

4



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

"DISEÑO DE UN SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE
AIRE UTILIZANDO BANCOS DE HIELO".

TRABAJO DE TESIS
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERIA MECANICA
P R E S E N T A N :
GUADALUPE ADRIAN BUENROSTRO MENDOZA
ANA PAULA CHAVEZ GASCA
LORENZO ALBERTO MARTINEZ SUASTEGUI

DIRECTOR DE TESIS: ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN



MEXICO, D. F.

FEBRERO DE 2002

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

AGRADECIMIENTOS

A México, la Patria que nos vio nacer y nos dio la oportunidad de vivir y crecer en ella.

A la Universidad Nacional Autónoma de México y en especial a la Facultad de Ingeniería, por la oportunidad que nos brindó de recibir la mejor educación del mundo.

A mis maestros y amigos, en especial al Ing. Rodrigo de Bengoechea Olguín, por toda la ayuda que nos brindó para la realización de esta tesis.

Al Dr. José Luis Fernández Zayas por la confianza y el tiempo que nos brindó.

A los maestros que nos apoyaron y nos guiaron con sus observaciones, recomendaciones y asesoría: M.I. Antonio Zepeda Sánchez, Ing. Mariano García del Gállego, Ing. Adrián Valera Negrete.

Al Dr. Francisco Solorio por su invaluable apoyo para la conclusión de este proyecto.

A la Lic. Ana Luisa Gasca Macías por todo el apoyo que nos brindó para alcanzar esta meta.

A la Sra. Rosy, dueña de la dicoteca Zoo, por la confianza y la ayuda brindada para la realización de este trabajo.

A Mudanzas Zapata, por su valiosa cooperación con el transporte del equipo.

A todas y cada una de las personas que nos han ayudado a ha realizar uno de los sueños más importantes de nuestra vida.

GRACIAS

Lorenzo, Ana Paula y Adrián.

DEDICATORIