5.7137
-1	0.7751	1.2902	1.577	24.34	4.0447	2.0757	6.1204
0	0.7785	1.2845	1.716	26.48	4.2892	2.2557	6.5449
1	0.7812	1.2801	1.845	28.47	4.5292	2.4246	6.9538
2	0.7846	1.2745	1.983	30.60	4.7692	2.4879	7.2571
3	0.7880	1.2690	2.13	32.87	5.0148	2.7890	7.8038
4	0.7913	1.2637	2.287	35.29	5.2548	2.9957	8.2505
5	0.7947	1.2583	2.454	37.87	5.4948	3.2113	8.7061
6	0.7981	1.253	2.632	40.62	5.7404	3.4402	9.1806
7	0.8014	1.2478	2.823	43.56	5.9804	3.6832	9.6639
8	0.8048	1.2425	3.024	46.67	6.2204	3.9436	10.1640
9	0.8082	1.2373	3.239	49.98	6.4615	4.2203	10.6818
10	0.8116	1.2321	3.467	53.50	6.7060	4.5114	11.2174
11	0.8154	1.2264	3.708	57.22	6.9460	5.1414	12.0874
12	0.8189	1.2212	3.967	61.22	7.1860	5.1581	12.3441
13	0.8250	1.2121	4.237	65.38	7.3983	5.5359	12.9342
14	0.8263	1.2102	4.529	69.89	7.6716	5.8715	13.5431
15	0.8303	1.2044	4.835	74.61	7.9116	6.2671	14.1787
16	0.8336	1.1996	5.161	79.64	8.1183	6.7204	14.8387
17	0.8376	1.1939	5.408	83.45	8.3972	7.1260	15.5232
18	0.8416	1.1882	5.873	90.63	8.6372	7.5961	16.2333
19	0.8458	1.1823	6.260	96.60	8.8772	8.0917	16.9689
20	0.8496	1.1770	6.672	102.96	9.1228	8.6117	17.7345
21	0.8541	1.1708	7.109	109.71	9.3628	9.1662	18.5290
22	0.8583	1.1651	7.438	114.78	9.6028	9.7507	19.3535
23	0.8625	1.1594	8.055	124.30	9.8484	10.3651	20.2135
24	0.8670	1.1534	8.573	132.30	10.0706	11.0385	21.1091
25	0.8715	1.1474	9.117	140.69	10.3284	11.7119	22.0403
26	0.8765	1.1409	9.696	149.63	10.5740	12.4453	23.0193
27	0.8811	1.1349	10.306	159.04	10.7640	13.2698	24.0338
28	0.8858	1.1289	10.949	168.96	11.0540	14.0320	25.0860
29	0.8908	1.1226	11.632	179.50	11.2996	14.8887	26.1883
30	0.8958	1.1163	12.351	190.60	11.5396	15.7955	27.3351
31	0.9014	1.1094	13.114	202.38	11.7796	16.7589	28.5385
32	0.9071	1.1024	13.919	214.80	12.0252	17.7657	29.7919
33	0.9127	1.0957	14.768	227.90	12.2652	18.8346	31.0998
34	0.9183	1.0890	15.662	241.70	12.5052	19.9591	32.4643
35	0.9239	1.0824	16.611	256.34	12.7564	21.1402	33.8966
36	0.9302	1.0750	17.613	271.80	12.9908	22.3981	35.3889
37	0.9364	1.0679	18.669	288.10	13.2308	23.7216	36.9524
38	0.9429	1.0606	19.783	305.29	13.4764	25.1165	38.5925
39	0.9496	1.0531	20.961	323.47	13.7164	26.5828	40.2992
40	0.9570	1.0449	22.204	342.65	13.9620	28.1351	42.0971
41	0.9643	1.0370	23.524	363.02	14.2020	29.7730	43.9750
42	0.9715	1.0293	24.912	384.44	14.4020	31.5032	45.9452
43	0.9802	1.0202	26.381	407.11	14.6820	33.3311	48.0131
44	0.9872	1.0130	27.846	429.72	14.9276	35.2467	50.1743
45	0.9957	1.0043	29.575	456.40	15.1676	37.2802	52.4478
46	1.0040	0.9960	31.289	482.85	15.4132	39.3870	54.8002
47	1.0131	0.9871	33.122	511.14	15.6532	41.6927	57.3459
48	1.0227	0.9778	35.063	541.09	15.8955	44.0783	59.9738
49	1.0323	0.9687	36.901	569.46	16.1400	46.5840	62.7240



CARTA PSICROMÉTRICA

TEMPERATURAS NORMALES
 UNIDADES DEL SISTEMA INTERNACIONAL
 PRESIÓN BAROMÉTRICA 101.325 kPa
 AL NIVEL DEL MAR

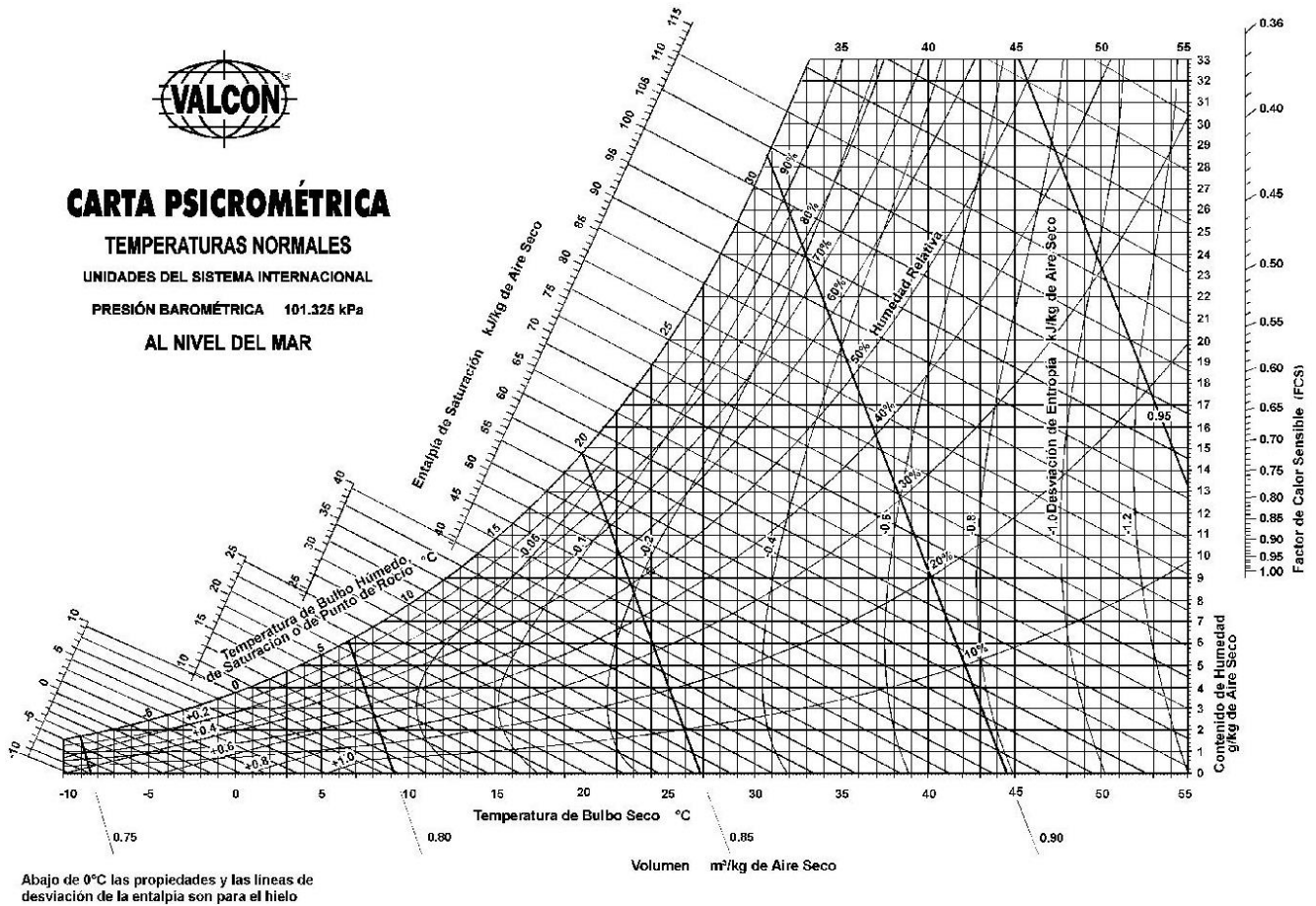


Figura 2.1 Carta Psicrométrica a la presión atmosférica de 101.3 kPa (ProcesosBio, 2012).

2.3.1 Mezcla de dos flujos de aire

En las aplicaciones de aire acondicionado siempre se llevará a cabo un proceso que involucre la mezcla de dos o más flujos de aire distintos con el objetivo de obtener un tercero que cumpla los parámetros requeridos. Con un balance de masa se puede observar que la suma de los dos flujos máscicos iniciales resultará en el flujo máscico del tercer flujo, dicha expresión se puede observar en la ecuación 2.5. El mismo balance de masa expresado en humedades relativas y en entalpías específicas se puede observar en las ecuaciones 2.6 y 2.7, respectivamente (Hernández, 1978).

Ecuación 2.5, 2.6 y 2.7

$$M_1 + M_2 = M_3$$

$$M_1 W_1 + M_2 W_2 = M_3 W_3$$

$$M_1 h_1 + M_2 h_2 = M_3 h_3$$

donde M_i es el flujo máscico del aire húmedo i , W_i es la humedad específica contenida en el flujo de aire i y h_i es la entalpía contenida en el flujo de aire i .

2.3.2 Procesos psicrométricos

Existen dos tipos de procesos psicrométricos principales y cuatro subprocesos psicrométricos derivados de estos dos. Los procesos psicrométricos se clasificarán en función del cambio que provocan en el calor sensible y latente. A continuación, se detallan dichos procesos:

- Variación de calor sensible. Es aquél en el que existe un cambio en la temperatura del aire debido a un calentamiento o un enfriamiento del mismo. Existe un cambio de entalpía provocado por dicho incremento o decremento en la temperatura. En este tipo de proceso no varía el contenido de humedad en el aire. El cambio de calor por un proceso de variación de calor sensible puede ser calculado con la ecuación 2.2.
- Variación de calor latente. Es aquél en el que existe un cambio en la humedad contenida en el aire debido a la adición o extracción de un flujo de vapor o agua al mismo. Existe un cambio de entalpía provocado por dicho adición o extracción. En este tipo de proceso no varía el calor sensible contenido en el aire. El cambio de calor por un proceso de variación de calor latente puede ser calculado con la ecuación 2.3.

Es muy poco usual encontrar un proceso de aire acondicionado o calefacción en el que exclusivamente ocurra un cambio de calor sensible o latente, generalmente los procesos psicrométricos suelen involucrar cambios en ambos tipos de calor, ocasionando los 4 tipos de subprocesos descritos a continuación:

- Calentamiento y deshumidificación. Este proceso ocurre cuando se hace pasar el flujo de aire por un absorbente, la deshumidificación se produce debido a que el absorbente tiene una presión de vapor de agua menor a la del flujo de aire, llevando a cabo una difusión del contenido de vapor de agua del flujo de aire al absorbente. Cuando la humedad se condensa en el absorbente, el calor latente se libera y el calor sensible del aire aumenta, provocando un calentamiento (Hernández, 1978).
- Calentamiento y humidificación. Cuando el aire pasa a través de un humidificador en donde el agua de este está a mayor temperatura que el aire, ocurrirá un aumento de la temperatura y un aumento de la humedad, aumentando también la entalpía.
- Enfriamiento y deshumidificación. Este proceso es el que se presenta en los sistemas de aire acondicionado. La deshumidificación no suele conseguirse sin un cambio en el calor sensible más que por procesos químicos (ProcesosBio, 2012). Debido a que es un proceso muy utilizado en donde es relevante poder comparar cuanto calor sensible se retiró en relación con el calor latente se ha definido el cociente de ambos como el factor de calor sensible, con el calor sensible en el numerador (Hernández, 1978). En este proceso la entalpía siempre disminuirá y el calor retirado será igual a la carga de enfriamiento del equipo de aire acondicionado responsable del proceso.
- Enfriamiento y humidificación. Cuando el aire pasa por un aspersor el contenido de la humedad aumentará y la temperatura disminuirá debido a la menor temperatura del agua y al calor latente necesario para evaporar el agua.

2.3.3 Determinación de las condiciones del aire de suministro

El aire que será suministrado al recinto será el encargado de cumplir las condiciones necesarias establecidas y deberá de contrarrestar las ganancias de calor latente y sensible del recinto que se presentarán en el capítulo siguiente. El aire suministrado será el responsable de compensar las ganancias de calor y mantener al recinto en las condiciones deseadas (Pita, 1997).

A la ganancia de calor latente se le suele conocer como RSHG, por sus siglas en inglés. Mientras que a las ganancias de calor sensible se le suele conocer como RLHG, también por sus siglas en inglés. Las ecuaciones 2.8 y 2.9 modelan ambas ganancias para determinar las condiciones de aire suministrado.

Ecuaciones 2.8 y 2.9

$$RSHG = 1.1 * CFM_s * CT = 1.1 * CFM_s * (t_2 - t_1)$$

$$RLHG = 0.68 * CFM_s * (W_2' - W_1')$$

donde $RSHG$ es la ganancia de calor sensible, $RLHG$ es la ganancia de calor latente, CFM_s es la velocidad del aire de suministro, CT es el cambio de temperatura del recinto, t_2 la temperatura requerida en el recinto y t_1 la del aire suministrado, W_2' la humedad específica requerida en el recinto y W_1' la humedad específica del aire suministrado.

Una vez calculadas las ganancias de calor latente y sensibles (cálculo que se detalla en el Capítulo 2.3) y conociendo los requisitos del recinto a acondicionar, se determina la velocidad del aire a suministrar y se calcula la temperatura y la humedad específica del aire suministrado requeridas para lograr dicho flujo, en ocasiones puede determinarse la temperatura y la humedad específica del aire suministrado y calcular la velocidad del aire suministrado (Pita, 1997).

2.4 Carga de enfriamiento

Los sistemas de aire acondicionado se utilizan para extraer calor de un espacio con el objetivo de asegurar condiciones de confort térmico, por lo que deberán de operar extrayendo calor del espacio a acondicionar a un entorno que se encuentra a una mayor temperatura. La cantidad de calor que debe de ser extraído en una determinada unidad de tiempo para que el recinto se encuentre dentro de los parámetros de diseño se conoce como carga de enfriamiento y es el parámetro inicial en todo sistema de aire acondicionado o de refrigeración. Si en contraparte, fuera necesario llevar a cabo una calefacción para asegurar las condiciones establecidas se requeriría calcular la carga de calefacción, que consiste en la cantidad de calor que debe de ser suministrado en una determinada unidad de tiempo para que el recinto satisfaga los parámetros seleccionados (Pita, 1997).

La carga de enfriamiento se calcula en base a la primera ley de la termodinámica en donde es resultado de un balance de energía de todas las ganancias de las fuentes alrededor del espacio a acondicionar. Se manejan dos términos que diferenciarán en gran medida el diseño de los equipos: la ganancia bruta de calor y la ganancia neta de calor, la primera siendo la ganancia de calor dada por todas las fuentes de calor alrededor del espacio a acondicionar, mientras que la segunda se refiere a la ganancia de calor dada por las mismas fuentes ubicadas alrededor del espacio a acondicionar pero considera la capacidad de los cuerpos dentro del espacio de absorber calor por radiación de las fuentes y el efecto dinámico que provoca un amortiguamiento en la transferencia de este calor al entorno atmosférico. Este último concepto es igual a la carga de enfriamiento y es significativamente menor que la ganancia bruta de energía lo que permite diseñar o seleccionar sistemas de aire acondicionado de menores capacidades y así llevar a cabo procesos de acondicionamiento más eficientes (Pita, 1997).

Las ganancias que conforman la carga de enfriamiento se pueden dividir en dos: externas e internas. En general, las primeras son todas las condiciones ambientales dadas por la zona geográfica y la estación del año, y las segundas son resultado de todas las actividades humanas. Dentro de los parámetros externos necesarios para el diseño del sistema se deberá de obtener (Jones, 2007):

- La temperatura de bulbo seco. El mes con la temperatura media máxima de todo el año será considerada dentro del diseño como la temperatura de bulbo seco.
- La humedad relativa. Para el mes seleccionado en el punto anterior, en el mes con la temperatura media máxima, se deberá coincidir la temperatura del día con el valor medio máximo de ese mes con el valor de la humedad relativa en el horario de ese mismo día, utilizando la ecuación 2.10 en caso de tener valores desfasados.

Ecuación 2.10

$$t_{\theta} = t_{max} - \frac{D}{2} \left[1 - \sin \frac{(\theta\pi - 9\pi)}{12} \right]$$

donde t_{θ} es la temperatura en un horario θ , t_{max} es la temperatura más alta del día y D es la diferencia entre las temperaturas medias diarias máximas y mínimas.

- La humedad absoluta. Con los valores de temperatura y humedad obtenidos en el punto anterior, utilizar las cartas o tablas psicométricas para determinar la humedad absoluta.
- La temperatura de bulbo húmedo. Utilizar las cartas o tablas psicométricas para obtener la temperatura de bulbo húmedo mediante la humedad absoluta obtenida en el punto anterior y la temperatura de bulbo seco obtenida en el primer punto.
- Parámetros de diseño: Utilizar la temperatura de bulbo seco del primer punto y la temperatura de bulbo húmedo del punto anterior como los parámetros de diseño para verano.

Para cumplir los requisitos de confort de los usuarios, se deberán de cumplir los siguientes parámetros (Jones, 2007):

- La temperatura del aire deberá de ser mayor a la temperatura media radiante en verano, pero menor en invierno.
- La velocidad promedio del cuarto no deberá de exceder los 0.15 m s^{-1} , aunque pueden ser toleradas velocidades mayores para temperaturas de aire mayores a los $26 \text{ }^{\circ}\text{C}$.
- La humedad relativa deseable se deberá de encontrar entre 45% y 60%.
- El punto de rocío nunca deberá de ser menor a $2 \text{ }^{\circ}\text{C}$.
- La diferencia de temperatura entre la cabeza y los pies de los individuos nunca deberá de ser mayor a $1.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.
- La temperatura del suelo nunca deberá de ser mayor a $26 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ni menor a $17 \text{ }^{\circ}\text{C}$.
- La asimetría de la temperatura radiante nunca deberá de exceder los $5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ verticalmente y los $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ horizontalmente.
- El dióxido de carbono nunca deberá de exceder el 0.1%

Ningún sistema de aire acondicionado actual es capaz de controlar todos estos factores, por lo que deberán seleccionarse como los parámetros más importantes la temperatura de bulbo seco y la velocidad del aire, teniendo a la temperatura media radiante como un tercer parámetro en importancia (Jones, 2007).

Una vez calculados los parámetros internos y externos, se procederá a calcular la carga de enfriamiento con estos valores y considerando estas pautas, la carga de enfriamiento será resultado de la suma de todas las ganancias netas de calor, las cuales procederán de la transferencia de calor por:

1. La conducción a través de paredes, techos y vidrios al exterior.
2. La conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos.
3. La radiación solar a través de vidrios.
4. El alumbrado.
5. Las personas.
6. Los equipos.

7. La infiltración y ventilación del aire exterior a través de aberturas.

Cada una de estas ganancias se podrá clasificar según su tipo de procedencia en externas e internas y según su efecto en sensibles y latentes. Los puntos 1 a 3 son ganancias externas, mientras que los puntos 4 a 6 son ganancias internas, teniendo al punto 7 en un punto intermedio entre ambas. A su vez, los puntos 1 a 4 son ganancias sensibles, los puntos 5 y 7 son ganancias sensibles y latentes y el punto 6 dependerá del tipo de equipo presente (Pita, 1997).

Las condiciones externas variarán a lo largo del año debido a la posición del sol, esto hará que la carga de enfriamiento dependa del mes, del día y de la hora en que sea calculada. Para el diseño del sistema de aire acondicionado se debe tener el valor pico de carga de enfriamiento de todo el año. Por lo que se recomienda hacer cálculos en distintos meses, distintos días y distintos horarios. Según algunas consideraciones que han mostrado ser de utilidad, el valor pico de la carga de enfriamiento se encuentra:

- En las tardes a mediados de verano para edificios con ventanas orientadas hacia el occidente.
- En las mañanas de principios o mediados de verano para edificios con ventanas orientadas hacia el oriente.
- En las tardes de otoño o invierno para edificios con ventanas orientadas hacia el sur.
- En las tardes de otoño para edificios con ventanas orientadas hacia el suroeste.
- En las tardes o anocheceres de verano para edificios con paredes y/o techos con altos coeficientes de transferencia.

Además de las condiciones externas, existen factores de construcción que provocaran distintos valores de carga de enfriamiento según el tipo de edificación, esto también deberá de ser considerado para encontrar el pico de carga de enfriamiento, algunas directrices provenientes por el tipo de construcción son:

- Para edificaciones de planta aproximadamente cuadrada, la carga máxima suele darse en las últimas horas de la tarde durante el verano.
- Para construcciones con un lado largo expuesto hacia el sur o suroeste, la carga pico se da en el otoño por medio día.
- Para edificaciones con techos elevados la carga pico se presenta en general por las tardes durante el verano.

En las secciones presentadas a continuación se muestra cómo se calculan las cargas de enfriamiento por los distintos contribuyentes a la misma.

2.4.1 Conducción a través de la estructura exterior

Las ganancias de calor por conducción a través de la estructura externa de paredes, techos y vidrios se regulan con la ecuación 2.11.

Ecuación 2.11

$$Q = U * A * DTCE_e$$

donde Q es la ganancia de calor por conducción a través de la estructura externa, U es el coeficiente general de transferencia de calor para la estructura externa, el cual debe de ser indicado por el fabricante del material, A es el área transversal de la estructura externa y $DTCE_e$ es la diferencia de temperatura para carga de enfriamiento.

El coeficiente general de transferencia de calor dependerá de los materiales de construcción y el ancho de las estructuras externas y suelen ser valores obtenidos de manera experimental.

La diferencia de temperatura de carga de enfriamiento, o $DTCE_e$ es una diferencia de temperatura que considera en cuenta el efecto de almacenamiento de calor.

La tabla 2.3 muestra valores de diferencia de temperatura para cargas de enfriamiento debido a techos planos en función de la hora solar para la que se quiere hacer el cálculo y el tipo de techo.

Tabla 2.3 Tabla de Temperatura Equivalente para Techos (American Society of Heating, 1985)

TABLA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE PARA TECHOS

Tiempo solar.

DESCRIPCIÓN DE LOS MATERIALES DEL TECHO	Tiempo solar.									
	A.M.					P.M.				
	8	10	12	2	4	6	8	10	12	
Techos expuestos al sol. Construcción ligera.										
Madera de 1 plg. Madera de 1 plg y aislante	7	21	30	34	28	14	6	2	0	
Techos expuestos al sol. Construcción media.										
Concreto de 2 plg. Concreto de 2 plg. y aislante Madera de 2 plg.	3	17	27	32	28	18	8	3	1	
Concreto 4 plg. Concreto de 4 plg. y aislante	0	11	21	28	29	22	12	7	3	
Techos expuestos al sol. Construcción pesada.										
Concreto de 6 plg. Concreto de 6 plg. y aislante	2	3	13	21	26	24	18	10	7	
3	3	11	19	23	24	19	11	8		
Techos en la sombra.										
Construcción ligera	-2	0	3	7	8	7	4	1	0	
Construcción media	-2	-1	1	4	7	7	6	3	1	
Construcción pesada.	-1	-1	0	2	4	6	6	4	2	

NOTAS: 1 TECHO CLARO = TECHO A LA SOMBRA + 55% DE LA DIFERENCIA $\times 0.6$
 DE TECHO A LA SOMBRA Y TECHO AL SOL
 2 COLOR MEDIO = TECHO A LA SOMBRA + 80% DE LA DIFERENCIA $\times 0.83$
 DE TECHO A LA SOMBRA Y TECHO AL SOL

La tabla 2.4 muestra valores de diferencia de temperatura para carga de enfriamiento debido a paredes en función de la orientación de la pared, los diversos grupos de paredes y la hora solar para la que se quiera hacer el cálculo.

Tabla 2.4 Tabla de Temperatura Equivalente para Muros. Valores en °C (American Society of Heating, 1985)

TABLA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE PARA MUROS EN G. CENTIGRADOS

Lat. Norte	TIEMPO SOLAR												Lat. Sur
	A.M.						P.M.						
Pared hacia el:	8	10	12	2	4	6	8	10	12	2	4	6	Pared hacia el:
	COLOR EXTERIOR DE LA PARED (O = OSCURA, C = CLARA)												
	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	O	C	

Partición

NE	12	6	13	7	8	6	7	6	8	8	8	8	6	6	3	2	1	1	SE
E	17	8	20	10	18	9	7	7	8	8	8	8	6	6	3	3	1	1	E
SE	7	3	14	9	16	10	13	9	9	8	8	8	6	6	3	2	1	1	NE
S	-2	-2	2	0	12	7	17	11	14	11	9	8	6	6	3	3	1	1	N
SO	-2	-2	0	-1	3	2	14	12	22	16	23	16	13	11	3	2	1	1	NO
O	-2	-2	0	0	3	3	11	7	22	16	27	19	12	12	4	4	1	1	O
NO	-2	-2	0	-1	3	2	7	6	13	11	22	14	19	13	3	2	1	1	SO
N	-2	-2	-1	-1	2	2	6	6	8	8	7	7	4	4	2	2	0	0	S

Tabique de 4 plg. o piedra.

NE	-1	-2	13	7	11	6	6	3	7	6	8	8	7	7	6	6	3	2	SE
E	1	0	17	8	17	9	8	8	7	7	8	8	7	7	6	4	3	3	E
SE	1	-1	11	6	16	9	14	9	10	8	8	8	7	7	6	4	3	3	NE
S	-2	-2	-1	-1	7	3	13	9	14	10	11	9	7	7	4	4	2	2	N
SO	0	-1	0	-1	1	1	7	4	18	12	20	14	19	13	6	4	3	3	NO
O	0	-1	0	0	2	1	6	4	14	10	22	16	23	16	9	8	3	3	O
NO	-2	-2	-1	-1	1	1	4	3	7	7	17	12	19	13	7	6	3	3	SO
N	-2	-2	-1	-1	0	0	3	3	6	6	7	7	7	7	4	4	2	2	S

Ladrillo hueco de 8 plg.

NE	0	0	0	0	11	6	9	6	6	3	7	6	8	7	7	6	4	4	SE
E	2	1	7	2	13	7	14	8	11	7	7	6	8	7	8	6	6	4	E
SE	1	0	1	0	9	4	11	7	11	8	8	7	8	7	7	6	4	3	NE
S	0	0	0	0	1	0	7	3	13	8	14	9	11	8	7	6	4	3	N
SO	1	0	1	0	1	0	3	2	7	6	14	10	17	11	14	10	4	3	NO
O	2	1	2	1	2	1	3	2	6	4	10	8	17	12	18	12	10	8	O
NO	0	0	0	0	1	0	2	1	4	3	7	6	12	10	17	12	6	4	SO
N	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0	0	3	3	6	6	6	6	6	6	3	3	S

Tabique de 8 plg. - Ladrillo hueco de 12 plg.

NE	1	1	1	1	6	1	9	4	8	4	6	3	6	4	6	6	6	4	SE
E	4	3	4	3	8	4	10	6	10	6	8	4	8	6	8	6	7	6	E
SE	4	2	3	2	3	2	8	6	10	7	9	7	7	6	7	6	7	6	NE
S	2	1	2	1	2	1	2	1	6	3	9	6	9	7	7	6	6	4	N
SO	4	2	3	2	3	2	4	2	6	3	7	4	11	7	13	9	11	8	NO
O	4	2	3	2	3	3	4	3	6	3	8	4	11	6	13	9	13	9	O
NO	1	1	1	1	1	1	2	1	3	2	4	3	6	4	9	8	10	8	SO
N	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	3	3	4	4	4	4	3	3	S

Dichas diferencias de temperatura son afectadas por el “efecto solar” y deben de corregirse. Esto se hace sumando al valor de las diferencias de temperatura con la diferencia de la temperatura externa y la temperatura y a dicho resultado se le sustrae 8.3 [°C]. A continuación se detalla lo explicado en la Ecuación 2.12. (*American Society of Heating, 1985*)

Ecuación 2.12

$$\text{Factor de ajuste} = T_{\text{exterior}} - T_{\text{de diseño}} - 8.3[\text{°C}]$$

El valor final de conducción a través de la estructura externa será la suma de todos los valores de conducción que conforman a la estructura externa (Pita, 1997).

2.4.2 Conducción a través de la estructura interna

El procedimiento es similar al cálculo de la conducción a través de la estructura externa, pero es mucho más sencilla porque no entran correcciones por colores de las estructuras, factores de ventilación, latitud y mes, horas solares, etc.

La ecuación 2.13 determina el calor transferido por conducción a través de estructuras internas.

Ecuación 2.13

$$Q = U * A * DT$$

donde Q es la velocidad de transferencia de calor a través de la división, piso o cielo raso, U es el coeficiente global de transferencia de calor, A es el área de la sección transversal y DT es la diferencia de temperaturas entre los espacios.

2.4.3 Radiación solar a través de vidrios

El sol es el encargado de aportar calor por medio de la radiación de ondas electromagnéticas, la cantidad de radiación solar dependerá de muchos factores (Ver Capítulo 1.4). Sin embargo, la ganancia neta de calor se puede calcular mediante la ecuación 2.14.

Ecuación 2.14

$$Q = FGS * A * CS$$

donde Q es la ganancia neta por radiación solar a través del vidrio, FGS es el factor de ganancia máxima de calor solar, A es el área transversal del material traslúcido (en general vidrio) y CS es el coeficiente de sombreado o coeficiente de forma. (*American Society of Heating, 1985*).

El factor de ganancia máxima de calor solar estará en función de la ubicación geográfica y la estación del año, en la tabla 2.5 se pueden observar los valores para un vidrio sencillo en un mes, orientación y latitud dados.

Tabla 2.5 Factores de ganancia máxima de calor por radiación solar a través de vidrio para latitudes 20 °N. Valores en $kcal/hm^2$ (American Society of Heating, 1985)

20° Latitud Norte		Hora Solar													
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
21 Junio	N	76	111	90	68	51	46	40	46	51	67	90	111	75	
	NE	219	417	390	330	225	103	40	38	38	38	32	24	8	
	E	219	401	434	387	260	111	38	38	38	38	32	24	8	
	SE	75	168	198	179	119	57	38	38	38	38	32	24	8	
	S	8	24	32	38	38	38	38	38	38	38	32	24	8	
	SO	8	24	32	38	38	38	38	57	119	179	198	168	75	
	O	8	24	32	38	38	38	38	111	260	387	434	401	220	
	NO	8	24	32	38	38	38	40	103	225	330	390	417	220	
Horizontal	30	162	328	477	585	629	678	629	585	477	328	162	30		
22 Julio y 21 Mayo	N	54	75	62	46	40	38	38	38	40	46	62	75	54	
	NE	192	358	374	301	198	84	38	38	38	35	32	21	8	
	E	203	401	442	393	268	124	38	38	38	35	32	21	8	
	SE	84	189	230	214	154	78	38	38	38	35	32	21	8	
	S	8	21	32	35	38	38	38	38	38	35	32	21	8	
	SO	8	21	32	35	38	38	38	78	154	214	230	189	84	
	O	8	21	32	35	38	38	38	124	268	393	442	401	203	
	NO	8	21	32	35	38	38	38	84	198	301	374	358	192	
Horizontal	8	149	320	474	585	650	680	650	585	474	320	149	8		
24 Agosto y 20 Abril	N	16	27	29	35	38	38	38	38	38	35	29	27	16	
	NE	122	301	320	241	135	48	38	38	38	35	29	19	5	
	E	143	385	447	404	287	138	38	38	38	35	29	19	5	
	SE	78	241	306	292	265	149	54	38	38	35	29	19	5	
	S	5	19	29	38	54	65	70	65	54	38	29	19	5	
	SO	5	19	29	35	38	38	54	149	265	292	306	241	78	
	O	5	19	29	35	38	38	38	138	287	404	447	385	143	
	NO	5	19	29	35	38	38	38	48	135	241	320	301	122	
Horizontal	13	130	290	452	569	637	669	637	569	452	290	130	13		
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	10	6	29	35	38	38	38	38	35	29	16	0	
	NE	0	225	235	160	59	38	38	38	38	35	29	16	0	
	E	0	352	442	404	282	122	38	38	38	35	29	16	0	
	SE	0	268	368	379	325	227	111	40	38	35	29	16	0	
	S	0	21	59	103	141	170	176	172	141	103	59	21	0	
	SO	0	16	29	35	38	40	111	227	325	379	368	268	0	
	O	0	16	29	35	38	38	38	122	282	404	442	352	0	
	NO	0	16	29	35	38	38	38	38	59	160	235	225	0	
Horizontal	0	81	252	414	537	610	631	610	537	414	252	81	0		
22 Octubre y 20 Febrero	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	
	NE	0	119	141	78	35	38	38	38	35	32	24	10	0	
	E	0	268	398	382	271	132	38	38	35	32	24	10	0	
	SE	0	246	396	433	404	322	200	73	35	32	24	10	0	
	S	0	57	135	206	252	287	301	287	252	206	135	57	0	
	SO	0	10	24	32	35	73	200	322	404	433	396	246	0	
	O	0	10	24	32	35	38	38	132	271	382	398	268	0	
	NO	0	10	24	32	35	38	38	38	35	78	141	119	0	
Horizontal	0	48	184	344	463	531	564	531	463	344	184	48	0		
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	8	21	29	35	35	35	35	35	29	21	8	0	
	NE	0	65	70	38	35	35	35	35	35	29	21	8	0	
	E	0	192	347	344	246	116	35	35	35	29	21	8	0	
	SE	0	198	390	444	428	366	246	124	43	29	21	8	0	
	S	0	75	187	271	333	368	382	368	333	271	187	75	0	
	SO	0	8	21	29	43	124	246	366	428	444	390	198	0	
	O	0	8	21	29	32	35	35	116	246	344	347	192	0	
	NO	0	8	21	29	32	35	35	35	35	38	70	65	0	
Horizontal	0	13	130	273	396	466	488	466	396	278	130	13	0		
22 Diciembre	N	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5	0	
	NE	0	38	48	32	32	35	35	35	32	29	19	5	0	
	E	0	151	320	328	230	92	35	35	32	29	19	5	0	
	SE	0	160	377	452	431	363	263	162	54	29	19	5	0	
	S	0	67	200	301	358	396	404	396	358	301	200	67	0	
	SO	0	5	19	29	54	162	263	363	431	452	377	160	0	
	O	0	5	19	29	32	35	35	92	230	328	320	151	0	
	NO	0	5	19	29	32	35	35	35	32	32	48	38	0	
Horizontal	0	10	97	249	366	436	461	436	366	249	97	10	0		

La tabla 2.5 solo considera la radiación solar que atraviesa un vidrio sencillo sin sombreado. El coeficiente de sombreado se introducirá en la ecuación para considerar otras configuraciones, dicho coeficiente debe de ser consultado con el fabricante, el mismo estará en función del ancho del vidrio, del color, elementos de sombreado y el uso de persianas o cortinas.

2.4.4 Alumbrado

Los sistemas de alumbrado generan ondas electromagnéticas que aportan calor de manera radiativa que deberán de ser considerados dentro de la carga de enfriamiento. La ecuación 2.15 regula el calentamiento por los diversos sistemas de alumbrado.

Ecuación 2.15

$$Q = 3.4W * FB * FCE$$

donde Q es la ganancia neta de calor debido al alumbrado, W es la capacidad del alumbrado en vatios, FB es el factor de balastra y FCE es el factor de carga de enfriamiento para el alumbrado.

La capacidad del alumbrado deberá de ser la nominal que presenta el fabricante, si el alumbrado no se encuentra en uso constante, deberá de calcularse la cantidad adecuada. El factor de balastra para lámparas incandescentes es de 1 pues no existen pérdidas en este tipo de sistemas, para lámparas fluorescentes un valor típico es de 1.25. El factor de carga de enfriamiento dependerá de cuánto tiempo este encendido el sistema de alumbrado, así como la construcción del edificio, el tipo de unidades de alumbrado y la cantidad de ventilación. Debido a esta complejidad suele utilizarse un valor práctico de 1 (Pita, 1997).

2.4.5 Personas

Las personas son capaces de otorgar dos tipos de ganancia según sus efectos, ganancias sensibles y ganancias latentes, las primeras teniendo un almacenamiento involucrado, repercutiendo en la forma de calcular dicha aportación. La ecuación 2.16 regula las ganancias sensibles provenientes por personas mientras que la ecuación 2.17 regula las ganancias latentes.

Ecuación 2.16 y 2.17

$$Q_s = q_s * n * FCE$$

$$Q_l = q_l * n$$

donde Q_s y Q_l son las ganancias netas de calor sensible y latente, respectivamente, q_s y q_l son las ganancias de calor sensible y latente por persona, respectivamente, n es el número de personas y FCE es el factor de carga de enfriamiento para personas.

La ganancia de calor de las personas depende del metabolismo de cada persona, su edad, altura, peso y actividad física, por lo que se asumen valores dependiendo de la ocupación de los edificios. En la tabla 2.6 se tienen los valores por actividad física para adultos masculinos.

Tabla 2.6 Tasas de ganancia de calor debido a los ocupantes del recinto acondicionado (Pita, 1997)

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

En la tabla 2.7 se pueden observar los factores de cargas de enfriamiento para personas según las horas totales de ocupación y las horas entre estas ocupaciones.

Tabla 2.7 Factores de calor sensible para cargas de enfriamiento debido a personas (Pita, 1997)

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

2.4.6 Equipos

Las ganancias de los equipos se calcularán con el fabricante de cada equipo, se debe de considerar que algunos equipos generarán ganancias sensibles, otros latentes y otros de ambos tipos. En la tabla 2.8 se presentan algunos valores típicos para diversos equipos domésticos, mientras que en la tabla 2.9 se muestran ganancias de calores para motores eléctricos según su configuración con respecto al acondicionamiento de aire.

Tabla 2.8 Ganancias de calor para algunos equipos domésticos, unidades en BTU/h (Pita, 1997)

TIPO DE APARATO	ELÉCTRICOS				DE GAS				DE VAPOR			
	Sin campana			Con campana ²	Sin campana			Con campana ²	Sin campana			Con campana ²
	Sensible	Latente	Total	100% Sensible	Sensible	Latente	Total	100% Sensible	Sensible	Latente	Total	100% Sensible
Parrilla o asador de 31 in x 20 in x 18 in					11,700	6,300	18,000	3,600				
Cafetera y calentador de café por quemador	770	230	1,000	340	1,750	750	2,500	500				
por calentador	230	70	300	90								
Cafetera de 3 galones	2,550	850	3,400	1,000	3,500	1,500	5,000	1,000	2,180	1,120	3,300	1,000
de 5 galones	3,850	1,250	5,100	1,600	5,250	2,250	7,500	1,500	3,300	1,700	5,000	1,600
de 8 galones (gemelas)	5,200	1,600	6,800	2,100	7,000	3,000	10,000	2,000	4,350	2,250	6,600	2,100
Freidor de grasa:												
grasa # 15	2,800	6,600	9,400	3,000	7,500	7,500	15,000	3,000				
grasa # 21	4,100	9,600	13,700	4,300								
Calentador de platillos secos por pie cuadrado de parte superior	320	80	400	130	560	140	700	140				
Plancha de freír por pie cuadrado de parte superior	3,000	1,600	4,600	1,500	4,900	2,600	7,500	1,500				
Comal (dos unidades de calentamiento)					5,300	3,600	8,900	2,800				
Estufa de órdenes rápidos (parrillas abiertas) por quemador					3,200	1,800	5,000	1,000				
Mesa de vapor, por pie cuadrado					750	500	1,250	250	500	325	825	260
Testador:												
Continuo												
360 rebanadas por hora	1,960	1,740	3,700	1,200	3,600	2,400	6,000	1,200				
720 rebanadas por hora	2,700	2,400	5,100	1,600	6,000	4,000	10,000	2,000				
Con expulsor de 4 rebanadas	2,230	1,970	4,200	1,300								
Waflera de 18 in x 20 in x 13 in (2 parrillas)	1,680	1,120	2,800	900								
Secadora de pelo:												
Tipo ventilador	2,300	400	2,700									
Tipo casco	1,870	330	2,200									
Mecheros de laboratorio:												
De Bunsen					1,680	420	2,100					
Cola de pescado					2,800	700	3,500					
De Meeker					3,360	840	4,200					
Anuncios de neón, por pie de tubo	60		60									
Esterilizador	650	1,200	1,850									
Máquinas expendedoras:												
De bebidas calientes			1,200									
De bebidas frías			625									

Tabla 2.9 Producción de calor de equipo motorizado, unidades en BTU/h (Pita, 1997)

Potencia del motor	Ubicación del equipo con respecto a la corriente de aire o al espacio acondicionado		
	Motor y máquina dentro	Motor fuera, dentro máquina	Motor dentro, máquina fuera
1/8	580	320	260
1/6	710	430	280
1/4	1,000	640	380
1/3	1,290	850	440
1/2	1,820	1,280	540
3/4	2,680	1,930	750
1	3,220	2,540	880
1-1/2	4,770	3,820	950
2	6,380	5,100	1,280
3	9,450	7,650	1,800
5	15,600	12,800	2,800
7-1/2	22,500	19,100	3,400
10	30,000	25,500	4,500
15	44,500	38,200	6,300
20	58,500	51,000	7,500
25	72,400	63,600	8,800

2.4.7 Infiltraciones y ventilación

El aire que entre en los recintos por diferencias de presión mediante infiltraciones y ventilación traerá consigo cierto contenido energético que tendrá un impacto en la temperatura del recinto, en las aplicaciones en donde el aire acondicionado es necesario, el aire externo está más caliente que el interno, provocando un aumento en la carga de enfriamiento. Estos flujos de aire externo tendrán dos efectos: ganancias de calor sensible y ganancias de calor latente, la primera ocasionada por la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior y la segunda por la diferencia de humedades. Las ecuaciones 2.18 y 2.19 modelan las ganancias de calor sensible y latente para infiltraciones y ventilación, respectivamente.

Ecuación 2.18 y 2.19

$$Q_s = 1.1 * CFM * CT$$

$$Q_L = 0.68 * CFM * (W_i' - W_e')$$

donde Q_s es el calor sensible proveniente de la infiltración, CFM es la velocidad de infiltración o ventilación, CT es el cambio de temperatura entre el interior y el exterior, y W_i' y W_e' son las relaciones de humedad mayor (interior) y menor (exterior), respectivamente.

Las infiltraciones se pueden clasificar como indeseables, mientras que la ventilación es un recurso para asegurar una mayor sanidad en el recinto. Las infiltraciones serán un efecto producido por la construcción mientras que la ventilación es un efecto provocado. De los términos incluidos en las ecuaciones 2.18 y 2.19, todos son cuantificables por el uso de instrumentos excepto la velocidad de infiltración o ventilación debido a las irregularidades que estas presentan. Debido a la diferencia entre infiltraciones y ventilación, el coeficiente de velocidad de infiltración o ventilación se calculará de distinta manera para ambos efectos.

En el caso de las infiltraciones, existen dos distintos métodos para calcular dicho coeficiente:

- Método de las fisuras. Este método supone que se puede medir una tasa de infiltración del aire en función de la velocidad del aire externo, los datos aquí presentados están basados en una velocidad de viento de 25 MPH y es reconocido por algunos reglamentos energéticos (Pita, 1997). En la tabla 2.10 se muestran las tasas máximas de infiltración a través de ventanas y puertas exteriores.

Tabla 2.10 Tasas máximas de infiltración a través de ventanas y puertas exteriores (Pita, 1997)

Componente	Tasa de infiltración
Ventanas	0.75 CFM/ft de fisura
Puertas	1.0 CFM/ft de fisura

Este método depende de la calidad de la instalación y el mantenimiento de las ventanas y puertas. Si estas se encuentran mal ajustadas las infiltraciones a través de ellas pueden llegar a ser hasta cinco veces mayores a las planteadas por este método (Pita, 1997).

- Método del cambio de aire. Este método calcula la diferencia de volúmenes del interior del recinto llamados cambios de aire. La tabla 2.11 muestra valores típicos para ciertos tipos de recinto.

Tabla 2.11 Cambios de aire por hora que se presentan bajo condiciones promedio en residencias, excluyendo el aire de ventilación (Pita, 1997).

Tipo de recinto	Vidrio sencillo sin cinta hermética	Guardaventana o con cinta hermética
Sin ventanas ni puertas exteriores	0.5	0.3
Puertas o ventanas exteriores de un lado	1	0.7
Puertas o ventanas exteriores en dos lados	1.5	1
Puertas o ventanas exteriores en tres lados	2	1.3
Vestíbulos de entrada	2	1.3

Con la definición del cambio de aire, se emplea la ecuación 2.20 para calcular la velocidad de infiltración de aire al recinto.

Ecuación 2.20

$$CFM = CA * \frac{V}{60}$$

donde *CFM* es la velocidad de infiltración al recinto, *CA* es el número de cambios de aire por hora en el recinto y *V* es el volumen del recinto.

En el caso del cálculo de la velocidad de ventilación se utilizan los requerimientos en función de la actividad que se desarrolle a cabo en la edificación y el número de personas que ocupa el recinto. En la tabla 2.12 se muestran los coeficientes de velocidad de ventilación por tipo de edificación bajo las iniciales FCM.

Tabla 2.12 Requisitos de ventilación para ocupantes (Pita, 1997).

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

Los coeficientes de la tabla 2.12 se deberán de usar en las ecuaciones 2.18 y 2.19 por persona, requiriendo multiplicarse los resultados por el número de personas que ocupará el recinto para obtener la carga de enfriamiento por ventilación.

Los ventiladores encargados de inducir un flujo de aire para ventilación también producirán un aumento de temperatura debido a los efectos de fricción por su funcionamiento mecánico. Se suele aumentar un 2.5%, 5% y hasta un 10% para ventiladores con presiones de 1 in, 2 in y 4 in de agua, respectivamente (Pita, 1997).

2.5 Refrigeración

La refrigeración es una serie de procesos termodinámicos que buscan extraer calor de un espacio determinado a baja temperatura y entregarlo a un espacio de alta temperatura. La tecnología de refrigeración es elemental en los estándares de vida globales en zonas urbanas alrededor del mundo, repercutiendo en la forma en que consumen sus alimentos y acondicionan sus espacios, además es una tecnología clave en otras cuestiones sociales como la preservación de medicamentos y alimentos y su uso repercute en indicadores sociales de calidad de vida (Metz *et al*, 2005). El consumo de energía relacionado con este tipo de tecnologías es significativo alrededor del mundo. En los Estados Unidos represento el 4.1% del consumo del total de energía en edificios en el año 2010, 3.9% en edificios residenciales y 4.5% en edificios comerciales (DOE, 2012).

Por su tipo de aplicación se diferencian entre equipos refrigerantes o frigoríficos y bombas de calor. Los primeros tienen como objetivo extraer calor de un volumen limitado y entregarlo a un sumidero de calor, mientras que las bombas de calor transfieren calor de un valle a baja temperatura a un espacio determinado. En términos coloquiales, el refrigerador o frigorífico mantiene el frío y las bombas de calor mantienen una temperatura elevada. Sin embargo, en cuestión de funcionamiento, no existe diferencia significativa entre ambos equipos pues funcionan utilizando los mismos principios (Cengel, 2009). Existen actualmente principios de producción de frío entre los que se encuentran: el principio de refrigeración por vaporización, por disolución de solutos en disolventes, por fusión, por sublimación, por expansión de gases previamente comprimidos, por efecto Peltier y por desmagnetización adiabática. Actualmente el más utilizado por cuestiones técnicas, sociales y económicas es el de vaporización. El cual se clasifica en tres sistemas: por compresión mecánica de vapor, por efecto-compresión y por absorción. Este último es el objeto de estudio del presente trabajo.

2.5.1 Antecedentes

En el siglo XVII, la humanidad no contaba con ningún método de enfriamiento. Los alimentos perecían a temperatura ambiente en tiempos muy cortos, era imposible transportar y distribuir estos por distancias muy largas y tiempos muy prolongados. El uso del hielo se limitaba a regiones cercanas a donde este se produjera naturalmente y su uso era considerado un lujo para las clases altas.

No fue hasta inicios del siglo XIX que un norteamericano llamado Frederic Tudor, empleo técnicas de aislamiento para distribuir bloques de hielo de gran tamaño alrededor del globo terráqueo. A él se le atribuye la innovación de los depósitos de hielo y métodos que evitaban el derretimiento del mismo como las técnicas de transporte de utilización de aserrín como aislante. Posteriormente, se instituyó la industria del hielo como una necesidad en muchos hogares debido a la aplicación que este empezó a tener en la conservación de alimentos, enfriamiento de bebidas, etc. (The President and Fellows of Harvard College, 1935). Este método seguiría siendo el más popular hasta más de un siglo posterior debido a la peligrosidad y alto costo que los primeros frigoríficos presentaron.



Figura 2.2 El proyecto de producción de hielo de Frederic Tudor (*The President and Fellows of Harvard College, 1935*).

En 1834, Jacob Perkins presentó una patente en donde utilizando la compresión de un vapor lograba un efecto refrigerante. Este fue el primer prototipo de un refrigerador que utiliza un funcionamiento similar a los utilizados hoy en día (Gresham, 2006). Sin embargo, este mecanismo y muchos otros similares utilizaban sustancias como el amoníaco, el cloro metano, el dióxido de azufre, el cloruro de metilo, entre otros, como refrigerantes. La tecnología tan limitada en los componentes mecánicos de estos prototipos hacía que hubiera fugas de estos en los alimentos que refrigeraban y provocaban muchas muertes por envenenamiento.

Fue hasta 1929 que un químico de General Motors, Thomas Midgley logró la sintetización de un nuevo refrigerante: el diclorodifluorometano, o Freón, el cual, era muy estable y poco tóxico, lo que provocó que los clorofluorometanos se establecieran como refrigerantes en las próximas décadas (Kettering, 1942).

En 1974 Mario Molina y Frank Sherwood Rowland publicaron un artículo en la revista Nature sobre los efectos destructivos de los clorofluorometanos en la capa de ozono (Molina y Rowland, 1974). A raíz de esta investigación, el Programa de las Naciones Unidas por el Medio Ambiente, o PNUMA por sus siglas, emitió el Protocolo de Montreal en 1987, el cual entró en vigor en 1989 y consistió en una iniciativa para reducir la producción y el consumo de numerosas sustancias que dañan la capa de ozono, incluyendo los clorofluorometanos (PNUMA, 2006). A partir de entonces, los refrigerantes han sido sustituidos por el uso de hidroclorofluorometanos. Sin embargo, estos nuevos compuestos minimizan el efecto negativo sobre el ozono pero no lo eliminan, por lo que actualmente la investigación está enfocada al uso de nuevos refrigerantes que sustituyan a los refrigerantes que se han usado a lo largo de la historia.

2.5.2 Ciclo de Carnot

El ciclo de Carnot es el modelo más sencillo de una máquina térmica que convierte calor en trabajo. El ciclo está compuesto por cuatro procesos: una expansión isotrópica, un enfriamiento isotermo, una compresión isotrópica y un calentamiento isotermo. Este proceso suele llevarse dentro de la campana de saturación de un fluido, lo que hace que los procesos isotermos sean isobáricos a su vez (Galindo, 2010).

El calentamiento isotermo se puede observar en la figura 2.3 representado por la línea AB, en este proceso existe una adición de calor de la fuente de alta temperatura al fluido de trabajo a la temperatura T_2 , en este diagrama se utiliza la convención de que las flechas señalan el sentido de la transferencia, la línea

BC representa la expansión isotrópica y la generación del trabajo de salida, la línea CD representa el enfriamiento isoterma en donde se rechaza calor a un sumidero de baja temperatura a la temperatura T_1 y la línea AD representa la compresión isotrópica llevada a cabo por el trabajo de entrada. El rectángulo ABCD representa la cantidad de trabajo neto y el rectángulo CDEF es el calor rechazado al ambiente, mientras que, el área ABEF es el calor ingresado al sistema (Herold et al, 1996).

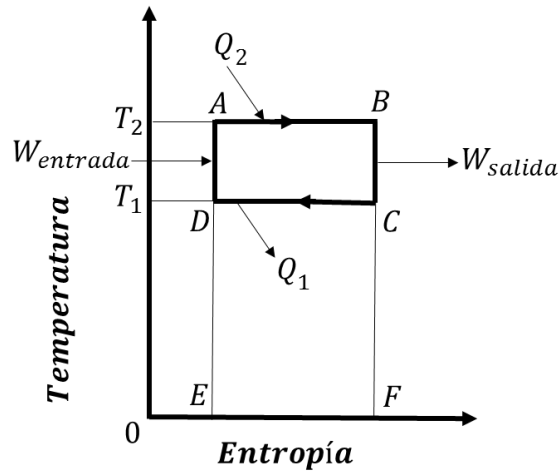


Figura 2.3 Ciclo de Carnot en un diagrama temperatura-entropía (elaborado a partir de Herold et al, 1996)

El ciclo de Carnot establece un ciclo teórico que fija la máxima eficiencia posible de un ciclo termodinámico que trabaja entre dos temperaturas al considerar que sus procesos son isotrópicos. El ciclo de Carnot se utiliza para comparar los ciclos que buscan generar un trabajo, es por esto que la eficiencia del ciclo de Carnot compara el trabajo generado con el calor de entrada o el calor requerido por el sistema. Es posible tener esta eficiencia en función de las temperaturas de operación aplicando la Primera y la Segunda Ley de la Termodinámica al sistema. La ecuación 2.21 modela este principio.

Ecuación 2.21

$$\eta = \frac{W}{Q_2}; \quad \eta = \frac{T_2 - T_1}{T_2}$$

El ciclo de Carnot tiene una gran importancia al ser un parámetro de comparación de los ciclos de generación de trabajo, además, el ciclo invertido de Carnot tiene una gran relevancia con los ciclos de refrigeración.

2.5.3 Ciclo de Carnot invertido

Puesto que el Ciclo de Carnot es un ciclo constituido por procesos completamente reversibles, teóricamente es posible invertir el ciclo. Al hacerlo, también se invierte la dirección del fluido de trabajo y se generan efectos invertidos. El Ciclo invertido de Carnot estará constituido por un calentamiento isoterma de una fuente de baja temperatura al fluido de trabajo a la temperatura T_0 representado en la figura 2.4 por la línea WZ, una compresión isotrópica representada por la línea YZ llevada a cabo por el trabajo de entrada, un enfriamiento isoterma hacia un sumidero de alta temperatura del fluido de trabajo a la temperatura T_1 representado por la línea XY y una expansión isotrópica representada por la línea XW. El área WXYZ representa la cantidad total de trabajo necesario por el sistema, el área MNWZ es el calor absorbido por el sistema, mientras que el área MNXY es el total del calor irradiado al valle de temperatura alta (Herold et al, 2006).

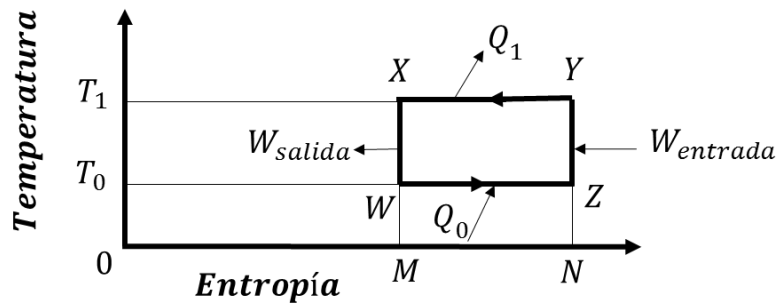


Figura 2.4 Ciclo de Carnot invertido en un diagrama temperatura-entropía (elaborado a partir de Herold et al, 1996)

Contrario al ciclo de Carnot, en este ciclo, el calor que entra al sistema proviene de la fuente de baja temperatura y el calor rechazado se expulsará hacia la fuente de alta temperatura. Este es el principio básico del ciclo de refrigeración y en esencia es lo que los refrigeradores y bombas de calor llevan a cabo.

Al igual que el Ciclo de Carnot, este ciclo es puramente teórico debido a que no es posible tener una expansión de un fluido en condiciones de alto contenido de humedad mediante el uso de una turbina, además de una compresión de dos fases, estas dos situaciones se resolverían si el ciclo es trasladado al exterior de la campana de saturación, sin embargo, al hacer esto entonces se tendrían problemas al intentar asegurar los procesos isotermos entre las transferencias de calor (Cengel, 2009). A pesar de su naturaleza estrictamente teórica, el ciclo invertido de Carnot, al igual que el ciclo de Carnot es una referencia para la máxima eficiencia posible entre dos temperaturas de trabajo.

El objetivo del ciclo de Carnot y ciclos similares es el de producir un trabajo o potencia, es por ello que en el cálculo de la eficiencia este es el parámetro relevante, en el ciclo invertido de Carnot y los ciclos de refrigeración el objetivo es extraer calor del espacio a refrigerar o entregar calor a un espacio determinado (el primero para frigoríficos y el segundo para bombas de calor), por lo que la eficiencia de estos ciclos estará en función del calor de entrada y el calor de salida. La eficiencia para ciclos de refrigeración y el ciclo invertido de Carnot recibirá el nombre de coeficiente de desempeño. De manera análoga a la eficiencia en ciclos de potencia, al utilizar la Primera y la Segunda Ley de la Termodinámica se puede obtener el coeficiente de desempeño en función de las temperaturas de operación. Debido a que la transferencia de calor que interesa a un refrigerador no es la misma que la que interesa a una bomba de calor, existirá un coeficiente de desempeño para cada equipo, COP_{BC} para las bombas de calor y COP_R para los refrigeradores, ambas expresiones se pueden observar en la ecuación 2.22.

Ecuación 2.22

$$COP_{BC} = \frac{Q_1}{Q_1 - Q_0}; \quad COP_R = \frac{Q_0}{Q_1 - Q_0}; \quad COP_{BC} = \frac{T_1}{T_1 - T_0}; \quad COP_R = \frac{T_0}{T_1 - T_0}$$

2.5.4 Ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor

El ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor es actualmente el ciclo más utilizado para la producción de frío en refrigeradores, aires acondicionados y bombas de calor. El ciclo es similar al ciclo invertido de Carnot con algunas modificaciones:

1. Evapora completamente al fluido de trabajo para comprimirlo cuando se encuentra como vapor saturado.
2. Reemplaza la turbina por una válvula de expansión o tubo capilar para poder disminuir la presión cuando se encuentra como líquido saturado.

El ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor, al igual que muchos ciclos termodinámicos, se lleva a cabo entre dos presiones distintas y, comienza con una compresión isotrópica que lleva al vapor saturado de la presión baja hasta la presión alta, produciendo un aumento de la temperatura. En la figura 2.5 se puede ver ese proceso representado por la línea AB. A continuación, el fluido de trabajo, llamado refrigerante en los ciclos de refrigeración, ingresa a un condensador en donde expulsa calor al ambiente manteniendo la presión constante y llega a un estado de líquido saturado, este proceso se puede ver representado por la línea BC. Posteriormente el refrigerante es estrangulado en una válvula de expansión o un tubo capilar con el objetivo de reducir su temperatura y presión hasta el nivel de trabajo menor, este proceso no es reversible y se puede ver representado por la línea CD. Por último, el refrigerante atraviesa un evaporador que ingresa calor al sistema y lleva al refrigerante hasta un estado de vapor saturado, este proceso ocurre a presión constante y se puede ver representado por la línea DA. Este último proceso aprovecha el calor de vaporización del fluido para extraer calor del espacio a refrigerar, es por eso que este ciclo de refrigeración forma parte de los ciclos de refrigeración por vaporización. La temperatura en el estado A y D será menor que la temperatura del espacio refrigerado (Cengel, 2009).

En el diagrama de temperatura y entropía para procesos internamente reversibles, el área bajo la curva representa la transferencia de calor entre los procesos que definen dichas curvas, en la figura 2.5, el área bajo la curva AD representa el calor absorbido por el sistema o el calor sustraído del espacio refrigerado, mientras que el área bajo la curva BC representa el calor irradiado a la fuente de alta temperatura. En ciclos de refrigeración, el coeficiente de desempeño depende de estas dos transferencias de calor y se puede observar que entre menor sea la diferencia entre ambos, mayor será dicho coeficiente de desempeño, algunos autores mencionan que el COP aumentará entre 2-4% por cada grado centígrado que se eleve la temperatura de evaporación o cada grado centígrado que se disminuya la temperatura de condensación (Cengel, 2009).

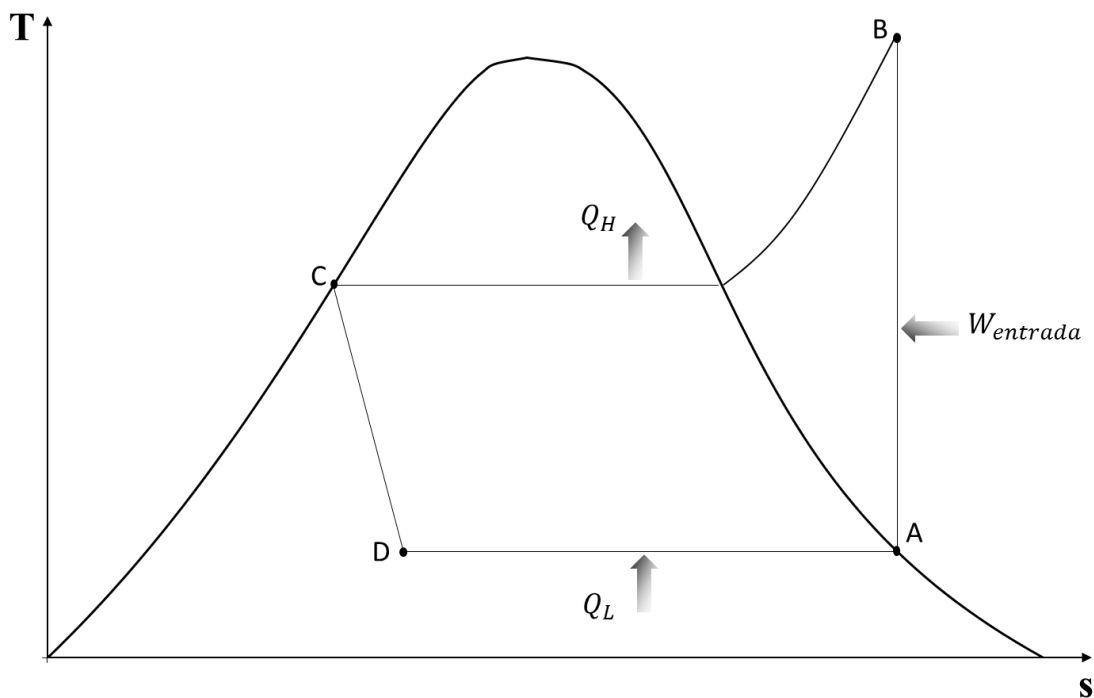


Figura 2.5 Ciclo de Refrigeración por compresión mecánica de vapor (elaborado a partir de Cengel, 2009).

Los ciclos de refrigeración por compresión mecánica suelen tener distintas variantes, como el ciclo de refrigeración por compresión mecánica de dos etapas, de cascada, de gas comprimido, etc. Sin embargo, ver aplicaciones de los mismos en aire acondicionado es muy poco usual ya que las condiciones de temperatura requeridas en esta aplicación son moderadas.

En la actualidad los sistemas de aire acondicionado que funcionan mediante ciclos de refrigeración por compresión mecánica de vapor han tenido una investigación previa basta, encontrando muchas eficiencias en los ciclos y equipos que conforman estos sistemas, resultando en una gran variedad de equipos de diversos tamaños y aplicaciones. La principal ventaja de este tipo de sistemas se deriva de esto, son una tecnología explotada en los cuales existe una instalación sencilla ya que no se requiere un análisis profundo sobre las condiciones climáticas y desempeño del equipo, con conocer la carga de enfriamiento del recinto, basta adquirir un equipo que satisfaga dicha carga en el mercado. Otra ventaja de los sistemas de acondicionamiento que funcionan mediante un ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor es que no requieren de condiciones atmosféricas específicas como la presencia de viento y sol para operar.

2.5.5 Ciclos de refrigeración por fuentes térmicas

A pesar de que los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor son los sistemas más usados en el mundo para la producción de frío en todas las aplicaciones de uso residencial, industrial y otros, sufren una gran desventaja: suelen utilizar energía eléctrica para funcionar. Esto ocasiona que no sea posible su uso en lugares remotos sin acceso a la red eléctrica, que no sean una tecnología proveniente de fuentes renovables debido a los métodos más comunes con los que actualmente se genera la energía eléctrica y los costos elevados que conlleva el uso de energía eléctrica debido a los procesos de generación, distribución y transmisión y las pérdidas existentes en toda esta cadena de suministro. Esto hace que los ciclos de refrigeración por fuentes térmicas tengan un papel importante en el futuro de la producción de frío ya que existen fuentes renovables de energía térmica y de acceso gratuito como la energía solar y el recurso geotérmico, entre otros. Además de la posibilidad de usar el calor de deshecho en una configuración de cogeneración. En aplicaciones de aire acondicionado destaca el uso de estas tecnologías debido a que en los lugares donde se requiere aire acondicionado para garantizar confort térmico suele haber una gran radiación de calor por acción del sol.

Los ciclos de refrigeración por fuentes térmicas se clasifican en tres por su funcionamiento: los ciclos abiertos, los ciclos cerrados y los ciclos termo-mecánicos. Los primeros son aquellos conocidos como los ciclos de refrigeración por sorción o desecantes, los ciclos cerrados incluyen a los ciclos de refrigeración por adsorción y por absorción y los ciclos termo-mecánicos están representados por los ciclos de refrigeración por eyección de vapor (Al-Alili, 2014). El ciclo de refrigeración por absorción será explicado con mayor detalle en el capítulo siguiente por ser objeto del presente trabajo. A continuación se ofrece una descripción de las principales tecnologías de refrigeración por fuentes térmicas distintas al ciclo de refrigeración por absorción.

- Ciclo de refrigeración por sorción o desecantes. El objetivo del ciclo de refrigeración por desecantes es reducir la humedad contenida en un flujo de aire (Al-Alili, 2014). Y con esto, temperatura por el calor latente involucrado en el proceso de deshumidificación. Pueden ser de dos tipos según el estado físico del desecante o elemento de sorción: sólidos y líquidos. En los primeros, el proceso de deshumidificación se lleva a cabo al inducir el flujo de aire a acondicionar en una estructura en forma de rueda con estructuras celulares de panal, o rueda desecante. Este elemento gira lentamente entre el flujo de aire a acondicionar y el flujo de aire proveniente del espacio a acondicionar. La rueda desecante sorbe la humedad contenida en el aire de entrada debido a una presión parcial más baja (Sarbu y Sebarchievici, 2013). Después el aire del espacio a acondicionar es usada para regeneración mediante el calentamiento del mismo, lo que provocará un aumento

de su presión parcial que ocasionará la absorción del contenido de humedad de la rueda desecante cuando sea inducido en la misma. El ciclo de refrigeración por sorción que utilizan un desecante líquido consisten en el uso de dos equipos conocidos como acondicionador y regenerador. En el primero, el desecante es rociado en el aire para sorber el contenido de humedad de este debido a su menor presión parcial. Al igual que en el uso de la rueda desecante, es requerido un proceso de regeneración para disminuir los efectos producidos por la ganancia de calor latente, este proceso se lleva a cabo en el regenerador donde el desecante es calentado con el objetivo de tener una presión parcial mayor a la del aire de regeneración, lo que provoca que este último sorba el contenido de humedad del desecante. Las fuentes térmicas se utilizan en el proceso de regeneración del aire para elevar la presión parcial del aire que se encargará de eliminar el contenido de humedad de los desecantes. En la figura 2.6 se observa un ciclo de refrigeración por sorción mediante el uso de desecantes sólidos en una carta psicrométrica donde el punto uno representa el aire a acondicionar y el punto 4 representa el aire acondicionado.

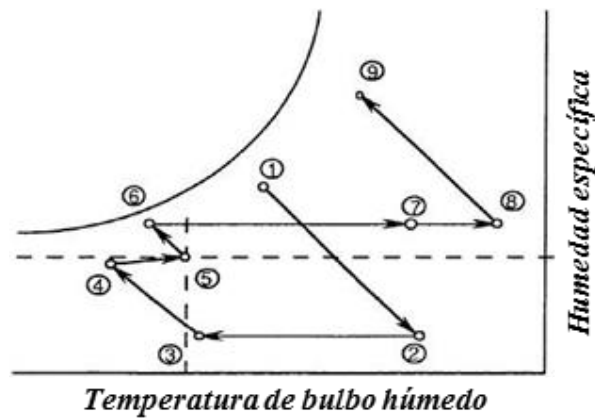


Figura 2.6 Ciclo de sorción sólido visto en carta psicrométrica (elaboración a partir de Al-Alili, 2014)

- Ciclo de refrigeración por adsorción. Los ciclos de refrigeración por adsorción son aquellos en los que las moléculas de un fluido son atraídas por las fuerzas de Van de Wall y fuerzas electrostáticas (Sarbu y Sebarhivici, 2013). Los ciclos de refrigeración por adsorción y por absorción son muy similares, excepto por el hecho de que el primero es un fenómeno de superficie y el segundo es un fenómeno de volumen (Al-Alili, 2014), por lo que se invita a leer la descripción detallada del ciclo de refrigeración por absorción para entender el funcionamiento de ambos.
- Ciclo de refrigeración por eyección de vapor. La mejor manera de entender un ciclo de refrigeración por eyección de vapor es imaginando un ciclo que funciona mediante la combinación de un ciclo Rankine, el cual es la versión real del ciclo de Carnot, y un ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor en donde el eyector de vapor es la pieza clave (Al-Alili, 2014). En este ciclo la energía térmica obtenida de fuentes térmicas es transformada en energía mecánica, la cual es utilizada para producir el efecto de refrigeración mediante la vaporización de un refrigerante. El ciclo de refrigeración por eyección de vapor sustituye el compresor del ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor por el eyector de vapor. El cual funciona mediante la expansión de un fluido impulsor en una boquilla convergente/divergente (Sarbu y Sebarhivici, 2013). El cual fue calentado previamente por alguna fuente térmica. La energía interna del fluido impulsor se transforma en energía cinética en el eyector de vapor. Este fluido se mezcla con el refrigerante de baja presión proveniente del evaporador donde transfiere su mo-

mento dinámico a este último. Al salir del eyector, se utiliza un difusor que transforma la energía cinética del refrigerante en energía interna, alcanzando la presión requerida para continuar con el ciclo.

2.5.6 Ciclo de refrigeración por absorción

Este ciclo puede ser representado como la combinación de un ciclo de Carnot y un ciclo de Carnot inverso (Herald, 1996). En la figura 2.7 se muestra un ciclo de Carnot y un ciclo de Carnot inverso, similares a los presentados en las figuras 2.3 y 2.4, respectivamente. Lo que se supone en este arreglo de ciclos es generar uno solo como resultado de los dos ciclos de Carnot. Se observa que en el proceso representado por la línea BC se muestra una expansión isotrópica realizada por una turbina dentro del ciclo de Carnot, y en el proceso representado por la línea YZ se muestra una compresión isotrópica realizada por un compresor dentro del ciclo inverso de Carnot. Para conseguir una unión de ambos procesos en uno solo se asumirá que la cantidad de trabajo realizado por la turbina en el proceso representado por la BC es similar a la cantidad de trabajo requerido en el proceso representado por la línea YZ. Esto permite la unión de ambos procesos en uno solo, en donde la entrada principal de energía al sistema consiste en el calentamiento isobárico representado por la línea AB y el efecto buscado es el enfriamiento isobárico representado por la línea WZ (Herald, 1997). Al mirar con detenimiento las direcciones de los flujos observamos que esta conclusión no es improbable.

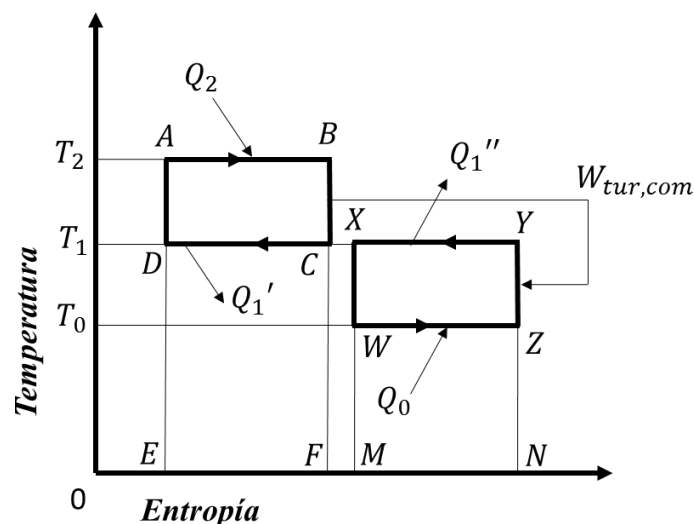


Figura 2.7 Ciclo de Carnot y ciclo de Carnot inverso funcionando como un ciclo de refrigeración por absorción (elaboración a partir de Herald, 1997)

Esta fusión de ciclos solo se podrá llevar a cabo cuando se cumplan los siguientes requisitos:

- La presión y el flujo del fluido de trabajo al salir del calentador del ciclo de Carnot deberá de ser similar a la presión y el flujo del fluido de trabajo antes de entrar al condensador del ciclo invertido de Carnot.
- La presión y el flujo del fluido de trabajo al salir del evaporador del ciclo invertido de Carnot deberá de ser similar a la presión y el flujo de fluido de trabajo antes de entrar al condensador del ciclo de Carnot.

En la figura 2.8 se muestran los equipos principales involucrados en los ciclos de Carnot y ciclo invertido de Carnot.

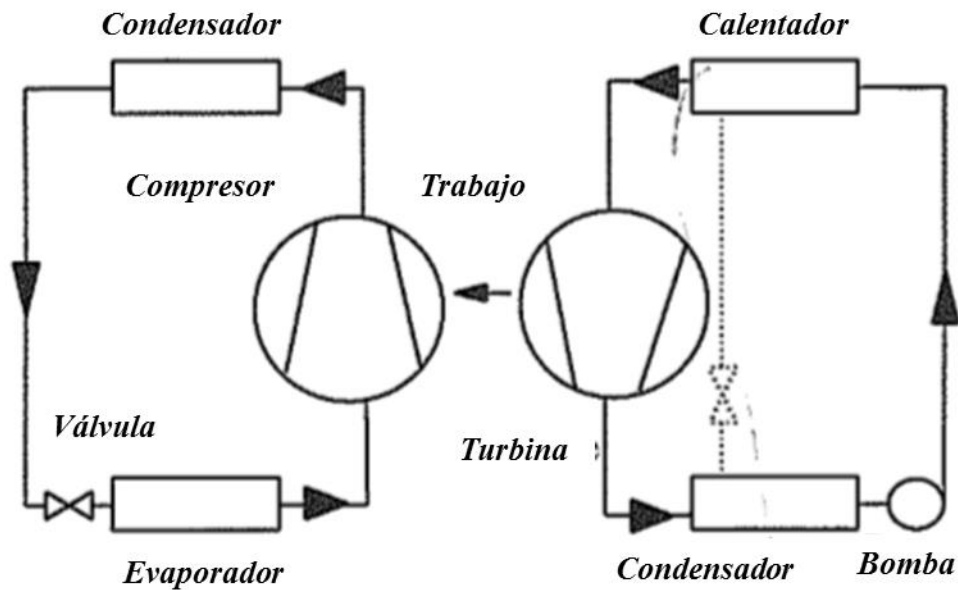


Figura 2.8 Principales equipos involucrados en el ciclo de Carnot y en el ciclo invertido de Carnot (elaboración a partir de Herald, 1997)

Para poder conseguir cumplir estas condiciones y asegurar una diferencia de temperaturas en el calentador del ciclo de Carnot y el condensador del ciclo invertido de Carnot, el fluido de trabajo en el evaporador deberá de evaporarse a una temperatura mayor que la presentada en la entrada del condensador. Esto puede conseguirse cuando el fluido presente en el evaporador es una mezcla cuya temperatura de fusión es superior a la presente en el condensador. A esta mezcla se le suele determinar solvente o absorbente, y al fluido presente en el condensador del ciclo invertido de Carnot se le denominará soluto o refrigerante (Herald, 1997).

En la figura 2.9a se muestran dos tanques conectados por una válvula, el tanque A contiene al refrigerante en estado líquido saturado, mientras que el tanque B contiene al absorbente en estado de líquido subenfriado a una presión menor que la presión de saturación del refrigerante contenida en el tanque A. Ambos tanques se encuentran en equilibrio con el ambiente.

En la figura 2.9b muestra que ocurre cuando la válvula se abre. Debido a la diferencia de presiones presentes en los tanques, un gradiente de presiones se forma, ocasionando que el refrigerante evapore y se dirija al tanque B, donde será absorbido por el solvente contenido en dicho tanque, provocando una reacción exotérmica que desprende calor al ambiente. Sin embargo, el refrigerante bajó su temperatura al verse expuesto al gradiente de presiones, por lo que al tener una temperatura menor a la de sus alrededores ocasiona un efecto refrigerante en ellos. El refrigerante es capaz de evaporarse gracias a la transferencia de calor efectuada por el efecto refrigerante.

Para que este proceso sea continuo, se requiere que se regrese a las condiciones iniciales, esto es, un equilibrio térmico de ambos tanques con el ambiente, el recipiente A conteniendo al refrigerante a la presión de saturación de este y el tanque B conteniendo al absorbente a una presión menor a la presión de saturación del refrigerante contenida en el tanque A. Para lograr esto, una vez que el soluto ha absorbido al refrigerante debido al efecto producido anteriormente, se cierra la válvula y se añade calor al tanque B, aumentando la temperatura y la presión hasta el punto en que el refrigerante contenido en el absorbente comienza a evaporarse, alcanzando su presión y temperatura de saturación. A continuación, como se muestra en la figura 2.9c, se abre la válvula y se deja fluir al refrigerante evaporado al tanque

A, que debido al proceso anterior se encuentra a una presión menor que la alcanzada después de la evaporación ocurrida en el tanque B. Una vez que las masas originales se encuentran de nuevo en los tanques correspondientes, se cierra la válvula, conteniendo a los fluidos en sus recipientes originales. Por último, en el tanque A, se lleva a cabo un enfriamiento con el ambiente hasta que este se encuentre en equilibrio con el mismo, manteniendo la presión de saturación pero alcanzando el estado de líquido saturado. De igual manera, en el tanque B ocurre también un enfriamiento que alcanza la presión original (Ramgopal, 2015).

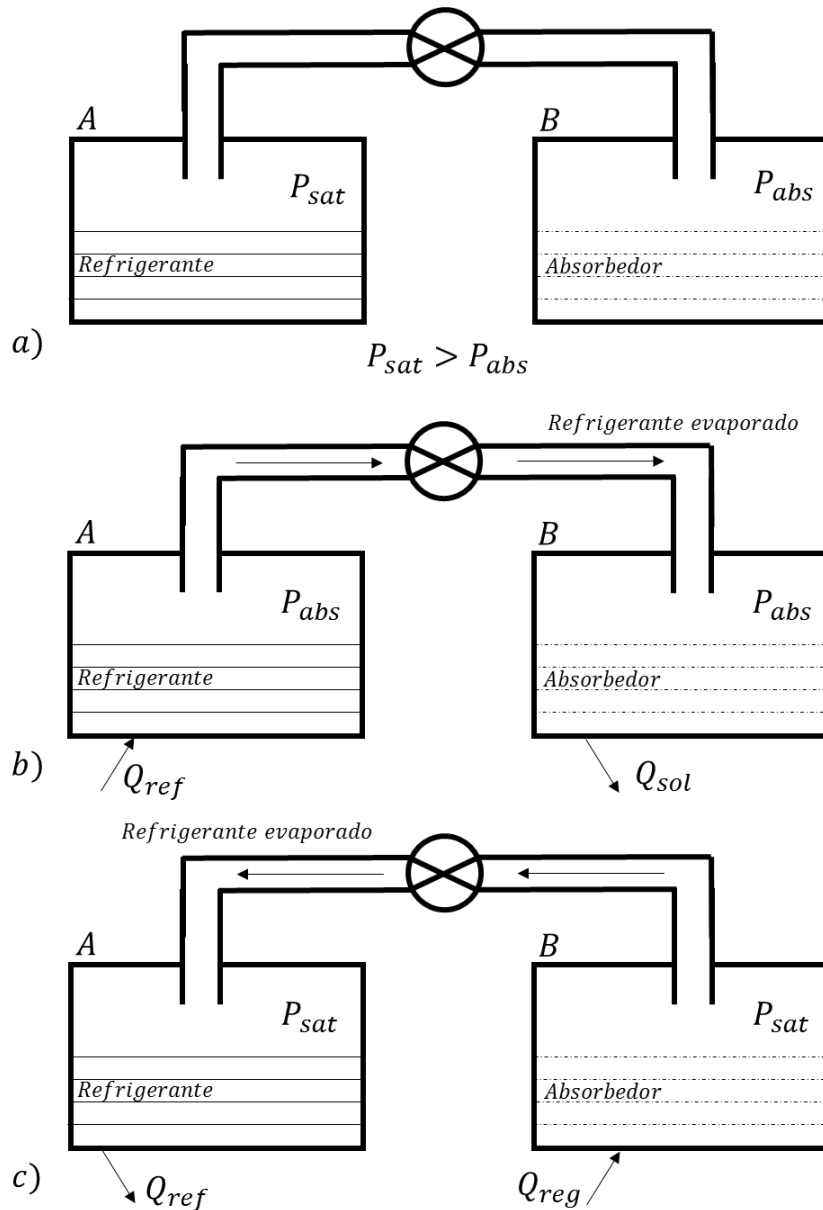


Figura 2.9 Ciclo teórico más sencillo de refrigeración por absorción (elaboración a partir de Ramgopal, 2015)

En la figura 2.9 se mostró el ciclo teórico más sencillo de refrigeración por absorción, sin embargo, esta configuración de equipos no es posible mantenerla así pues implicaría que el efecto refrigerante y la irradiación de calor al condensar el refrigerante se llevará en el mismo lugar (Ramgopal, 2015). Por lo que la figura 2.9 solo se presentó para explicar al efecto refrigerante.

Dentro de los ciclos de refrigeración por absorción habrá una clasificación en función del funcionamiento del equipo en ciclos de refrigeración por absorción de efecto sencillo, de efecto doble y ciclos avanzados. Además habrá una clasificación por el refrigerante y absorbente que utilicen, existen muchas mezclas capaces de funcionar en un ciclo de refrigeración por absorción. Sin embargo, los dos más utilizados son los ciclos de refrigeración por absorción que utilizan agua y amoníaco, el primero como absorbente y el segundo como refrigerante, y los que utilizan una solución de bromuro de litio y agua, el primero como absorbente y el segundo como refrigerante. A continuación se detallarán cada uno de los tipos de ciclos de refrigeración por absorción según su funcionamiento, dando una principal consideración a los equipos que funcionan con la mezcla de bromuro de litio y agua debido al enfoque de este trabajo:

2.5.6.1 Ciclo de refrigeración por absorción de efecto sencillo

En la figura 2.10 se muestra la configuración de un ciclo de refrigeración por absorción de efecto sencillo, este está conformado por cuatro equipos principales y cuatro equipos auxiliares. Los equipos principales son: un absorbedor, un generador² o desorbedor, un condensador y un evaporador. Mientras que los equipos auxiliares son: un intercambiador interno de calor, dos válvulas y una bomba. El ciclo está representado en un gráfico de Dühring, en donde se ubica a los equipos en función de su temperatura y presión. Se puede observar que el ciclo trabaja en dos presiones principales, la presión alta presente en el desorbedor y el condensador y la presión baja presente en el evaporador y el absorbedor.

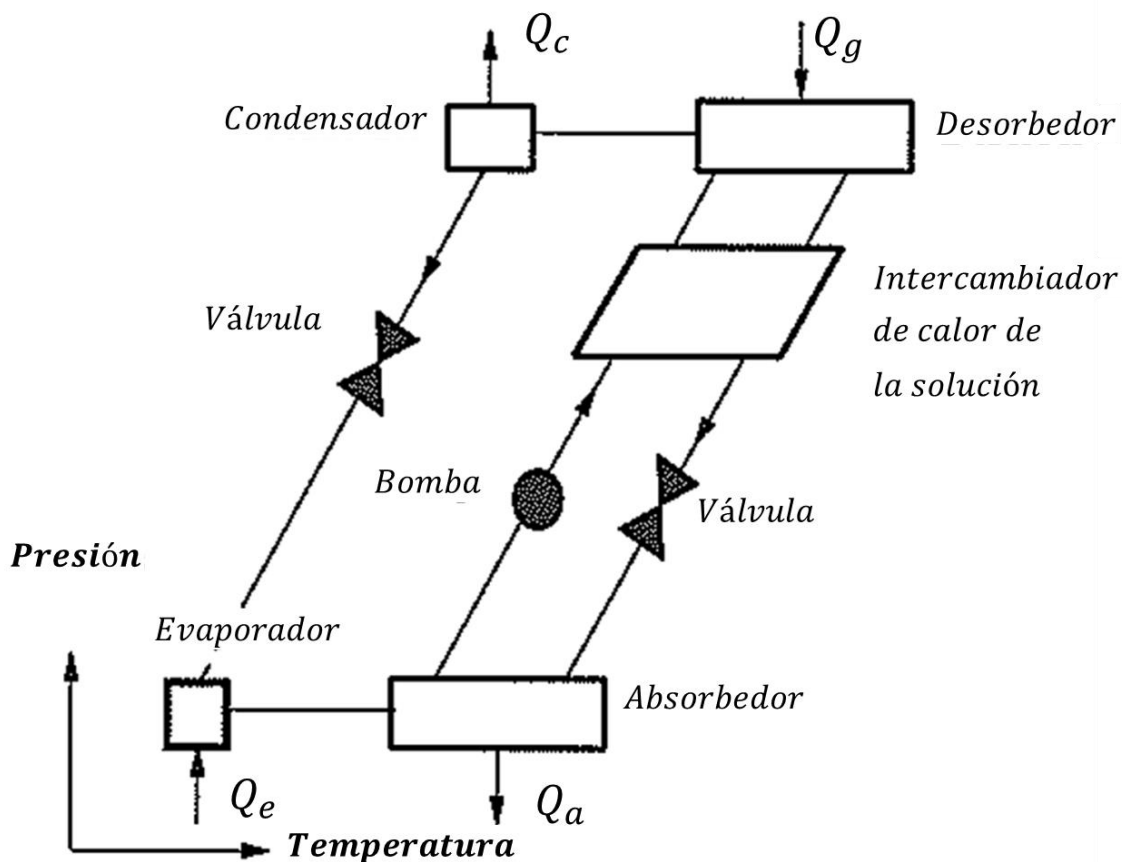


Figura 2.10 Esquema de un ciclo de refrigeración por absorción de efecto sencillo (Herald, 1997)

² El término depende de la fuente consultada. En esta tesis, de ahora en adelante, será llamado Desorbedor por la opinión del autor de que este término representa más adecuadamente su definición.

En el ciclo de refrigeración se presentarán dos sub-ciclos, uno realizado por el absorbente y uno realizado por el refrigerante, el primero estará contenido en el absorbedor, el desorbedor y los equipos secundarios contenidos entre ellos. Mientras que el refrigerante estará presente en los cuatro equipos principales y casi todos los equipos secundarios.

En el absorbedor se llevará a cabo la reacción de solución entre el refrigerante evaporado proveniente del evaporador y el absorbedor en estado líquido, expulsando calor al ambiente debido a la naturaleza exotérmica de la reacción de solución. El absorbente ocasionará que el refrigerante se condense al efectuarse la reacción de solución. Después, la nueva solución será bombeada a un intercambiador de calor donde aumentará su temperatura y presión por este precalentamiento y por la acción de la bomba. Sin embargo, será hasta el desorbedor donde recibirá una cantidad de calor externa que ocasionará la evaporación del refrigerante contenido en la solución, el cual pasará al condensador en estado de vapor saturado mientras que el absorbente regresará al intercambiador de calor, transfiriendo calor a la nueva solución que proviene del absorbedor. El absorbente pasará por una válvula de expansión para regresar a la presión contenida en el absorbedor y poder ser capaz de repetir este sub-ciclo. Por otra parte, el refrigerante evaporado saliente del desorbedor se someterá a un condensador y a una válvula de expansión para encontrarse como líquido saturado y poder llevar a cabo el efecto refrigerante, expidiendo calor al ambiente en el condensador. Por último, el evaporador ocasionará el efecto refrigerante, absorbiendo calor para poder ser capaz de evaporar al refrigerante y llevarlo hasta el absorbedor, donde se repetirá el ciclo (Herald, 1997).

2.5.6.2 Ciclos de refrigeración por absorción de efecto doble

La principal problemática del ciclo de refrigeración por absorción de efecto sencillo es que no puede aprovechar una fuente de alta temperatura para mejorar su coeficiente de desempeño. Esto hace que el ciclo de refrigeración por absorción de efecto sencillo no sea competitivo en términos económicos con el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, excepto en los casos en que haya una fuente térmica gratuita. El valor del coeficiente de desempeño es relativamente constante debido a irreversibilidades ocurridas en el sistema asociados con la transferencia de calor. Para tener un mayor coeficiente de desempeño es necesario contar con un sistema que aproveche una fuente de alta temperatura. El ciclo de refrigeración por absorción de efecto doble es una alternativa a esto. Este tiene un coeficiente de desempeño típico de 1.0 a 1.2 en comparación con el 0.7 que consigue el ciclo de refrigeración por absorción de efecto sencillo (Herald, 1997).

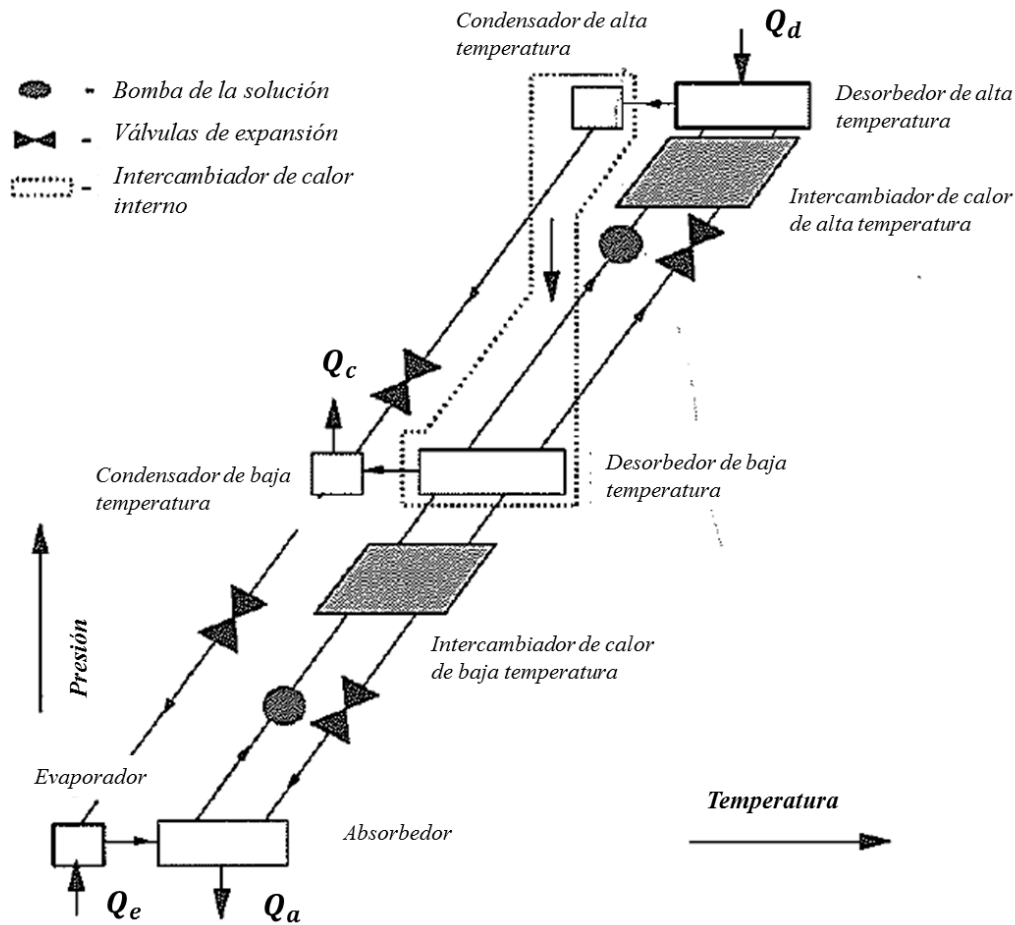


Figura 2.11 Esquema de un ciclo de refrigeración por absorción de efecto doble (Herald, 1997)

En la figura 2.11 se muestra la configuración de un ciclo de refrigeración por absorción de efecto doble, este está conformado por seis equipos principales y ocho equipos auxiliares. Los equipos principales son: un condensador de alta temperatura, un condensador de baja temperatura, un desorbedor de alta temperatura, un desorbedor de baja temperatura, un evaporador y un absorbedor. Mientras que los equipos auxiliares son: un intercambiador de calor de alta temperatura, un intercambiador de calor de baja temperatura, dos bombas y cuatro válvulas de expansión. Al igual que el ciclo de refrigeración por efecto sencillo, este está representado en un gráfico de Dühring, en donde se ubica a los equipos en función de su temperatura y presión. Este ciclo trabaja en tres presiones principales.

La principal característica del ciclo de refrigeración por absorción de efecto doble es que aprovecha el calor del condensador de alta temperatura y lo utiliza mediante el uso de un intercambiador de calor interno con el desorbedor de baja temperatura. Esto permite que la entrada de calor de alta temperatura ocurra a una temperatura significativamente más alta que el ciclo de refrigeración por absorción de efecto sencillo y el calor rechazado del condensador de alta temperatura sea aprovechado. El condensador de baja temperatura, el evaporador y el absorbedor funcionan en los mismos rangos de temperatura que el ciclo de refrigeración por absorción de efecto sencillo, produciendo el mismo efecto refrigerante, pero con un coeficiente de desempeño significativamente mayor (Herald, 1997).

Existen otras configuraciones de ciclos de refrigeración por absorción que satisfacen otros requerimientos de mejor manera a los previamente presentados. Sin embargo, estos suelen estar limitados por sus requerimientos técnicos en aplicaciones reales. A continuación, se ofrece una breve descripción de cada uno de ellos:

- Ciclo de refrigeración por absorción de medio efecto. Este ciclo se utiliza cuando la fuente térmica se encuentra a una menor temperatura que la mínima requerida por el ciclo de refrigeración de efecto sencillo. La diferencia que existe con el ciclo de refrigeración de efecto sencillo es que utiliza tres niveles de presión y presenta dos desorbedores y dos absorbedores. Cada uno de ellos funcionando en la presión intermedia, en donde el desorbedor recibe la mezcla del absorbedor típico y entrega el refrigerante en estado de vapor saturado al absorbedor, donde se lleva a cabo un segundo proceso de absorción. Después, este lo lleva al desorbedor típico donde se lleva a cabo una segunda adición de calor y una segunda vaporización del refrigerante. El inconveniente que tienen estos equipos es la gran adición de calor que se requiere para alimentar los dos desorbedores, lo que aumenta considerablemente el coeficiente de desempeño (Herald, 1997).
- Ciclos de refrigeración por absorción de triple efecto. Este ciclo sigue en etapa de desarrollo y su principal ventaja es la promesa de elevar los valores del coeficiente de desempeño de 1.4 a 1.5. Este ciclo operaría en cuatro diferentes de presiones, en donde se repetiría la configuración del ciclo de refrigeración por absorción de doble efecto mediante el uso de intercambiadores de calor internos entre los absorbedores y los condensadores de temperaturas medias y altas. Las desventajas de los equipos que funcionarán con estos ciclos será la temperatura tan elevada que se requerirá para hacer que funcione el ciclo y la corrosión que esta provocará en los equipos (Herald, 1997).

2.5.7 Refrigerantes

Los fluidos de trabajo en los ciclos de refrigeración, o refrigerantes, establecerán el desempeño y eficiencia de estas máquinas térmicas, además, las características mecánicas, químicas y térmicas se considerarán para el diseño de los equipos y la selección del refrigerante a utilizar (Herold et al, 1996).

Los factores que deberán de considerarse al seleccionar un refrigerante son:

1. Ausencia de fase sólida. Para poder fluir libremente por todo el sistema, las sustancias no deberán de estar en fase sólida en todos los estados termodinámicos presentes en el ciclo.
2. Corrosión. El fluido no deberá de ser corrosivo con el equipo, ya que de serlo, deterioraría al equipo en poco tiempo resultando en tiempos de vida muy cortos y/o costos de mantenimiento muy elevados.
3. Presión. El fluido deberá de tener las características termodinámicas de alcanzar los estados físicos requeridos a presiones moderadas, pues, de necesitar presiones muy elevadas, los equipos deberán de ser muy resistentes y ocupar mucha energía para alcanzar las presiones solicitadas. En el caso contrario, si el fluido requiere bajas presiones para alcanzar los estados físicos necesarios, se deberán tener equipos muy grandes y mucha cantidad de flujo másico, lo que consumirá también mucha energía, además de que provocará admisiones de aire en el sistema por manejar presiones tan bajas. En ambas situaciones los costos operativos aumentarían.
4. Estabilidad Química. Al asegurar esta condición se podrá saber con seguridad que las sustancias no estarán en estados físicos no deseados.

5. Seguridad. Las sustancias empleadas como fluidos de trabajo en el ciclo no deberán de ser tóxicas, inflamables o explosivas. Tampoco deberán de tener un impacto ambiental en caso de ser expedidos al ambiente por fugas, ya sea en su estado puro o al entrar en contacto con aire o agua. No deberán de reaccionar ni contaminar alimentos o los productos a refrigerar.
6. Viscosidad. El fluido deberá de tener una viscosidad moderada, pues de ser muy viscoso requerirá de mucha energía para ser trasladado y los costos operativos aumentarían, mientras que de ser muy poco viscoso, la transferencia de calor podrá verse incompleta debido a los tiempos que el fluido debe de mantenerse en los equipos para hacer una transferencia eficiente, o, los equipos deberán de tener dimensiones mayores y se deberá de utilizar una mayor cantidad de fluido, aumentando los costos iniciales y los costos operativos.
7. Temperatura. En el rango de presiones en el que se trabaja, la temperatura de congelación del refrigerante deberá de ser menor a la temperatura requerida por el ciclo, además la temperatura de vaporización no deberá de ser demasiado alta para no consumir mucha energía en alcanzar dicho estado y aumentar los costos operativos.
8. Calor latente de vaporización. Esta es una de las características más determinantes en el ciclo. Se busca que el refrigerante tenga altos valores de calor latente de vaporización para que la transferencia de calor en el evaporador y en el condensador se haga en el menor tiempo posible, reduciendo el tamaño de los equipos, la cantidad de refrigerante, y, por lo tanto, los costos operativos.
9. Calor específico. De manera análoga al calor latente de vaporización, se deberá de tener un alto valor de calor específico para realizar una transferencia de calor efectiva en el generador y así minimizar el tamaño de este, la cantidad de refrigerante y los costos relacionados (Vázquez, 1986).

Las primeras sustancias que fueron usadas como refrigerantes fueron el agua, el amoníaco, el metano y otros hidrocarburos, pero, en 1931 se lanza al mercado el diclorodifluorometano, o freón 12 y comienza una época en la refrigeración caracterizada por el uso de clorofluorocarbonos como refrigerantes, estos presentaban en general mejores características que los refrigerantes usados con anterioridad y resultan menos peligrosos que el amoníaco. Sin embargo, después del protocolo de Montreal de 1989, los refrigerantes de clorofluorocarbono fueron sustituidos por refrigerantes sintéticos conocidos como hidrofurocarbonos debido al impacto en la capa de ozono de los clorofluorocarbonos. En la actualidad los hidrofurocarbonos son los más utilizados en la industria de la refrigeración, aunque se ha seguido desarrollando equipos que utilizan agua, amoníaco y otras sustancias. Además, en la actualidad existe una vasta investigación para explorar otras sustancias que puedan servir como refrigerantes como los llamados nano refrigerantes, consistentes en refrigerantes con óxidos metálicos de tamaños reducidos añadidos que mejoran las características útiles del refrigerante (Sözen et al, 2013).

A los refrigerantes se les han asignado nombres prácticos para hacer más sencillo su identificación, esta convención fue propuesta y establecida por la ASHRAE, el modelo de asignación en un principio se adecuaba a las variaciones del freón, para los refrigerantes sintetizados a partir del metano se utilizan dos dígitos, mientras que para los sintetizados a partir del etano se utilizan tres dígitos. En los refrigerantes producidos a partir del metano el primer dígito siempre expresa el número de átomos de hidrógeno más uno y el segundo dígito expresa el número de átomos de flúor presentes. En los refrigerantes de etano el primer dígito se refiere a que el etano es el hidrocarburo base, el segundo dígito se refiere al número de hidrógenos en la fórmula (siempre será uno) y el tercer dígito se refiere al número de átomos de flúor en

la fórmula. En la tabla 2.13 se pueden observar los principales refrigerantes utilizados hoy en día, su fórmula química y su clasificación según la ASHRAE.

Tabla 2.13 Principales refrigerantes utilizados y su clasificación según la ASHRAE (elaborado a partir de Valencia, 2000).

No.	Nombre químico	Fórmula Química
Serie Metano		
10	Tetraclorometano	CCl_4
11	Tricloromonofluorometano	CCl_3F
12	Diclorodifluorometano	CCl_2F_2
13	Clorotrifluorometano	$CClF_3$
20	Triclorometano	$CHCl_3$
21	Diclorofluorometano	$CHCl_2F$
22	Clorodifluorometano	$CHClF_2$
23	Trifluorometano	CHF_3
30	Diclorometano	CH_2Cl_2
40	Clorometano	CH_3Cl
50	Metano	CH_4
Serie Etano		
110	Hexacloroetano	CCl_3CCl_3
113	1,1,2-triclorotrifluoroetano	CCl_2FCClF_2
115	Cloropentafluoroetano	$CClF_2CF_3$
123	2,2-Dicloro-1,1,1-Trifluoroetano	$CHCl_2CF_3$
134a	1,1,1,2-Tetrafluoroetano	CH_2FCF_3
141b	1,1-Dicloro-1-fluoroetano	CH_3CCl_2F
150a	1,1-Dicloroetano	CH_3CHCl_2
152a	1,1-Difluoroetano	CH_3CHF_2
160	Cloroetano	CH_3CH_2Cl
170	Etano	CH_3CH_3
Hidrocarburos		
290	Propano	$CH_3CH_2CH_3$
600	Butano	$CH_3CH_2CH_2CH_3$

600a	2-Metilpropano	$CH(CH_3)_3$
	Compuestos inorgánicos	
702	Hidrógeno	H_2
704	Helio	He
717	Amoníaco	NH_3
718	Agua	H_2O
720	Neón	Ne
728	Nitrógeno	N_2
732	Oxígeno	O_2
744	Bióxido de carbono	CO_2
764	Bióxido de azufre	SO_2
	Mezclas Zeotrópicas	
400	R-12/114(60/40)	
401A	R-22/152a/124(53/13/34)	
401B	R-22/152a/124(61/11/28)	
402A	R-22/125/290(38/60/2)	
402B	R-22/125/290(60/38/2)	
404A	R-125/143a/134a(44/52/4)	
407A	R-32/125/134a(44/52/4)	
407B	R-32/125/134a(10/70/20)	
407C	R-32/125/134a(23/25/52)	
408A	R-125/143a/22(7/46/47)	
409A	R-22/124/142b(60/25/15)	
410A	R-32/125(50/50)	
	Mezclas Azeotrópicas	
500	R-12/152a(73,8/26,2)	
502	R-22/115(48,8/51,2)	
503	R-223/13(40,1/59,9)	
507	R-125/143a(50/50)	

2.5.8 Mezclas de sustancias utilizadas en los ciclos de refrigeración por absorción

En los ciclos de refrigeración por absorción se utilizan dos sustancias, el refrigerante y el absorbente. Como su nombre lo implica, una será responsable de la tarea de producir el efecto refrigerante debido al calor latente de vaporización de la sustancia y el otro será encargado de realizar la función de absorber al refrigerante para regenerarlo una vez que fue concluido el efecto refrigerante.

En la actualidad existen dos mezclas principales que se utilizan para estos sistemas: la mezcla conformada por agua y amoníaco, en donde la primera funciona como el absorbente y el segundo como refrigerante, y la mezcla conformada por una solución de bromuro de litio y agua, en donde el primero funciona como absorbente y la segunda como refrigerante.

El funcionamiento de los sistemas que funcionan mediante un ciclo de refrigeración por absorción será determinado en gran medida por las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo (Sun et al, 2012). Entre las condiciones que deberá de asegurar el fluido de trabajo se deberá de requerir que la mezcla sea químicamente estable, que no sea tóxica y que no sea explosiva en ninguno de los procesos del ciclo. Además, deberá de cumplir propiedades termodinámicas como:

- La diferencia del punto de ebullición del refrigerante puro y la mezcla a la misma presión deberá de ser lo más grande posible.
- El refrigerante deberá de requerir de una gran cantidad de calor de vaporización y una alta concentración dentro del absorbente para mantener una baja tasa de circulación entre el generador y el absorbedor.
- Las propiedades que repercuten en la transferencia de masa y calor como la viscosidad, conductividad térmica y el coeficiente de difusión deberán de ser las óptimas.
- Tanto el absorbente como el refrigerante no deberán de ser corrosivos, amigables con el ambiente, baratos y disponibles.

Hoy en día existen muchas posibles mezclas para el funcionamiento de sistemas que operan por ciclos de refrigeración por absorción. La correcta selección de la mezcla dependerá de la aplicación a la que los equipos estarán sujetos, los niveles de temperatura y humedad requeridos, etc. Incluso es posible realizar mezclas combinando más de dos sustancias para obtener diversos resultados. La mayoría de los sistemas actuales funcionan con agua como refrigerante. Sin embargo, se requiere de una buena comprensión de todas las posibles mezclas para utilizar la más apropiada para el diseño de cada sistema (Sun et al, 2012).

Algunas de las propiedades de las mezclas utilizadas en los ciclos de refrigeración por absorción son:

2.5.8.1 Propiedades del agua y el amoníaco como fluido de trabajo

El amoníaco y el agua son la mezcla que se ha usado en ciclos de refrigeración con más anterioridad. Su uso data de mediados del siglo XVIII en aplicaciones de refrigeración, pero, no fue hasta la década de los sesentas que fue considerado su uso en sistemas de aire acondicionado (Herold, 1996).

El amoníaco es una sustancia ampliamente utilizada en el mundo y es producido en grandes cantidades. Se utiliza como fertilizante, fibras, plásticos, explosivos, limpieza, descalcificación y refrigeración. Sin embargo, el amoníaco es una sustancia tóxica en concentraciones de 25 ppm, además de flamable y explosiva en el rango de 16 a 25 % de volumen en el aire (Herold, 1996).

El agua y el amoníaco son estables en grandes rangos de temperatura y presión, el amoníaco es un buen refrigerante debido a su alto calor latente de vaporización y son una opción viable para trabajar debido a la gran capacidad del agua de absorber al amoníaco.

La principal diferencia y ventaja de los sistemas que utilizan una mezcla de amoníaco y agua son las presiones relativamente altas requeridas en los equipos, lo que facilita su diseño y dimensionamiento.

La principal desventaja se encuentra en la pequeña diferencia existente entre la presión parcial del agua y el amoníaco, lo que ocasiona que exista una porción de vapor de agua en los equipos que producen el efecto refrigerante, ocasionando la necesidad de un mejor diseño de los equipos y un aumento en la temperatura del evaporador para evitar la acumulación del agua en este equipo.

El amoníaco es además un agente corrosivo del cobre, por lo que no es posible utilizar este metal o ningún material con contenido de cobre, ocasionando que los equipos sean de acero o acero inoxidable. Lo que conlleva el problema de la alta conductividad que tiene el acero, provocando la necesidad de utilizar aislantes en los equipos.

2.5.8.2 Propiedades del bromuro de litio y el agua como fluido de trabajo

La solución de bromuro de litio es utilizada como absorbente en los ciclos de refrigeración por absorción porque es una de las mejores opciones encontradas entre cientos de fluidos de trabajo considerados (Herold, 1996).

La principal ventaja de los sistemas que utilizan una solución de bromuro de litio es su volatilidad relativa. En el caso de las sales, la volatilidad es prácticamente nula, haciendo que sea despreciable la cantidad de bromuro de litio en los equipos encargados de realizar el efecto refrigerante.

Una de las desventajas de utilizar una sal en un proceso como este es el riesgo de que la sal forme cristales por efecto de la precipitación, efecto dependiente de la temperatura y la fracción másica en la solución. Esto puede ocasionar obstrucciones por la formación de cristales a la salida del intercambiador de calor donde las temperaturas son bajas y la fracción másica es alta. Esto crea la necesidad de un diseño más eficiente que evite alcanzar las condiciones de la creación de cristales.

En la presencia de oxígeno, el bromuro de litio es muy agresivo con algunos metales como el cobre y el acero. Sin embargo, si se utiliza un buen diseño, el interior del sistema no contendrá oxígeno y la corrosión puede evitarse. Se pueden utilizar sellos de polímeros para evitar la entrada de oxígeno al sistema.

Sin embargo, la principal desventaja del bromuro de litio como absorbente en un ciclo de refrigeración por absorción proviene de las necesidades de presión de vacío que se requiere para su operación ocasionada de la necesidad del uso de agua como refrigerante. Esto conlleva el uso de equipos más robustos y grandes y sellos herméticos para evitar la entrada de aire atmosférico.

2.6 Sistemas de ventilación

La necesidad de una ventilación de los recintos internos ocupados por seres vivos es imperante por motivos de salud y de confort. La primera razón por la que es indispensable una ventilación eficiente es para asegurar la adecuada provisión de aire para respiración. En teoría, los edificios actuales suelen tener diseños que toman en cuenta este requerimiento (Edwards, 2005). La segunda razón es para asegurar un confort térmico de los ocupantes o las condiciones de temperatura y humedad requeridas para algún proceso industrial. Finalmente, la tercera razón por lo que una ventilación es eficiente es para la extracción de contaminantes aerotransportados como: el vapor de agua, el crecimiento de moho, ácaros, monóxido de carbono, dióxido de carbono, óxidos de nitrógeno, compuestos orgánicos volátiles, formaldehidos, y otros contaminantes (Edwards, 2005).

La ventilación ha estado presente desde hace muchos años en las residencias humanas, existen evidencias de edificaciones con diseños de ventilaciones naturales en edificaciones chinas que datan del periodo neolítico (Etheridge, 2012). La ventilación se divide en dos debido a su funcionamiento: la ventilación

natural que funciona por un correcto diseño arquitectónico o estructural que permite el movimiento natural de aire en los recintos y la ventilación mecánica que funciona con la asistencia de equipos mecánicos como ventiladores, inyectores, extractores, etc. Los sistemas de aire acondicionado son un tipo de ventilación mecánica o natural que además incluye un efecto de enfriamiento por algún ciclo de refrigeración.

2.6.1 Sistemas de ventilación natural

Los sistemas de ventilación natural siempre han existido con la edificación de recintos, la ventilación mecánica solo ha existido los últimos 150 años (Etheridge, 2012). Últimamente, la necesidad de construir edificaciones más sustentables ha impulsado a reutilizar tecnologías de refrigeración natural que minimicen el impacto ecológico de las edificaciones en el medio ambiente.

Otra de las ventajas que los sistemas naturales de ventilación tienen en comparación con los sistemas mecánicos de ventilación es su costo operativo reducido, si no es que inexistente. Las limitaciones que presentan estos sistemas es que están confinados a climas templados en donde una calefacción o acondicionamiento del aire no es requerida para alcanzar los estándares de confort térmico o las consideraciones necesarias para llevar a cabo procesos industriales. Sin embargo, incluso para estos casos, un sistema de ventilación natural con un acondicionamiento o calefacción efectiva puede generar importantes ahorros energéticos, Khanal y Lei mencionan que se espera que la ventilación natural genere ahorros del 10% en el acondicionamiento de aire y un 15% del consumo anual de energía en ventiladores cuando las condiciones climáticas y operacionales lo permitan. Es posible combinar las técnicas de ventilación natural con métodos de enfriamiento o calefacción para lograr estándares de confort con un consumo energético significativamente menor que los sistemas asistidos por ventilación mecánica (Hughes et al, 2012)

La ventilación natural dependerá de la dirección del viento, la velocidad del mismo y la diferencia de temperaturas. Existen una gran variedad de sistemas que utilizan a la ventilación natural en edificaciones y la aplicación de la misma en edificaciones dependerá en gran medida de las condiciones deseadas y las condiciones climáticas disponibles.

A continuación, se presentan algunas de las técnicas de ventilación natural utilizadas hoy en día:

- Torres de viento. Las torres de viento son una tecnología que ha sido utilizado en Medio Oriente por muchos años. Consiste en una torre de gran altura con una, dos, cuatro o más aberturas situadas estratégicamente al flujo de viento con el objetivo de aprovechar las diferencias de presiones que el mismo provoca e inducir un flujo a un recinto con el objetivo de crear un flujo natural de ventilación. Existen muchas configuraciones de torres captadoras de viento y el diseño deberá de considerar factores como la velocidad del viento, la diferencia de temperaturas requeridas y otros factores. Usualmente, una torre captadora de viento de gran altura provoca una diferencia de presiones mayor lo que ocasiona un mayor flujo de aire y una ventilación más eficiente. Además, una torre de gran altura recolectará aire con una menor cantidad de polvo y contaminantes. Sin embargo, una torre muy alta será muy cara de construir y mantener. Existen torres captadoras de viento con tecnología moderna capaces de combinar el efecto producido por la ventilación natural y técnicas modernas de acondicionamiento (Hughes et al, 2012). En la figura 2.12 se pueden observar torres captadoras de viento utilizadas en Medio Oriente con configuraciones de: a) una abertura, b) dos aberturas, c) cuatro aberturas y d) aberturas octaédricas. Mientras que en la figura 2.13 se pueden observar torres captadoras modernas usadas actualmente en la universidad de Qatar ubicada en Doha para proporcionar una ventilación natural al edificio.

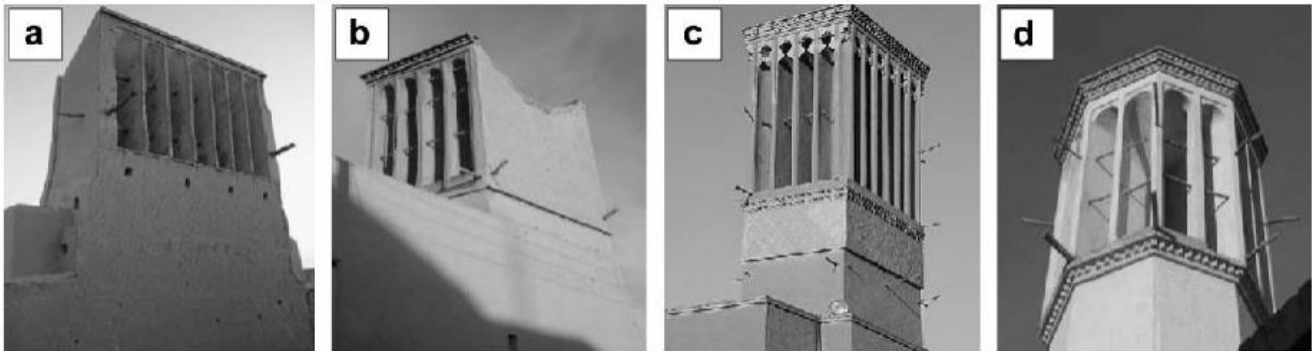


Figura 2.12 Torres tradicionales captadoras de viento con distintas configuraciones: a) una abertura, b) dos aberturas, c) cuatro aberturas y d) aberturas octaédricas. (Hughes et al, 2012).

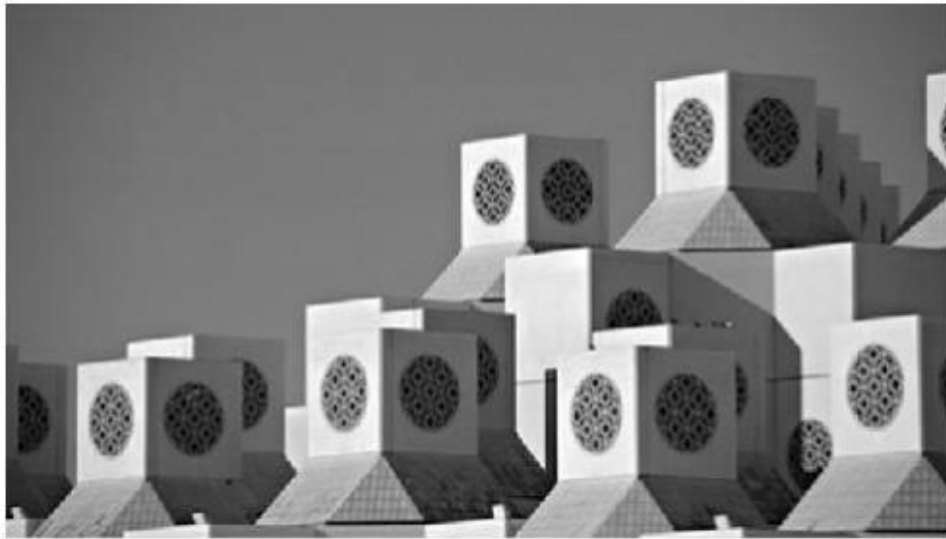


Figura 2.13 Torres modernas captadoras de viento utilizadas en la Universidad de Qatar en Doha (Saadatian et al, 2012).

En la actualidad, existe un proyecto conocido como “El concepto de la torre captadora de viento”, el cual consiste en una torre de 125 pisos con un perfil aerodinámico capaz de rotar en su propio eje central con el objetivo de absorber la energía cinética del viento y utilizarlo para producir energía para satisfacer sus propias necesidades eléctricas, hidráulicas y térmicas con el uso de turbinas instaladas verticalmente en la parte más alta de su estructura. En la figura 2.14 se puede observar un esquema de dicho concepto.

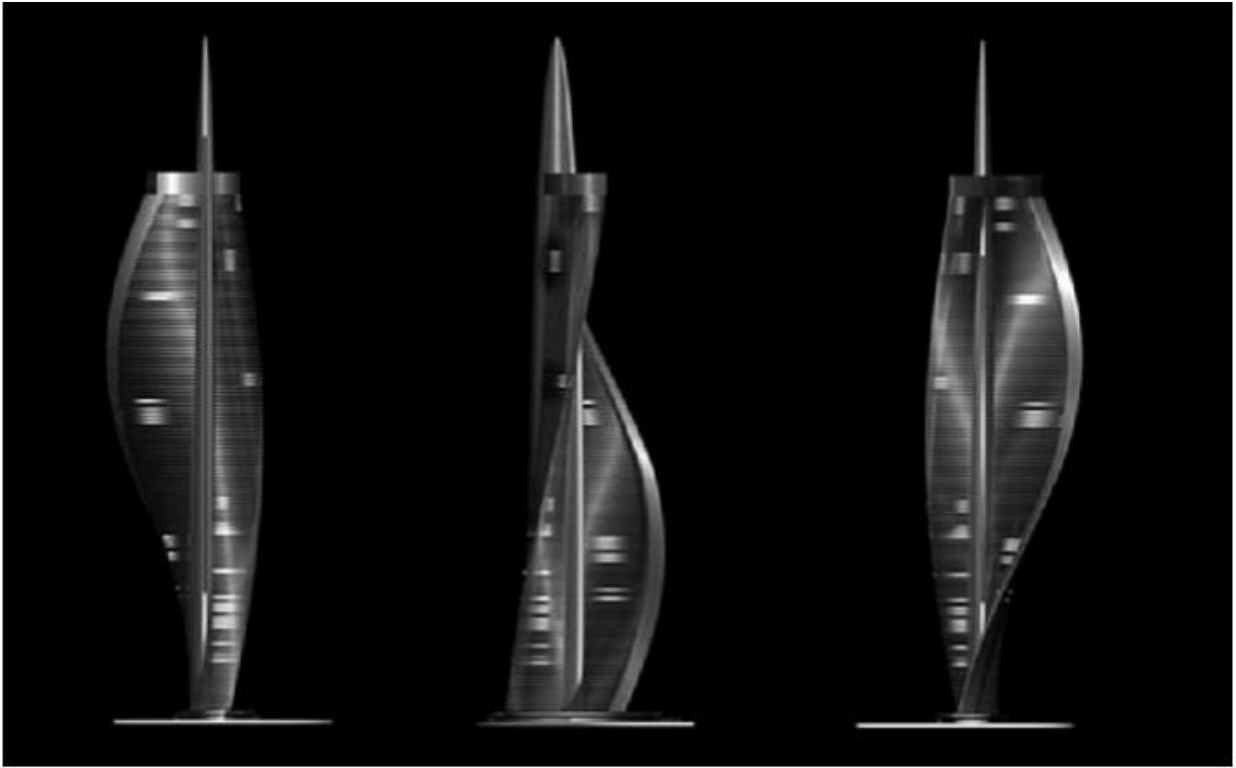


Figura 2.14 Diseño esquemático de la torre captadora de viento (Saadatin et al, 2012)

- Chimeneas solares. En la aplicación anterior el parámetro que inducía el flujo de aire era el viento exterior que provocaba un gradiente de presión en el recinto que ocasionaba un flujo al interior del edificio que ventilaba al mismo. Las chimeneas solares funcionan con un principio distinto. Las chimeneas solares se utilizan en aplicaciones en donde no se cuenta con una corriente de aire externo, por lo que no se creará el gradiente de presiones debido al mismo. Sin embargo, las chimeneas solares utilizan un gradiente de presiones causado por la diferencia de temperaturas y la diferencia de densidad del aire alrededor del recinto. Las chimeneas solares utilizan el principio conocido como efecto chimenea. Cuando la temperatura externa es menor, el aire del interior del edificio saldrá del mismo por la parte superior, y debido a la flotabilidad, el aire creará un gradiente de presión en la parte inferior del edificio que provocará que el aire externo entre por dicha zona al edificio, el aire después se calentará y ascenderá ocasionando un flujo cíclico en el interior del edificio. Cuando la temperatura del edificio sea menor, el flujo se invertirá, saliendo de la parte inferior del edificio y entrando en la parte superior. La chimenea solar genera diferencias de temperaturas suficientes al maximizar la ganancia del calor solar. La combinación del calor absorbido por efectos radiativos y conductivos resulta en un movimiento apreciable de aire que produce una ventilación efectiva. Existen diversos factores de diseño de chimeneas solares determinados por la localización, el clima, la orientación, el espacio a ser ventilado y la carga de enfriamiento. Sin embargo, todas las chimeneas solares cuentan con elementos básicos como colectores solares, coberturas transparentes y aberturas. La eficiencia de las mismas estará en función de características como el alto de la misma, el tamaño de las aberturas, la altura del espacio ventilado y propiedades térmicas de los materiales que la conforman. También hay que considerar que las chimeneas solares son capaces de generar un efecto térmico que podría evitar el uso de sistemas de acondicionamiento o calefacción (Khanal y Lei, 2011). En la figura 2.15 se puede observar una imagen del colegio Lycée français Charles de Gaulle, ubicado en Damasco, donde

mediante un sistema de chimeneas solares y un sistema de enfriamiento natural se aseguran las condiciones de confort térmico en el instituto (Samhuri, 2013).



Figura 2.15 Chimeneas solares en el colegio Lycée français Charles de Gaulle, ubicado en Damasco (Samhuri, 2013)

- Atrios. Otro elemento arquitectónico que utiliza el principio del efecto chimenea es el atrio. Este tiene su origen en la antigua Mesopotamia (Moosavi et al, 2014), o en las antiguas Grecia y Roma (Li et al, 2014). Un atrio consiste en un espacio grande, central y frecuentemente rodeado de espejos transparentes que aprovecha la luz solar y el efecto chimenea para iluminar y ventilar naturalmente un edificio, además de provocar una mayor interacción y socialización de los ocupantes. Los atrios centrales funcionan con el mismo principio que las chimeneas solares, con el efecto chimenea y la flotabilidad que esto provoca en el aire contenido en el atrio que genera un flujo de aire vertical. El uso de los atrios centrales se recomienda principalmente en edificios de climas tropicales. Los atrios tienen la capacidad de ser diseñados para distintos propósitos dependiendo de su configuración (Moosavi et al, 2014).

2.6.2 Sistemas de ventilación mecánica

Los sistemas de ventilación mecánica se pueden clasificar en dos tipos: los primeros como aquellos que no tienen un sistema de acondicionamiento o calefacción y los que sí lo tienen. Un sistema de ventilación mecánica suele usarse cuando no fue considerado un sistema de ventilación natural en el diseño del edificio o cuando las condiciones climáticas no son aptas para asegurar los parámetros térmicos del diseño. Los sistemas de ventilación mecánica están compuestos por dispositivos conocidos como ventiladores. Los cuales pueden ser ventiladores de flujo axial o ventiladores centrífugos. La diferencia radica

en la dirección del aire cuando pasa a través de ellos, los primeros impulsan el aire a lo largo del eje del ventilador, mientras que los ventiladores centrífugos impulsan el aire radialmente a dicho eje (Pita, 1997).

Dentro de cada tipo de ventiladores existirán muchas otras configuraciones y la selección del ventilador apropiado estará en función del funcionamiento del mismo (Pita, 1997). Por ejemplo, los ventiladores de hélice no crean altas presiones, por lo que en general son utilizados cuando se cuenta con poco o nada de ductería. Para los sistemas de aire acondicionado, los ventiladores centrífugos son los más utilizados. Las curvas de funcionamiento de un ventilador son unas líneas curvas que grafican características de los ventiladores al trabajar, estas consisten en la relación existente entre la presión que crea el ventilador y el flujo volumétrico provocado por la misma y son determinantes para la selección de estos equipos.

2.7 Tipos de sistemas de aire acondicionado

Un sistema de aire acondicionado suele ser un sistema conformado por un subsistema que utiliza un ciclo de refrigeración para la producción de frío y un sistema de ventilación que transfiere dicho frío al espacio a acondicionar. Existen una variedad inmensa de equipos y distintas configuraciones para conformar un sistema de aire acondicionado, pudiendo diseñarse y construirse de diversas formas considerando un número basta de condiciones. Por ejemplo: es posible diseñar un sistema de aire acondicionado que utilice los principios del ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor que transfiera dicho frío con un sistema de ventilación natural por torres captadoras de viento, respaldado por un sistema de ventilación mecánica.

Los sistemas de aire acondicionado, ventilación y calefacción son responsables actualmente del 40% del total de consumo de energía eléctrica en edificios (Vakiloroaya et al, 2014). Esto se debe en gran medida a que la mayoría de los equipos comerciales que se encuentran instalados hoy en día y que se venden en el mercado funcionan con una ventilación mecánica, una calefacción mediante quema de combustibles fósiles o consumo de energía eléctrica y sistemas de aire acondicionado por compresión mecánica. En E.E.U.U., en 2009, se consumieron 635 billones de BTUS en aire acondicionado en el sector residencial, esto es, 6.2% del consumo energético total de este sector. Además, en zonas residenciales ubicadas en climas cálidos y húmedos, el 21% del consumo total del sector fue en aire acondicionado. De los cuales, los 635 billones de BTUS provinieron de energía eléctrica, lo cual representa que el 100% del aire acondicionado en el segundo país cuyo sector residencial consume más energía en el mundo fue producido por sistemas de aire acondicionado por compresión mecánica o alguna variante de estos (DOE, 2012) (IEA, 2013).

Los sistemas de aire acondicionado suelen clasificarse por el fluido utilizado en la distribución térmica del sistema en (Ramgopal, 2015):

- **Sistemas todo aire.** Como su nombre lo implica, estos sistemas utilizan exclusivamente aire para la transferencia de calor entre el sistema de refrigeración y el espacio a acondicionar. Este flujo de aire puede ser inducido por ventilación natural, aunque normalmente es inducido por ventiladores. La ventaja de los sistemas todo aire es que tiene el mayor potencial en la conservación de la energía ya que utilizan el aire externo de manera efectiva, suelen ser muy precisos y con sistemas de ductos dobles son capaces de realizar acondicionamiento y calefacción de manera simultánea. Además, proveen una buena distribución térmica y son silenciosos. Sin embargo, presentan algunas desventajas como el hecho de que ocupan una gran cantidad de espacio y están limitados a las condiciones del aire externo. En general son utilizados en espacios con requerimientos individuales de confort térmico como oficinas, aulas de clases, laboratorios, hospitales, hoteles, bares, etc. También son utilizados en edificios que requieren un control preciso de las condiciones de confort como habitaciones con equipos de cómputo, cines e instalaciones de investigación.

- **Sistemas todo agua.** De manera análoga a los sistemas todo aire, su nombre proviene de que estos sistemas que utilizan agua exclusivamente para la transferencia de calor entre el sistema de refrigeración y el espacio a acondicionar. Se deberá de hacer uso de un equipo adicional para realizar la transferencia de calor con el aire del espacio refrigerado cuando el agua llega a los espacios a acondicionar, dicha transferencia será llevado a cabo por un radiador, un convector o un ventilador. Los sistemas todo agua tienen la ventaja de ocupar espacios reducidos, presentan la posibilidad de controlar recintos individuales, son capaces de utilizar energía solar térmica o calor de desperdicio para calefacción y es posible un acondicionamiento y calefacción simultáneo con un sistema de cuatro bombas. Las desventajas que presentan estos sistemas es que requieren un gran mantenimiento, el drenaje de agua condensada puede ocasionar problemas, no tienen un sistema de ventilación integrado y el control de la humedad es complicado. En general son utilizados en edificios con espacios con requerimientos individuales de control térmico.
- **Sistemas aire-agua.** En este sistema, se utilizan tanto agua como aire para realizar la transferencia de calor entre el espacio a acondicionar y la central de refrigeración. En general, se utiliza el aire para neutralizar las ganancias latentes de calor y el agua para neutralizar las ganancias sensibles de calor del recinto. Las ventajas de estos sistemas es que permiten el control individual de recintos, presentan la posibilidad de realizar un acondicionamiento y calefacción de manera simultánea, los equipos ocupan muy poco espacio, suelen tener ventajas en la ventilación del recinto y evitan la aparición de hongos y musgo. Las desventajas de estos sistemas consisten en que estos sistemas tienen sistemas de control más complejos, suelen ser sistemas limitados a zonas perimetrales y en general son sistemas más caros. Estos equipos suelen utilizarse en edificios con cargas de enfriamiento grandes.
- **Sistemas cerrados o empaquetados.** Estos sistemas consisten en equipos sellados en donde todo el sistema de aire acondicionado se encuentra en una unidad individual. Cada equipo consiste en un sistema de refrigeración, ventiladores, radiadores y todos los equipos necesarios para llevar a cabo el acondicionamiento o calefacción en donde sean ubicados. Dependiendo de su aplicación se dividen en sistemas de aire acondicionado de ventana, tipo Split, bombas de calor, etc. Los equipos varían desde fracciones de toneladas de refrigeración hasta 100 toneladas de refrigeración. Las ventajas de estos sistemas es que son económicos, el acondicionamiento de recintos es posible e independiente, los equipos suelen estar respaldados por el fabricante y la instalación y operación del sistema es sencilla. Las desventajas que presentan estos sistemas son la poca flexibilidad de adaptarlos a condiciones distintas a las que fueron diseñados, consumen mucha energía, no son buenos controlando la humedad, son ruidosos, ofrecen una ventilación limitada, no suelen ser muy estéticos y tienen un tiempo de vida muy corto. Estos equipos suelen utilizarse en lugares donde la inversión inicial está limitada o en edificios previamente construidos sin espacio para instalar sistemas más complejos.

Capítulo 3. Estado del arte

El siguiente capítulo pretende dar un breve panorama sobre los sistemas existentes que tienen una aplicación actual, brindando confort térmico mediante ciclos de refrigeración por absorción, dando prioridad a los sistemas que funcionan mediante el aprovechamiento térmico del recurso solar. Sin embargo, se mencionarán brevemente sistemas que aprovechan fuentes térmicas distintas ya que los mismos son replicables.

Blanco *et al.* simularon la utilización de un sistema de aire acondicionado que funciona mediante un ciclo de refrigeración por absorción de efecto simple con bromuro de litio y agua como fluidos de trabajo para regular las condiciones atmosféricas dentro de un invernadero de 300 m² en la comuna de Valenzano, en la provincia de Bari, en la región de Apulia, en el sur de Italia. Una de las zonas más expuestas al calor mediterráneo. Blanco *et al.* mencionan que la importancia de controlar las condiciones ambientales en el invernadero mediante este sistema permite una mayor producción, mejores condiciones laborales dentro del invernadero y ahorros energéticos. Como alternativas mencionan el uso de ventilación natural y artificial, el uso de sombras, el uso de ciclos de refrigeración convencionales (por compresión mecánica de vapor) y el uso de sistemas de enfriamiento por evaporación. Descartan el uso de los primeros dos sistemas debido a que en la temporada de primavera y verano resultan insuficientes. Ellos formulan además que el uso de un sistema de ciclo por refrigeración convencional presenta la dificultad de tener costos muy elevados. Por último, ellos descartan también el sistema de enfriamiento por evaporación debido a que requieren de una gran cantidad de agua de alta calidad, elemento crítico en el invernadero.

Blanco *et al.* enfocan su análisis en el desempeño del sistema en el verano, cuando las temperaturas son las máximas. Además de estudiar otros aspectos como: la relación entre el área de cultivo y el área de colectores solares, la coincidencia temporal entre los picos de demanda de refrigeración y la presencia del recurso solar, la capacidad de enfriamiento del sistema y el consumo de energía.

El sistema que simularon consiste en un colector solar de tubo evacuado que provee calor a un chiller de absorción que produce agua fría mediante un sistema de distribución compuesto por tubos posicionados sobre la cosecha. Esto es con el objetivo de asegurar las condiciones térmicas óptimas exclusivamente sobre la cosecha y no todo el invernadero, reduciendo así el dimensionamiento del equipo.

La cantidad de energía de enfriamiento anual requerida calculada fue de 113 [GJ], la energía que sería necesaria que los colectores solares absorban para lograr eso sería de 157 [GJ]; y la energía disponible es de 265 [GJ], mucho más que lo requerido por el invernadero. Además, mediante el uso del software Simulink, hicieron una simulación de cada 15 minutos durante un año simulado y no encontraron ni un momento en donde el recurso solar no fuera capaz de permitir que el sistema mantenga las condiciones ambientales en los parámetros deseados, que son: mantener el tanque de agua de enfriamiento entre 7 y 12 [°C].

Agrawal *et al.*, mediante el mismo método de diferencia de temperatura de carga de enfriamiento que es utilizado en esta tesis, elaboraron un estudio donde estimaron diferentes cargas de enfriamiento en un salón de clases localizado en el distrito de Hamirpur, en el estado de Himachal Pradesh, en el norte de India. Lugar donde se presenta un clima templado con temperaturas altas y húmedas entre los meses de mayo a septiembre. Ellos después diseñaron un sistema de aire acondicionado por ciclo de refrigeración por absorción con una mezcla de bromuro de litio y agua como fluido de trabajo e hicieron un análisis comparativo de costos con un sistema tradicional de refrigeración por compresión mecánica de vapor.

Asumiendo una habitación de 240 metros cuadrados ocupada por 90 estudiantes durante 9 horas en donde la temperatura de confort fue fijada en 20 [°C] obtuvieron una carga de enfriamiento de 33.6 [kW]. Ellos mencionan que el costo de un sistema convencional por compresión mecánica de vapor está disponible por alrededor de 350 mil rupias, ó 5,000 dólares, a esto se le suma el costo promedio del kWh en India

que es de 3.25 rupias por kWh o 4.7 centavos de dólar.³ Por el otro lado, el costo de un sistema del mismo tamaño de un sistema por absorción es de 260 mil rupias y el precio de los sistemas colectores solares es de 5.25 mil rupias por metro cuadrado. Estas suposiciones entregan un tiempo de retorno de inversión de 6 años.

Drosou *et al.* proponen la implementación de un sistema de aire acondicionado por absorción de efecto doble para dos edificios de 8,940 y 12,110 metros cuadrados utilizables cada uno de ellos. Los edificios se encuentran ubicados en el campus de la universidad de Aristotle en Thessaloniki, al norte de Grecia. El primer edificio tiene 9 pisos de 3 metros de altura y una longitud y espesor de 45 y 16 metros, respectivamente. El segundo edificio tiene la misma geometría, pero es mayor ya que cuenta con 10 pisos, una planta baja y un mezzanine. La carga de enfriamiento de los edificios fue calculada en 477 [kW] y 670 [kW], respectivamente.

Drosou *et al.* encontraron que hay una coincidencia entre la carga de enfriamiento y la disponibilidad de energía solar, por ende, la coincidencia entre los requerimientos de enfriamiento del edificio con la gran irradiación solar. También encontraron que el uso de concentradores solares parabólicos presenta una ventaja contra colectores solares de tubos aislados. Drosou *et al.* concluyen que es difícil implementar un sistema de enfriamiento por aprovechamiento solar en edificios energéticamente ineficientes debido a la necesidad de instalar dispositivos de sombra, ventilación natural, y reducción de sistemas de alumbrados.

Lu llevo a cabo un análisis tecno-económico en la provincia de Shandong, en China. Lu hizo una comparación entre diferentes sistemas impulsados por energías de segundo grado. En específico comparo como fuentes de energía primaria el uso de colectores solares planos, colectores solares evacuados en forma de U, colectores solares de alta eficiencia y temperaturas medias y calor de desperdicio. Además de comparar el uso de chilleres de absorción de simple efecto, de doble efecto, un sistema híbrido que puede funcionar tanto en efecto simple o doble y un chiller de alta eficiencia que utiliza amoniaco como fluido de trabajo. Lu entonces hizo simulaciones con más de diez escenarios diferentes y encontró que cualquier de ellos tiene un tiempo de retorno de inversión menor a diez años, siendo la combinación más atractiva en costos es el uso de un chiller de doble efecto con calor de desperdicio.

Jusoh *et al.* llevaron a cabo un estudio una simulación de un sistema de aire acondicionado mediante un ciclo de refrigeración por absorción de efecto simple para pequeñas residencias. En su investigación mencionaron que, en Malasia, a pesar de que cuentan con un recurso solar abundante, se utilizan estos sistemas únicamente en proyectos de gran escala como en el aeropuerto internacional KL, edificios gubernamentales en Putrajaya y edificios KLCC. Jusoh *et al.* encontraron que con solo tener la bomba que impulsa al sistema operando en un horario de 8:00 am a 5:00 pm y el uso de un tanque de almacenamiento de calor eran capaces de satisfacer la carga de enfriamiento durante todo el día. El sistema propuesto obtuvo una capacidad máxima de enfriamiento de casi 2 KW a las seis de la tarde.

Yabase *et al.* desarrollaron un sistema de aire acondicionado que funciona mediante un ciclo de refrigeración por absorción de efecto simple que construyeron en la ciudad de Kusatsu, en la prefectura de Shiga, Japón en 2010. Después de esta fase de prototipo construyeron un segundo sistema en la universidad de Indonesia, en la ciudad de Depok, en 2014. Además, evaluaron la reducción de gases de efecto invernadero y la reducción de emisiones de contaminantes en Indonesia por la implementación de sistemas similares al construido.

El prototipo instalado en Japón fue diseñado para satisfacer una carga de enfriamiento de 738 kW mediante calentadores de tubos al vacío con un área equivalente de 260 m². Mientras que el prototipo instalado en Indonesia se diseñó para satisfacer una carga de 281 kW de un edificio de 1500 metros

³ Tasa de cambio aproximada al 26 de agosto de 2018.

cuadrados entre los seis pisos que conforman al edificio. La principal modificación que hicieron al sistema en Indonesia fue un sistema de control más robusto que les permitió mejorar la operación y automatización del sistema inicial.

Los equipos implementados por Yabase *et al.* cuentan con un calentador de gas de respaldo para complementar a los calentadores solares cuando los mismos no sean suficientes para ocuparse de toda la carga de enfriamiento. El principal hallazgo que encontraron de esta relación de sistemas es que los calentadores solares pueden reducir hasta un 32% el consumo de gas cuando la carga de enfriamiento es máxima y los calentadores solares proveen agua a 90°C gracias a la presencia del recurso solar.

Basados en el sistema instalado en Indonesia hicieron una relación con sistemas de aire acondicionado que funcionan mediante el ciclo de refrigeración convencional, calcularon entonces el consumo de energía eléctrica de ambos sistemas basándose en la carga de enfriamiento de un año entero calculando la misma con datos históricos de temperaturas y radiación solar. En sus resultados observaron como el sistema implementado ofrece una reducción de 43% en las emisiones de bióxido de carbono y una reducción de 277.6 kg de dióxido de carbono por cada kW de carga de enfriamiento.

Existen otras aplicaciones para esta tecnología, por ejemplo: Ammar y Seddiek, realizaron un análisis del uso de aire acondicionado por medio de un ciclo de refrigeración por absorción que utiliza el calor de los gases de combustión de los motores Diesel de un barco de 1218 pasajeros de alta velocidad que opera en el mar rojo. El objetivo de su investigación gira en torno a la reducción de gases contaminantes provenientes de barcos. Pues según la información que presentan de la Organización Internacional Marítima, el 13% y 15% de las emisiones de SOx y NOx de todas las emisiones por actividad humana provienen de navíos, mientras que las emisiones de dióxido de carbono de navíos representan el 8% de las emisiones totales de todos los transportes.

Según Ammar y Seddiek, el 50% del Diesel consumido en navíos es disipado en pérdidas de calor, 25.5% de ellas a través de los gases de combustión, 16.5% en el intercambiador de calor de los cargadores o turbo cargadores, 5.2% en el intercambiador del sistema de enfriado y el resto en otros sistemas. Esta suma de estos tres sistemas puede ser utilizada para alimentar un sistema de aire acondicionado por absorción. La alternativa más común es utilizar sistemas convencionales por compresión de vapor alimentados directamente por el generador Diesel, lo cual no solo desperdicia esta fuente térmica, sino que además obliga a sobredimensionar los motores Diesel para también suministrar la energía necesaria para un sistema de aire acondicionado convencional.

Considerando la carga de enfriamiento del barco de aproximadamente 250 [kW], un sistema de aire acondicionado por absorción utilizando bromuro de litio y agua ahorrarían 156 toneladas de combustible al año, con un ahorro estimado de más de 130 mil dólares anuales. Además, dada la reducción de la generación de energía debido al desuso del sistema de aire acondicionado convencional actual, el barco solo necesitará usar 3 de los 4 generadores Diesel con los que cuenta actualmente para transportar al mismo lleno de pasajeros. Las emisiones de NOx y SOx reducirían por 6.48 y 2.46 toneladas anuales respectivamente mientras que las de CO se reducirían por 387 toneladas anuales.

Capítulo 4 Cálculo de la carga de enfriamiento en un complejo residencial propuesto

La forma de lograr el objetivo de esta tesis será aplicar lo presentado en los capítulos anteriores para el cálculo de las cargas térmicas en un sistema habitacional para personas de clase media. Como ejemplo se utiliza el diseño de un edificio elaborado por la firma arquitectónica chilena Elemental. La cual, desde 2001 se enfoca en proyectos de interés público y un impacto positivo en la sociedad; incluyendo viviendas, espacio público, infraestructura y transporte. (Elemental, 2018).

En el sitio web de la firma, Elemental publica algunos de los diseños para viviendas de clase media con el fin de otorgar un diseño que permita la construcción de una vivienda digna y económica. He seleccionado utilizar el diseño de un proyecto de viviendas en Monterrey. Ya que, de acuerdo a cifras del INEGI, en 2010 el 39.16% de la población mexicana pertenecía a este sector. Además de que el 42.42% de las viviendas pertenecen a este sector, lo que ocasiona que inmuebles con un diseño similar a este en términos de dimensiones y distribuciones pueda ser replicable a nivel nacional y global. (INEGI, 2018).

El cálculo contenido en este capítulo considera las condiciones ambientales dadas en la ciudad de Monterrey, el cual es un ejemplo representativo ya que representa uno de los climas más cálidos de nuestro país. Además, este clima tan caluroso es el que más se presenta en aquellas economías con una clase media amplia. Un sistema como este puede ser aún más ventajoso económicamente en viviendas para personas de clase media ya que a diferencia de los sistemas tradicionales que funcionan con energía eléctrica, estos sistemas tienen un costo de operación mínimo al no consumir ningún insumo como energía eléctrica.

El proyecto Monterrey consiste en 70 viviendas divididas en 14 edificios. Estas viviendas tienen como objetivo tener un costo inicial de 30,000.00 USD y cuentan con un espacio de 40 metros cuadrados. Sin embargo, este proyecto permite alcanzar un estándar de clase media al contar con un diseño que permita la ampliación hasta 59 o 77.5 metros cuadrados y un valor de 50,000.00 USD. (Elemental, 2018).



Figura 4.1 Proyecto Monterrey. (Elemental, 2018)

Cada edificio tiene una longitud de 19,35 metros, un ancho de 5.95 metros y 2.2 metros de altura. Cada uno de ellos está además conformado por tres pisos, en donde el primer piso es ocupado por dos departamentos espejos de 59 metros cuadrados cuando son expandidos y el segundo y tercer piso se conforman por 3 departamentos con la misma distribución, en donde cada uno de ellos ocupa una tercera parte de cada piso y tienen una superficie de 77.5 metros cuando son expandidos. Se cuenta con 5 edificios con orientación noroeste-sureste, 5 invertidos con orientación sureste-noroeste, 3 con orientación noreste-suroeste y uno con orientación suroeste-noreste.

Todos los departamentos cuentan con muros colindantes al exterior en dos direcciones y 4 de ellos en tres direcciones. Todos los departamentos cuentan con ventanas a dos direcciones, las dimensiones de las mismas son de 80 centímetros cuadrados y 160 centímetros cuadrados para aquellas habitaciones que no son construidas en una inicio (habitaciones resultado de las expansiones). Cada cuarto, cocina, comedor y sala tiene una superficie de alrededor de 8 metros cuadrados. Los baños y cuartos de lavado son de menor tamaño y dependerán del departamento. En esta tesis se considera que los edificios están contruidos de concreto de 6 pulgadas de espesor y puertas de lámina de metal, materiales económicos que van de acuerdo al nivel socioeconómico al que están dirigidos. Se asumen dos tipos de ventanas: claros con persianas venecianas para los cuartos principales, comedores, cocinas y salas y absorbentes de calor con figuras para los baños. Cada piso tiene una altura de 2.2 metros. Para mayor detalle, se anexan a esta tesis los planos arquitectónicos del edificio en el Anexo 1.

El cálculo de carga térmica se realizó por partes, primero se calculó el calor por conducción a través de los muros, puertas y techos y posteriormente el calor por radiación a través de las ventanas. Posteriormente se ha considerado las ganancias de calor latentes y sensibles provenientes de las personas que ocuparán el complejo. Debido a algunas consideraciones que serán detalladas más adelante se han

despreciado las ganancias de calor por iluminación, equipos y motores e infiltraciones.

4.1 Ganancias de calor por conducción a través de la estructura exterior

De acuerdo a la ecuación 2.11 las ganancias de calor por conducción es el producto del coeficiente general de transferencia de calor, el área transversal y la diferencia de temperatura para carga de enfriamiento.

Para poder calcular el máximo valor de la carga de enfriamiento se deberá de calcular la carga de enfriamiento para diferentes horarios a lo largo del día.

Existen dos tipos de estructuras en este diseño para los muros, tabique de 4 pulgadas de ancho y lámina de metal para las puertas. Estos presentan un coeficiente general de transferencia de calor de 0.967 y 1.306 [W/m²°C], respectivamente. El valor del tabique fue consultado de un proveedor mexicano de este material cuyas especificaciones se encuentran en línea. (Novaceramic, 2019), (Pita, 1997).

El área transversal dependerá de la dimensión de cada muro y cada puerta.

Y, por último, como menciona la ecuación 2.12 es necesario realizar una corrección a la diferencia de temperatura. Se ha seleccionado una temperatura de 24.5°C con base a la teoría de confort térmico y una temperatura externa de diseño de 38°C, la cual es la temperatura de diseño de la ciudad de Monterrey.

La diferencia de temperatura no corregida depende del tipo de pared y la orientación, en este ejemplo se cuenta con 4 orientaciones diferentes (NE, NO, SE y SO) y dos tipos de paredes (el tabique de 4 pulgadas y la partición de lámina de metal).

La ecuación 4.1 retrata un ejemplo del cálculo de ganancia de calor por conducción por un muro para las 8 am. En este caso, el muro noreste del primer piso del primer edificio:

Ecuación 4.1

$$Q = (-1[°C] + 5.2[°C]) * 0.967 \left[\frac{W}{m^2°C} \right] * 5.7[m] * 2.2[m] = 50.93[W]$$

En donde el factor de corrección es 5.2 [°C], -1[°C] es la diferencia de temperatura para un muro de tabique de 4 pulgadas, a las 8 A.M., oscuro, con orientación noreste, 0.967 [W/m²°C] es el coeficiente general de transferencia de calor consultado con un proveedor local para tabique de 4 pulgadas, 5.7 [m] es el largo del muro y 2.2 [m] el ancho del mismo.

En el Anexo 1, se pueden ver los planos arquitectónicos donde se puede ver a detalle las dimensiones de todo el complejo.

La ganancia de calor por conducción total de todo el complejo será igual a la suma de las ganancias de calor por conducción de cada edificio. Y a su vez, las ganancias de calor por conducción de cada edificio serán igual a la ganancia de calor por conducción de cada muro y techo que compone al edificio. En el anexo 2 se puede ver a detalle todas las ganancias de calor por conducción de todos los muros que componen a los diferentes edificios del complejo. A continuación, se muestra el resultado de las ganancias de calor por conducción de los muros del complejo y de los muros de los edificios que lo componen. Vale la pena mencionar que algunos edificios tienen la misma ganancia de calor por conducción en el conjunto de sus muros y esto se debe a que sus orientaciones son similares y además el número de muros expuestos al calor por conducción también son similares.

Tabla 4.1 Ganancias de calor por conducción de los muros del complejo “Monterrey” y de los

edificios que lo conforman en diferentes horarios.

Edificio	Calor por Conducción a las 8 AM [kW]	Calor por Conducción a las 10 AM [kW]	Calor por Conducción a las 12 AM [kW]	Calor por Conducción a las 2 PM [kW]	Calor por Conducción a las 4 PM [kW]	Calor por Conducción a las 6 PM [kW]
1	1.190	2.916	3.616	3.540	3.461	4.369
2	1.037	2.254	3.027	3.133	3.018	3.889
3	1.226	2.443	3.252	3.577	3.861	4.805
4	1.190	2.916	3.616	3.540	3.461	4.369
5	1.226	2.443	3.252	3.577	3.861	4.805
6	1.152	2.718	2.683	2.910	4.348	5.043
7	1.261	3.154	3.228	3.274	4.457	4.715
8	1.376	3.327	3.469	3.607	4.884	5.504
9	1.221	2.425	3.229	3.561	3.857	4.819
10	1.185	2.898	3.593	3.525	3.457	4.383
11	1.221	2.425	3.229	3.561	3.857	4.819
12	1.032	2.236	3.004	3.118	3.013	3.903
13	1.185	2.898	3.593	3.525	3.457	4.383
14	1.377	3.307	3.454	3.609	4.901	5.523
Totales	16.877	38.360	46.246	48.059	53.893	65.328

En el caso de la ganancia de calor por conducción por el techo del complejo el cálculo es más sencillo puesto que los techos no tienen una orientación como los muros. De modo que la ganancia de calor por conducción por los techos del complejo es simplemente el producto de la ganancia de calor por conducción por los techos de la superficie de los mismos o el producto de la ganancia de calor por conducción por el techo de uno de los edificios por el número de los edificios del complejo. En la Tabla 4.2 se pueden ver los resultados.

Tabla 4.2 Ganancias de calor por conducción de los techos del complejo “Monterrey” y de los

edificios que lo conforman en diferentes horarios.

Edificio	Calor por Conducción a las 8 AM [kW]	Calor por Conducción a las 10 AM [kW]	Calor por Conducción a las 12 AM [kW]	Calor por Conducción a las 2 PM [kW]	Calor por Conducción a las 4 PM [kW]	Calor por Conducción a las 6 PM [kW]
1	1.908	1.908	3.769	5.631	6.562	6.794
2	1.908	1.908	3.769	5.631	6.562	6.794
3	1.908	1.908	3.769	5.631	6.562	6.794
4	1.908	1.908	3.769	5.631	6.562	6.794
5	1.908	1.908	3.769	5.631	6.562	6.794
6	1.908	1.908	3.769	5.631	6.562	6.794
7	1.908	1.908	3.769	5.631	6.562	6.794
8	1.908	1.908	3.769	5.631	6.562	6.794
9	1.908	1.908	3.769	5.631	6.562	6.794
10	1.908	1.908	3.769	5.631	6.562	6.794
11	1.908	1.908	3.769	5.631	6.562	6.794
12	1.908	1.908	3.769	5.631	6.562	6.794
13	1.908	1.908	3.769	5.631	6.562	6.794
14	1.908	1.908	3.769	5.631	6.562	6.794
Totales	26.712	26.712	52.772	78.833	91.863	95.120

4.2 Ganancias de calor por radiación solar a través de vidrios

Tal como se expresó en la ecuación 2.14, la ganancia neta de calor por radiación solar a través de vidrios es igual al producto del área transversal de la ventana, el coeficiente de sombreado y el factor de ganancia de calor máxima.

De manera análoga al cálculo de las ganancias de calor por conducción a través de muros y techos, en el cálculo de las ganancias de calor por radiación a través de vidrio se debe de hacer el cálculo para diferentes horarios del día, y, además para diferentes épocas del año debido a las diversas posiciones del sol a lo largo del año. De esta manera se puede asegurar el valor de la carga máxima de ganancias por radiación.

De la tabla 2.5 se selecciona el factor de diferencia de temperaturas en función de la orientación de la ventana, la hora y la fecha. Dicho factor se multiplica por el área transversal de la ventana y por el coeficiente de sombreado o coeficiente de forma. En la Ecuación 4.3 se puede ver un ejemplo para una de las ventanas de 80 [cm] de ancho y 1 [m] de alto con orientación Noroeste del primer piso del primer edificio calculado para las 8 A.M. del 21 de Junio.

Ecuación 4.2

$$Q = 1[m] * 0.8[m] * 32 \left[\frac{kcal}{hm^2} \right] * 1 * 1.16298 \left[\frac{Whm^2}{kcalm^2} \right] = 29.77[W]$$

La ganancia de calor por radiación solar a través de las ventanas de todo el complejo será igual a la suma de las ganancias de calor por radiación solar de las ventanas de cada edificio. Y a su vez, las ganancias de calor por radiación solar a través de las ventanas de cada edificio serán igual a la ganancia de calor por radiación solar de cada ventana que compone al edificio. En el anexo 3 se puede ver a detalle todas las ganancias de calor por radiación solar de todas las ventanas que componen a los diferentes edificios del complejo. A continuación, se muestra el resultado de las ganancias de calor por radiación solar a

través de las ventanas del complejo. Al igual que con las ganancias de calor por conducción, algunos edificios tienen la misma ganancia de calor por radiación solar en el conjunto de sus ventanas y esto se debe a que sus orientaciones son similares y además el número de ventanas expuestas a la radiación solar también son similares.

Tabla 4.2 *Ganancias de calor por radiación solar de las ventanas del complejo “Monterrey”.*

21 de Junio:

Edificio	Calor por Radiación a las 8 AM [kW]	Calor por Radiación a las 10 AM [kW]	Calor por Radiación a las 12 AM [kW]	Calor por Radiación a las 2 PM [kW]	Calor por Radiación a las 4 PM [kW]	Calor por Radiación a las 6 PM [kW]
1	3.911	2.700	1.381	4.823	7.793	4.228
2	3.911	2.700	1.381	4.823	7.793	4.228
3	3.911	2.700	1.381	4.823	7.793	4.228
4	3.911	2.700	1.381	4.823	7.793	4.228
5	3.911	2.700	1.381	4.823	7.793	4.228
6	7.793	4.823	1.381	2.700	3.911	1.405
7	7.793	4.823	1.381	2.700	3.911	1.405
8	7.127	4.475	1.377	2.851	4.220	1.530
9	4.220	2.851	1.377	4.475	7.127	3.833
10	4.220	2.851	1.377	4.475	7.127	3.833
11	4.220	2.851	1.377	4.475	7.127	3.833
12	4.220	2.851	1.377	4.475	7.127	3.833
13	4.220	2.851	1.377	4.475	7.127	3.833
14	7.793	4.823	1.381	2.700	3.911	1.405
Totales	71.163	46.698	19.307	57.442	90.552	46.048

22 de Julio y 21 de Mayo:

<i>Edificio</i>	<i>Calor por Radiación a las 8 AM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 10 AM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 12 AM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 2 PM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 4 PM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 6 PM [kW]</i>
1	4.447	3.286	1.343	4.321	7.495	3.707
2	4.447	3.286	1.343	4.321	7.495	3.707
3	4.447	3.286	1.343	4.321	7.495	3.707
4	4.447	3.286	1.343	4.321	7.495	3.707
5	4.447	3.286	1.343	4.321	7.495	3.707
6	7.495	4.321	1.343	3.286	4.447	1.556
7	7.495	4.321	1.343	3.286	4.447	1.556
8	6.859	4.023	1.343	3.502	4.816	1.697
9	4.816	3.502	1.343	4.023	6.859	3.364
10	4.816	3.502	1.343	4.023	6.859	3.364
11	4.816	3.502	1.343	4.023	6.859	3.364
12	4.816	3.502	1.343	4.023	6.859	3.364
13	4.816	3.502	1.343	4.023	6.859	3.364
14	7.495	4.321	1.343	3.286	4.447	1.556
Totales	75.659	50.925	18.809	55.079	89.927	41.718

24 de Agosto y 20 de Abril:

<i>Edificio</i>	<i>Calor por Radiación a las 8 AM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 10 AM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 12 AM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 2 PM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 4 PM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 6 PM [kW]</i>
1	5.664	5.145	1.611	3.148	6.440	2.354
2	5.664	5.145	1.611	3.148	6.440	2.354
3	5.664	5.145	1.611	3.148	6.440	2.354
4	5.664	5.145	1.611	3.148	6.440	2.354
5	5.664	5.145	1.611	3.148	6.440	2.354
6	6.440	3.148	1.611	5.145	5.664	1.399
7	6.440	3.148	1.611	5.145	5.664	1.399
8	5.899	2.968	1.641	5.567	6.180	1.535
9	6.180	5.567	1.641	2.968	5.899	2.136
10	6.180	5.567	1.641	2.968	5.899	2.136
11	6.180	5.567	1.641	2.968	5.899	2.136
12	6.180	5.567	1.641	2.968	5.899	2.136
13	6.180	5.567	1.641	2.968	5.899	2.136
14	6.440	3.148	1.611	5.145	5.664	1.399
Totales	84.438	65.975	22.739	51.584	84.866	28.183

22 de Septiembre y 22 de Marzo:

<i>Edificio</i>	<i>Calor por Radiación a las 8 AM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 10 AM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 12 AM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 2 PM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 4 PM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 6 PM [kW]</i>
1	6.702	6.150	2.566	1.734	4.858	-
2	6.702	6.150	2.566	1.734	4.858	-
3	6.702	6.150	2.566	1.734	4.858	-
4	6.702	6.150	2.566	1.734	4.858	-
5	6.702	6.150	2.566	1.734	4.858	-
6	4.858	1.734	2.566	6.150	6.702	-
7	4.858	1.734	2.566	6.150	6.702	-
8	4.475	1.695	2.702	6.684	7.333	-
9	7.333	6.684	2.702	1.695	4.475	-
10	7.333	6.684	2.702	1.695	4.475	-
11	7.333	6.684	2.702	1.695	4.475	-
12	7.333	6.684	2.702	1.695	4.475	-
13	7.333	6.684	2.702	1.695	4.475	-
14	4.858	1.734	2.566	6.150	6.702	-
Totales	89.229	71.066	36.739	42.280	74.109	-

22 de Octubre y 20 de Febrero:

<i>Edificio</i>	<i>Calor por Radiación a las 8 AM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 10 AM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 12 AM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 2 PM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 4 PM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 6 PM [kW]</i>
1	7.078	7.417	4.056	1.237	3.026	-
2	7.078	7.417	4.056	1.237	3.026	-
3	7.078	7.417	4.056	1.237	3.026	-
4	7.078	7.417	4.056	1.237	3.026	-
5	7.078	7.417	4.056	1.237	3.026	-
6	3.026	1.237	4.056	7.417	7.078	-
7	3.026	1.237	4.056	7.417	7.078	-
8	2.808	1.237	4.358	8.104	7.771	-
9	7.771	8.104	4.358	1.237	2.808	-
10	7.771	8.104	4.358	1.237	2.808	-
11	7.771	8.104	4.358	1.237	2.808	-
12	7.771	8.104	4.358	1.237	2.808	-
13	7.771	8.104	4.358	1.237	2.808	-
14	3.026	1.237	4.056	7.417	7.078	-
Totales	86.129	82.553	58.599	42.729	58.173	-

21 de Noviembre y 21 de Enero:

<i>Edificio</i>	<i>Calor por Radiación a las 8 AM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 10 AM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 12 AM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 2 PM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 4 PM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 6 PM [kW]</i>
1	6.922	7.763	4.771	1.371	1.654	-
2	6.922	7.763	4.771	1.371	1.654	-
3	6.922	7.763	4.771	1.371	1.654	-
4	6.922	7.763	4.771	1.371	1.654	-
5	6.922	7.763	4.771	1.371	1.654	-
6	1.654	1.371	4.771	7.819	6.922	-
7	1.654	1.371	4.771	7.819	6.922	-
8	1.563	1.386	5.164	8.550	7.609	-
9	7.609	8.500	5.164	1.386	1.563	-
10	7.609	8.500	5.164	1.386	1.563	-
11	7.609	8.500	5.164	1.386	1.563	-
12	7.609	8.500	5.164	1.386	1.563	-
13	7.609	8.500	5.164	1.386	1.563	-
14	1.654	1.371	4.771	7.819	6.922	-
Totales	79.179	86.816	69.150	45.795	44.461	-

22 de Diciembre:

<i>Edificio</i>	<i>Calor por Radiación a las 8 AM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 10 AM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 12 AM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 2 PM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 4 PM [kW]</i>	<i>Calor por Radiación a las 6 PM [kW]</i>
1	6.667	7.813	5.056	1.500	1.211	-
2	6.667	7.813	5.056	1.500	1.211	-
3	6.667	7.813	5.056	1.500	1.211	-
4	6.667	7.813	5.056	1.500	1.211	-
5	6.667	7.813	5.056	1.500	1.211	-
6	1.211	1.500	5.056	7.813	6.667	-
7	1.211	1.500	5.056	7.813	6.667	-
8	1.157	1.541	5.480	8.556	7.333	-
9	7.333	8.556	5.480	1.541	1.157	-
10	7.333	8.556	5.480	1.541	1.157	-
11	7.333	8.556	5.480	1.541	1.157	-
12	7.333	8.556	5.480	1.541	1.157	-
13	7.333	8.556	5.480	1.541	1.157	-
14	1.211	1.500	5.056	7.813	6.667	-
Totales	74.794	87.886	73.325	47.198	39.178	-

4.3 Otras fuentes de ganancias de calor

4.3.1 Ganancias de calor por iluminación

Debido a que la hora crítica de calor sucede en torno de las 16:00 en donde existe una iluminación natural suficiente y todas las habitaciones del complejo tienen ventanas con acceso al exterior, se despreciarán

las ganancias de calor por iluminación.

4.3.2 Ganancias de calor por personas

Según datos del Instituto Nacional de Estadística y Geografía (INEGI) recopilados en la Encuesta Intercensal de 2015, en Nuevo León, el número de integrantes promedio es de 3.5698 personas. (INEGI, 2016).

De acuerdo a las ecuaciones 2.16 y 2.17, las ganancias de calor sensible son iguales a la tasa de ganancia de calor sensible multiplicado por el factor de carga de enfriamiento para personas. En este cálculo se asumirá una actividad de parado, trabajo ligero o camina despacio, esto da una tasa de ganancia de calor sensible igual a 315 [BTU/h] y una tasa de ganancia de calor latente igual a 325 [BTU/h].

El factor de calor sensible depende del número de horas totales que la persona pasa en el recinto y el número de horas después de cada entrada al recinto. Ya que es imposible estimar este valor se considerará el valor más alto para tener un factor de seguridad. En este caso el valor más alto es de 0.96.

La ecuación 4.4 expresa las ganancias de calor sensible debido a los ocupantes del complejo, mientras que la ecuación 4.5 expresa las ganancias de calor latente:

Ecuación 4.3

$$Q_s = 315 \left[\frac{BTU}{h} \right] * 0.96 * (5 * 14 * 3.5698) = 75,565.53 \left[\frac{BTU}{h} \right] * 0.293071 \left[\frac{Wh}{BTU} \right] = 22.15[kW]$$

Ecuación 4.4

$$Q_l = 325 \left[\frac{BTU}{h} \right] * (5 * 14 * 3.5698) = 81,212.95 \left[\frac{BTU}{h} \right] * 0.293071 \left[\frac{Wh}{BTU} \right] = 23.80[kW]$$

4.3.3 Ganancias de calor por equipos y motores

Este tipo de ganancias de calor no será considerado en el análisis debido a la imposibilidad de calcular el uso de equipos y motores debido a que no hay forma de generalizar que uso dará cada ocupante a los equipos en las horas críticas, así como el dimensionamiento de los mismos y el tiempo de uso.

4.3.4 Ganancias de calor por infiltraciones

Este tipo de ganancias de calor tampoco será considerado ya que en la ciudad de Monterrey se presentan velocidades de viento promedio anuales de alrededor de 13 [km/h], u 8 [m/h] (Meteored, 2018). Los cuales son valores significativamente bajos que harán las ganancias de calor por infiltraciones insignificantes.

4.4 Ganancia de calor total

La ganancia de calor total será la suma de todas las ganancias de calor por las diferentes fuentes, esto es: ganancias de calor por conducción a través de paredes y techos, ganancias de calor por radiación a través de las ventanas y ganancias de calor por personas, tanto el latente como el sensible. Además de que se debe de hacer esta análisis por horario y por fecha para encontrar el valor máximo del año y tomar ese valor como el valor de diseño para la carga de enfriamiento. El valor máximo entonces ocurre entonces el 21 de Junio a las 4 P.M.

Ecuación 4.5

$$\begin{aligned} Q_T &= Q_{CP} + Q_{CT} + Q_{RV} + Q_{Pl} + Q_{Ps} \\ &= 53.89[kW] + 91.86[kW] + 90.55[kW] + 22.15[kW] + 23.80[kW] \\ &= 282.26[kW] \end{aligned}$$

Análisis de Resultados

La carga de enfriamiento obtenida en este trabajo fue de 282 [kW], mientras que el área total habitable del complejo es de alrededor de 4,800 [m²]. Si establecemos una ratio entre estas dos magnitudes encontramos que el edificio tiene una carga de enfriamiento de 58 watts por cada metro cuadrado. En el trabajo desarrollado por Drossou *et al.* obtuvieron una ratio de 50 $\left[\frac{W}{m^2}\right]$ y 53 $\left[\frac{W}{m^2}\right]$ para el primer y segundo edificio, respectivamente. Sin embargo, en los trabajos de Agrawal *et al.* y Yabase *et al.* se obtuvieron ratios de 140 $\left[\frac{W}{m^2}\right]$ y 187 $\left[\frac{W}{m^2}\right]$, respectivamente. Las diferencias entre los recintos estudiados entre Agrawal *et al.*, Yabase *et al.*, Drossou *et al.* y este son sustanciales y abundantes. Dichas diferencias impactarán en esta ratio como el tamaño del recinto, la distribución del mismo, el tipo de materiales de cada edificio, la orientación, el número, el tipo y el tamaño de las ventanas, las condiciones ambientales externas de cada geografía, entre otras diferencias. Lo que hace imposible encontrar una ratio que pueda ser extrapolada a otras edificaciones en otras geografías. Por ejemplo, en el complejo estudiado en esta tesis el área de techo expuesta a ganancias de calor por conducción es significativamente mayor a cualquiera otra de los edificios planteados en el estado del arte debido a que el complejo cuenta con 14 edificios independientes, los cuales todos ellos poseen un techo expuesto a dichas ganancias mientras que en los edificios estudiados por Drossou *et al.*, Yabase *et al.* y Agrawal *et al.* consisten en uno o dos edificios independientes.

Según la IEA en 2016 se generaron cerca de 20 millones de GWh de energía eléctrica. De estos 20 millones de GWh el 10% fue utilizado en sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor. El 61% de toda esta energía generada se dio debido a la quema de combustibles fósiles. 37% de la quema de carbón, 24% de la quema de gases combustibles y 4% de la quema de combustibles derivados del petróleo (gasolina, diesel, combustóleo, etc.). Esto da un promedio de 505 gramos de dióxido de carbono emitido por cada kWh generado, dando un total de más de 1 millón de toneladas de dióxido de carbono emitidos por el uso de sistemas de aire acondicionado convencionales (IEA, 2018).

Para el caso de México las cifras son igual de alarmantes, ya que somos la tercera región después de EE. UU. (16%) y el Medio Oriente (15%) que más contribuye de su generación eléctrica a sistemas de aire acondicionado convencionales con un 14%. Esto significa que de los 296 mil GWh generados en 2016, 41 mil fueron destinados a estos sistemas. De los 296 mil GWh generados, la alarmante cantidad de 81.4% de ellos provino de la quema de combustibles fósiles, 60% por la quema de gas, 11% por la quema de carbón y 11% por la quema de derivados del petróleo. Utilizando la misma ratio de emisión de gramos de dióxido de carbono por kWh de energía eléctrica generada que se utilizó en el párrafo anterior, obtenemos que en México en 2016 hubo una emisión de 21 mil toneladas de dióxido de carbono. Sin embargo, utilizar esta ratio no es lo más apropiado ya que la composición de generación global y la mexicana no es la misma. Observamos que en México hay una mayor dependencia a combustibles fósiles para la generación de energía eléctrica que en el mundo, pero esta dependencia gira en torno al gas que emite muchas menos emisiones que el carbono (IEA, 2018).

Debido a que en este trabajo se llevó a cabo el cálculo de la carga de enfriamiento para un instante que se calcula que es el que provocará la carga de enfriamiento más alta del año no es posible calcular datos anuales de consumo de energía eléctrica ni de emisiones de gases de efecto invernadero para periodos de tiempo anuales. Sin embargo, con las ratios utilizadas en los párrafos anteriores, es posible determinar que por cada hora que este sistema funcione a capacidad máxima, se emitirán alrededor de 140 kilogramos de dióxido de carbono si se decide utilizar un sistema de aire acondicionado por compresión mecánica de vapor.

Conclusiones

El alcance de esta tesis no considera pasos importantes para la implementación de este sistema en el edificio analizado. A continuación se detallan los más relevantes:

- La carga de enfriamiento fue calculada para una hora del año exclusivamente que históricamente ha sido la más cálida en años anteriores. Sin embargo, es necesario utilizar alguna paquetería para hacer un cálculo que permita obtener la carga de enfriamiento a lo largo de todo el año para confirmar que la carga calculada es la máxima, o bien, encontrar la carga de enfriamiento máxima.
- Posteriormente se requiere utilizar dicha carga de enfriamiento máxima para dimensionar todos los equipos del sistema propuesto en función de un análisis termodinámico que indique la cantidad de fluidos requeridos como refrigerante y absorbedor para que el sistema sea capaz de otorgar la carga de enfriamiento máxima calculada, así como el tamaño de los equipos necesarios.
- Un análisis de costos para la construcción, suministro e instalación del sistema propuesto, así como la operación y mantenimiento del sistema durante su vida útil y una comparación con los costes del mismo alcance de un sistema de refrigeración convencional que determine la viabilidad técnica del proyecto.

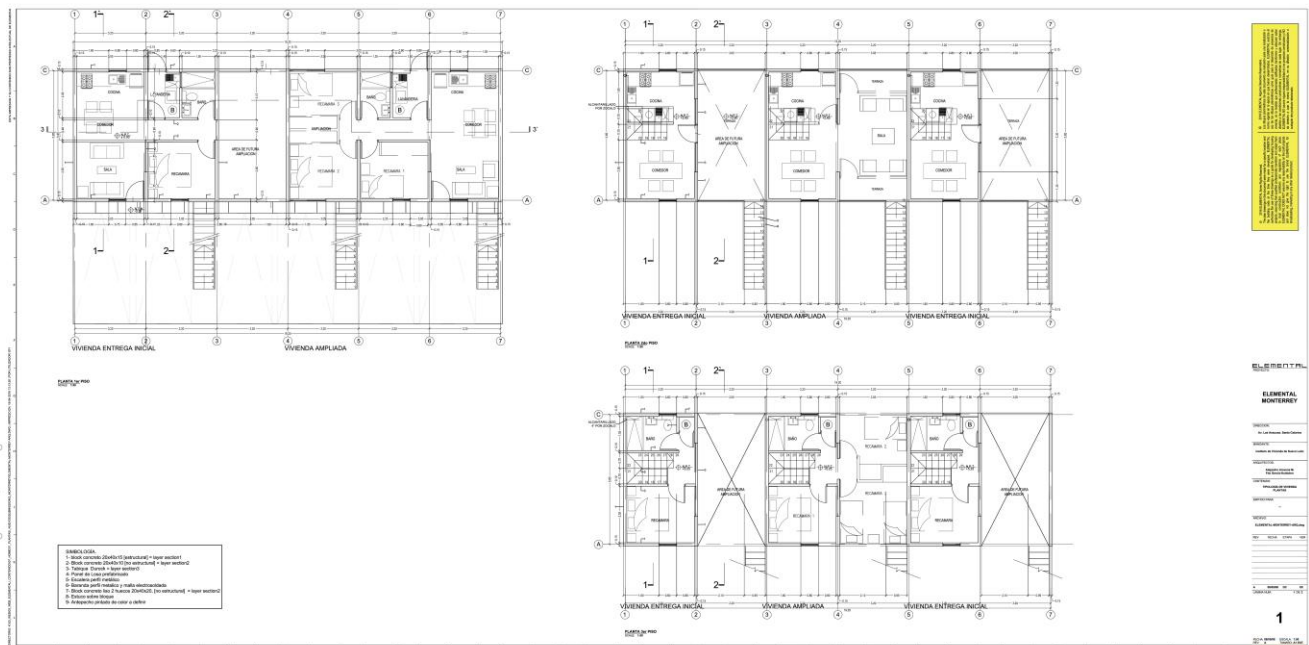
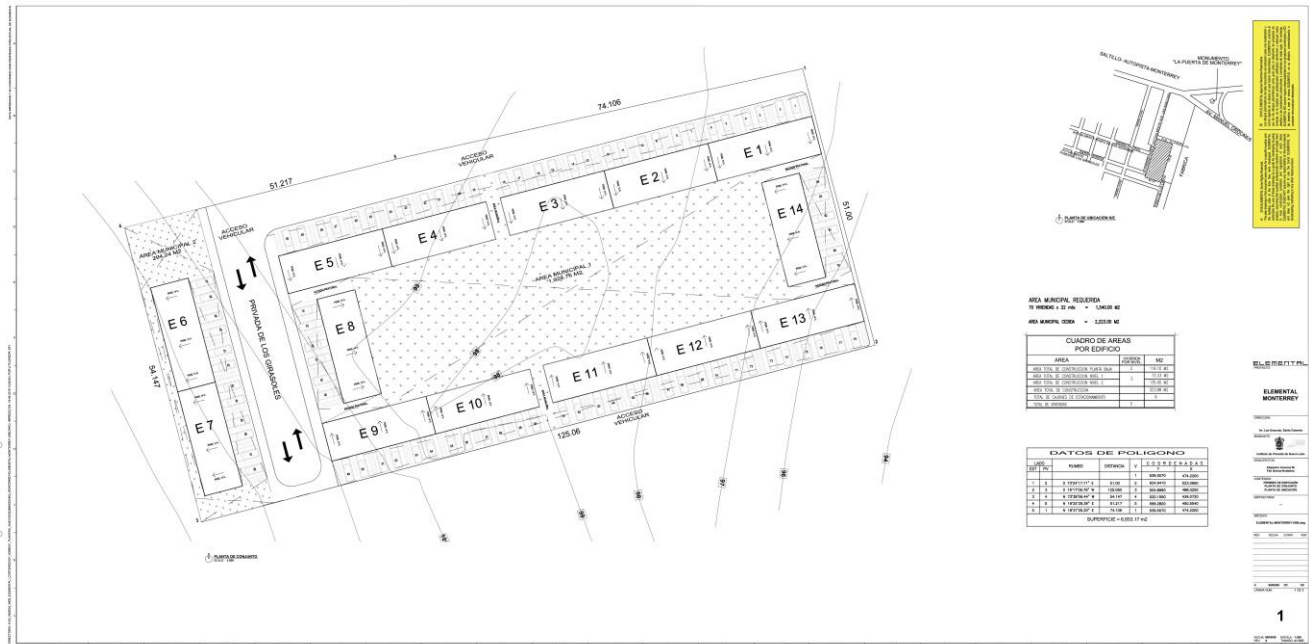
Se considera que la carga de enfriamiento obtenida en este trabajo es correcta, ya que al compararla con trabajos de otros autores se obtienen ordenes de magnitud similares, incluso los watts de carga de enfriamiento por metro cuadrado por enfriar son casi idénticos en el trabajo de Drossou *et al.* (58 watts por metro cuadrado).

En el edificio analizado el sistema propuesto es capaz de asegurar las condiciones de confort térmico de sus habitantes mientras reduce la emisión de 140 kilogramos de dióxido de carbono por cada hora de uso que se tendrían con la utilización de sistemas convencionales. Además de los potenciales ahorros en operación derivados del costo de esta energía eléctrica.

Sistemas como el propuesto en esta tesis son capaces de sustituir el uso de sistemas de aire acondicionado por compresión mecánica de vapor que son responsables de alrededor de 21 mil toneladas de dióxido de carbono en nuestro país y más de un millón de toneladas de dióxido de carbono a nivel global. Lo que significa que el uso de estos sistemas puede reducir más del 3% de las emisiones de carbono anuales en el mundo, mejorando significativamente nuestra calidad de vida y la de nuestro medio ambiente.

Anexos

Anexo 1: Planos Arquitectónicos del Complejo Monterrey



Índice de Figuras

Figura 1.1 Modelo Tierra-Sistema-Ciencia (elaboración a partir de Gagnon y Bradway, 2012)

Figura 1.2 PPD como función del PMV (EN ISO 7730:2005)

Figura 1.3a Suministro total de energía primaria de 1990 a 2012 en el mundo (elaboración a partir de IEA, 2014).

Figura 1.3b Suministro total de energía primaria de 1990 a 2012 en México (elaboración a partir de IEA, 2014).

Figura 1.4 Comparativo del PIB y el total de suministro de energía primaria en el mundo (elaboración a partir de IEA, 2014).

Figura 1.5 Comparativo entre la intensidad energética y el total del suministro de energía primaria en el mundo (elaboración a partir de IEA, 2014).

Figura 1.6a Comparativo del PIB y el total de suministro de energía primaria en México (elaboración a partir de AIE, 2014).

Figura 1.6b Comparativo entre la intensidad energética y el total de suministro de energía primaria en México (elaboración a partir de la AIE, 2014).

Figura 1.7a y 1.7b Inversión necesaria en a) Suministro Energético y b) Eficiencia Energética y Consumo Final para 2040 (elaboración a partir de IEA, 2014).

Figura 1.8a Consumo final de energía por sector y fuente en el mundo en 2012 (elaboración a partir de IEA, 2014)

Figura 1.8b Consumo final de energía por sector y fuente en México en 2012 (elaboración a partir de IEA, 2014)

Figura 1.9a Generación de energía eléctrica por fuente en el mundo en 2012 (elaboración a partir de IEA, 2014).

Figura 1.9b Generación de energía eléctrica por fuente en México en 2012 (elaboración a partir de IEA, 2014).

Figura 1.10 Inversión necesaria en el sector eléctrico por fuente y por región en el mundo (elaboración a partir de IEA, 2014)

Figura 1.11 Demanda de energía térmica por fuente en el mundo en 2012 (elaboración a partir de IEA, 2014)

Figura 1.12 Consumo final de energía calorífica en países miembros y no miembros de la OECD (elaboración propia a partir de IEA, 2014).

Figura 1.13 Características Geométricas entre el Sol y la Tierra (Jaramillo, 1998).

Figura 1.14 Horno Solar de Lavoisier (Kalogirou, 2009).

Figura 1.15 Imprenta alimentada por un colector solar presentada en Paris en 1878 (Kalogirou, 2009).

Figura 1.16 Planta solar de bombeo en Maadi, Egipto en 1913 (Al-Ahram, 1913).

Figura 2.1 Carta Psicrométrica a la presión atmosférica de 101.3 kPa (ProcesosBio, 2012).

Figura 2.2 El proyecto de producción de hielo de Frederic Tudor (The President and Fellows of Harvard College, 1935).

- Figura 2.3 Ciclo de Carnot en un diagrama temperatura-entropía (elaborado a partir de Herold et al, 1996)
- Figura 2.4 Ciclo de Carnot invertido en un diagrama temperatura-entropía (elaborado a partir de Herold et al, 1996)
- Figura 2.5 Ciclo de Refrigeración por compresión mecánica de vapor (elaborado a partir de Cengel, 2009).
- Figura 2.6 Ciclo de sorción sólido visto en carta psicométrica (elaboración a partir de Al-Alili, 2014)
- Figura 2.7 Ciclo de Carnot y ciclo de Carnot inverso funcionando como un ciclo de refrigeración por absorción (elaboración a partir de Herald, 1997)
- Figura 2.8 Principales equipos involucrados en el ciclo de Carnot y en el ciclo invertido de Carnot (elaboración a partir de Herald, 1997)
- Figura 2.9 Ciclo teórico más sencillo de refrigeración por absorción (elaboración a partir de Ramgopal, 2015)
- Figura 2.10 Esquema de un ciclo de refrigeración por absorción de efecto sencillo (Herald, 1997)
- Figura 2.11 Esquema de un ciclo de refrigeración por absorción de efecto doble (Herald, 1997)
- Figura 2.12 Torres tradicionales captadoras de viento con distintas configuraciones: a) una abertura, b) dos aberturas, c) cuatro aberturas y d) aberturas octaédricas. (Hughes et al, 2012).
- Figura 2.13 Torres modernas captadoras de viento utilizadas en la Universidad de Qatar en Doha (Saadatian et al, 2012).
- Figura 2.14 Diseño esquemático de la torre captadora de viento (Saadatin et al, 2012)
- Figura 2.15 Chimeneas solare en el colegio Lycée français Charles de Gaulle, ubicado en Damasco (Samhour, 2013)
- Figura 4.1 Proyecto Monterrey. (Elemental, 2018)

Índice de Tablas

Tabla 1.1 Escala de sensación térmica de siete puntos (elaboración a partir de EN ISO 7730:2005)

Tabla 1.2 Valores de los coeficientes a, b y c según el tiempo de exposición y género.

Tabla 1.3 Modelos adaptativos de neutralidad térmica.

Tabla 1.4 Tres categorías de ambiente térmico, ISO 7730:2005 (elaboración a partir de Hamdy et al, 2011).

Tabla 1.5 Países líderes en capacidad instalada en renovables en el mundo en 2010 (elaboración a partir de André et al, 2012).

Tabla 2.1 Composición del aire seco a 15 [°C] y 101.325 [kPa] (Hernández, 1978)

Tabla 2.2 Tabla Psicrométrica a la presión atmosférica de 101.3 kPa (ProcesosBio, 2012).

Tabla 2.3 Tabla de Temperatura Equivalente para Techos (American Society of Heating, 1985)

Tabla 2.4 Tabla de Temperatura Equivalente para Muros. Valores en °C (American Society of Heating, 1985)

Tabla 2.5 Factores de ganancia máxima de calor por radiación solar a través de vidrio para latitudes 20 °N. Valores en kcal/hm^2 (American Society of Heating, 1985)

Tabla 2.6 Tasas de ganancia de calor debido a los ocupantes del recinto acondicionado (Pita, 1997)

Tabla 2.7 Factores de calor sensible para cargas de enfriamiento debido a personas (Pita, 1997)

Tabla 2.8 Ganancias de calor para algunos equipos domésticos, unidades en BTU/h (Pita, 1997)

Tabla 2.9 Producción de calor de equipo motorizado, unidades en BTU/h (Pita, 1997)

Tabla 2.10 Tasas máximas de infiltración a través de ventanas y puertas exteriores (Pita, 1997)

Tabla 2.11 Cambios de aire por hora que se presentan bajo condiciones promedio en residencias, excluyendo el aire de ventilación (Pita, 1997).

Tabla 2.12 Requisitos de ventilación para ocupantes (Pita, 1997).

Tabla 2.13 Principales refrigerantes utilizados y su clasificación según la ASHRAE (elaborado a partir de Valencia, 2000).

Tabla 4.1 Ganancias de calor por conducción de los muros del complejo “Monterrey” y de los edificios que lo conforman.

Tabla 4.2 Ganancias de calor por radiación solar de las ventanas del complejo “Monterrey”.

Referencias

- Agrawal, T., Varun, Kumar, A. 2015. Solar absorption refrigeration system for air-conditioning of a classroom building in northern India. *Journal of the Institution of Engineers*. Series C. 96(4): 389-396
- Al-Ahram. 1913, 09 de Julio. Harnessing Phoebus.
- Al-Alili, A., Hwang, Y., Radermacher, R. 2014. Review of solar thermal air conditioning technologies. *International Journal of Refrigeration*. *Science Direct*. 39: 4-22.
- American Society of Heating, 1985, R. and Air-Conditioning Engineers. *ASHRAE handbook & product directory*. New York.
- Ammar, N. R., Seddiek, I. S. 2018. Thermodynamic, environmental, and economic analysis of absorption air conditioning unit for emissions reduction onboard passengers ships. *Transportation Research*. Part D. 62: 726-738.
- André, F. J., de Castro, L. M., Cerdá, E. 2012. Las energías renovables en el ámbito internacional. Cuadernos económicos de ICE. 83:11-36.
- Blanco, I., Scarascia Mugnozza, G., Schettini, E., Puglisi, G., Campiotti, C.A., Vox, G. 2018. Design of a solar cooling system for greenhouse conditioning in a Mediterranean area. Department of Agricultural and Environmental Science DISAAT, University of Bari. Italian National Agency for New Technologies, Energy and Sustainable Economic Development.
- Cengel, A.Y., Boles, M. E. 2009. *Termodinámica*. Mc Graw Hill. Sexta edición. México.
- Cervantes, R., R. 2009. Los refrigerantes como causantes de la destrucción de la capa de ozono y el calentamiento global de la tierra. Tesis de Licenciatura en Ingeniería Mecánica Electricista. Facultad de Estudios Superiores Aragón. Universidad Nacional Autónoma de México. D.F. México.
- Chávez del Valle, F., J. 2002. Zona Variable de Confort Térmico. Tesis Doctoral en Arquitectura. Universidad Politécnica de Cataluña. Barcelona. España.
- Cornel, S.E., Prentice, I.C., House, J.I., Downy, C.J. 2012. *Understanding the earth system*. Cambridge University Press. E.E.U.U. Nueva York.
- DOE. 2012. *Buildings Energy Data Book*. Energy Efficiency & Renewable Energy. US Energy Information Administration. US Department of Energy. Table 1.1.4. Table 2.1.5. Table 3.1.4.
- DOE. 2012. *Residential Energy Consumption Survey RECS*. US Energy Information Administration. US Department of Energy.
- Duffie, J.A., Beckman, W.A. 1991. *Solar Engineering of Thermal Processes*. *Wiley-Interscience Publication*. Pág. 3-30. Wisconsin, EE. UU.
- Diario Oficial. 2001. Norma Oficial Mexicana NOM-022-ENER/SCFI/ECOL-2000, Eficiencia energética, requisitos de seguridad al usuario y eliminación de clorofluorocarbonatos (CFC's) para aparatos de refrigeración comercial autocontenidos. Límites, métodos de prueba y etiquetado. México D.F. 2001.
- Drossou, V., Kosmopoulos, P., Papadopoulos, A. 2016. Solar cooling system using concentrating collectors for office buildings: A case study for Greece. *Renewable Energy*. 97: 697-708.
- Edwards, R. 2005. *Handbook of domestic ventilation*. Elsevier Butterworth-Heinemann. Inglaterra.
- EIA, 2013. *International Energy Outlook 2013*. U.S. Energy Information Administration. Office of Energy Analysis. U.S. Department of Energy. DOE/EIA-0484(2013)
- Elemental, 2018. <http://www.elementalchile.cl/about/> Consultada el 29 de abril de 2018.

- EN ISO, 2005. Ergonomics of the thermal environment – Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria. Publicado por el International Standardization Organization. Bruselas, Bélgica.
- Etheridge, D. 2012. Natural ventilation of buildings: theory, measurement and design. John Wiley & Sons. India.
- Gagnon, V., Bradway, H. 2012. Connecting earth systems: developing holistic understanding through the earth-system-science model. *Science Scope*. 36(4): 68-76.
- Galindo, L. J. 2010. Introducción al ciclo de vapor: ciclo de Carnot. Publicación de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño. Universidad Politécnica de Valencia. Valencia, España.
- Godoy M., A. 2012. El confort térmico adaptativo, Aplicación en la edificación de España. Tesis de maestría en Sostenibilidad. Universidad Politécnica de Cataluña. Barcelona. España.
- Gresham, L.W., 1946. Refrigeration as a link between the producer and the consumer. *Science Education*. 30(5):293-299
- Hamdy, M., Hasan A., Siren, K. 2011. Impact of adaptative thermal comfort criteria on building energy use and cooling equipment size using a multi-objective optimization scheme. *Science Direct*. 43:2055-2067.
- Herold, K.E., Radermacher, R., Klein, S.A. 1996. Absorption chillers and heat pumps. CRC Press. EE.UU.
- Hernández, E. 1978. Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración. Editorial Limusa. México.
- Hughes, B. R., Calautit, J. K., Ghani, S. A. 2012. The development of commercial wind towers for natural ventilation: A review. Applied Energy. *Science Direct*. 92:606-627
- IEA, 2013. Renewable Energy Outlook. Agencia Internacional de Energía. IEA Publications. Paris, Francia.
- IEA, 2013. World Energy Outlook. Agencia Internacional de Energía. IEA Publications. Paris, Francia.
- IEA, 2014. World Energy Investment Outlook. Agencia Internacional de Energía. IEA Publications. Paris, Francia.
- IEA, 2014. Key World Energy Statistics. Agencia Internacional de Energía. IEA Publications. Paris, Francia.
- IEA, 2018. The Future of Cooling. Agencia Internacional de Energía, IEA Publications. Paris, Francia.
- IMF, 2014. World Economic Outlook. International Monetary Fund. Washington, EE.UU.
- INEGI, 2018. Cuantificando la clase media en México: Un ejercicio exploratorio. Resumen, www.inegi.org.mx, Consultado el 29 de abril de 2018.
- INEGI, 2016. Tabulados de la Encuesta Intercensal 2015. Fecha de elaboración: 24 de octubre de 2016.
- Industrias Novoceramic. Ficha Técnica Comercial. Multex Rojo 12/12. Tabique industrializado de alta resistencia. http://www.novoceramic.com.mx/pdf/FICHAS_TECNICAS/Caravista/Masa/02_Rojo/MUL1212RROJO.pdf Consultada el 19 de mayo de 2019.
- Jaramillo, O.A., 1998. Transporte de energía solar concentrada a través de fibras ópticas: acoplamiento fibra-concentrador y estudio térmico. Tesis de Maestría en Energía Solar (Fototérmica). Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México. México D.F. México.
- Jones, W.P. 2007. Air Conditioning Engineering. Butterworth Heinemann. 5a edición. Inglaterra.

- Jusoh, T., Mahmood, W. M. F. W., Mansor, M. R. A. 2016. Performance of solar-assisted absorption cycle air conditioning system. *Jurnal Teknologi*. 78(11): 121-126.
- Kalogirou, S. 2009. Solar energy engineering: processes and systems. Academic Press. Pág. 3-45. EE. UU.
- Kalz, D.E., Pfafferott, J., Herkel, S., Wagner, A. Building signatures correlating thermal comfort and low-energy cooling: in-use performance. *Building Research & Information*. 37(4):413-432.
- Kemp, D.D., Thunder, B. 1994. Global Environmental Issues. Taylor & Francis Ltd. Págs. 121-143. Inglaterra.
- Kettering, C. F. 1942. Biographical memoir of Thomas Midgley, Jr. *National Academic of Sciences*. 24:359-80.
- Khanal, R. Lei, C. 2011. Solar chimney – A passive strategy for natural ventilation. Energy and Buildings. *Science Direct*. 43:1811-1819.
- Li, Z.R., Ai, Z.T., Wang, W.J., Xu, Z. R., Gao, X. Z., Wang, H.S. 2014. Evaluation of airflow pattern in wind-driven naturally ventilated atrium buildings: measurement and simulation. *Buildings Services Engineering Research & Technology*. 35(2):139-154.
- Lu, Z. 2018. Technical engineering design, thermal experimental and economic simulation analysis of absorption cooling/heating systems in China. *Energy Conversion and Management*. 172: 155-163.
- Meteored, 2018. https://www.meteored.mx/clima_Monterrey-America+Norte-Mexico-Nuevo+Leon- MMMY-sactual-21045.html, Consultado el 29 de abril de 2018.
- Metz, B. Kuijpers, L. Solomon, S. Andersen, S.O. Davidson, O. Pons, J. de Jager, D. Kestin, T. Manning, M. Meyer, L. 2005. IPCC/TEAP. Safeguarding the Ozone Layer and the Global Climate System: Issues Related to Hydrofluorocarbons and Perfluorocarbons. **Cambridge University Press**. Inglaterra.
- Molina, M. J., Rowland F.S. 1974. Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone. *Nature*. 249:810-812.
- Montelier, S. Borroto, A. de Armas, M. Gómez, J. Pérez, C. Gozá, O. 2010. Estimación de cargas térmicas de climatización de hoteles mediante simulación y redes neuronales artificiales. *Revista de ingeniería energética*. 31(3):13-18.
- Moosavi, L., Mahyuddin, N., Ab Ghafar, N., Ismail, M.A. 2014. Thermal performance of atrium: An overview of natural ventilation effective designs. Renewable and Sustainable Energy Reviews. *Science Direct*. 34:654-670.
- Müller, R. 2012. Stratospheric Ozone Depletion and Climate Change. The Royal Society of Chemistry. Págs. 1-9. Cambridge, Inglaterra.
- Pita, E.G. 1997. Acondicionamiento de aire principios y sistemas: un enfoque energético. **Compañía editorial continental**. México.
- PNUMA. 2006. Manual de Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la capa de ozono. Publicación del Convenio de Viena para la protección de la capa de ozono y el Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la capa de ozono. Sexta edición. Kenya.
- ProcesosBio, 2012. Capítulo 13. Psicrometría. Recurso subido el 4 Julio, 2012. <http://goo.gl/YxaIVw>
- Puebla, J.A. 2005. Manual de buenas prácticas de refrigeración. Fondo de Reconversión Industrial. Págs. 1-40. Caracas, Venezuela.

- RAE: Real Academia Española. 2001. Diccionario de la Lengua Española. 22.^a edición. Madrid. España.
- Ramgopal, M. 2015. Refrigeration and Air Conditioning (Web Course). IIT Kharagpur. India. <http://goo.gl/JeVOXf>
- Saadatian, O., Haw, L.C., Sopian, K., Sulaiman, M.Y. 2012. Renewable and Sustainable Energy Reviews. *Science Direct*. 16:1477-1495.
- Sarbu I., Serbachevici, C. 2013. Review of solar refrigeration and cooling systems. Energy and Buildings. Science Direct. 67:286-297.
- SENER, 2013. Balance Nacional de Energía 2012. Dirección General de Planeación e Información Energéticas. Subsecretaría de Planeación y Transición Energética. Secretaría de Energía. D. F. México.
- SENER, 2013. Prospectiva del Sector Eléctrico 2013-2027. Publicación de la Secretaría de Energía. México D.F., México.
- Sözen, A., Özbaş, E., Menlik, T., Çakir, M. T., Gürü, M., Boran, K. 2013. Improving the thermal performance of diffusion absorption refrigeration system with alumina nanofluids: An experimental study. *International Journal of Refrigeration*. 44:73-80.
- SISSAO. 2015. Consulta del recurso electrónico del sistema. sissao.semarnat.gob.mx 08 de Enero de 2015.
- Sun, J., Fu, L., Zhang, S. 2012. A review of working fluids of absorption cycles. Renewable and Sustainable Energy Reviews. *Student Energy*. 16:1899-1906.
- The President and Fellows of Harvard College. 1935. Supplementary Material on Frederick Tudor Ice Project. *Bulletin of the Business Historical Society*. 9(1):1-6
- Torres, J.L., 2010. Climatización considerando el ahorro de energía y el confort térmico de las personas en ambientes dedicados a tareas de oficina. Tesis de Maestría de Ingeniería. Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de San Juan. San Juan, Argentina.
- Teli, D., James, P.A.B., Jentsch, M.F. 2013. Thermal confort in naturally ventilated primary school classrooms. *Building Research & Information*. 41(3):301-316.
- UN, 2014. World Economic Situation and Prospects 2014. Department of Economic and Social Affairs. United Nations.
- UN, 2014. World Urbanization Prospects The 2014 Revision Highlights. Population Division. Department of Economic and Social Affairs. United Nations. ST/ESA/SER.A/352
- Vakiloroara, V., Samali, B., Pishgadam, K. 2014. A comparative study on the effect of different strategies for energy saving of air-cooled vapor compression air conditioning systems. Energy and Buildings. *Science Direct*. 74:163-172.
- Valencia, R. 2000. Análisis de los refrigerantes alternativos para la eliminación de refrigerantes “CFC’s”. Tesis de Ingeniero Mecánico Electricista. Escuela Nacional de Estudios Profesionales Campus Aragón. Universidad Nacional Autónoma de México. Estado de México. México.
- Vargas, L. R. 2011. Como seleccionar un equipo de aire acondicionado para casas de interés social. Tesis de Licenciatura en Ingeniería Mecánica Eléctrica. Facultad de Estudios Superiores Aragón. Universidad Nacional Autónoma de México. México.
- Vázquez, F.J. 1986. Diseño, construcción y funcionamiento de un sistema de refrigeración por absorción operado con fluidos geotérmicos. Tesis de Maestría en Energía. Instituto Tecnológico de Oaxaca. México. Oaxaca.

- Yabase, H., Saito, K., Lubis, A., Alhamidm, I., Nasruddin. 2016. Solar air-conditioning system at the University of Indonesia. *International Journal of Technology*. 2:212-218.
- Yabase H., Akira-Hirai, Saito, K., Jeong, J., Ohno, K., Idrus, M., Nasruddin. 2014. 11th IEA Heat Pumpo Conference 2014. May 12-16, 2014. Montréal (Québec) Canada.
- Zhai, X.Q., Qu, M., Li, Y., Wang, R.Z. 2011. A review for research and new design options of solar absorption systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 15:4416-23.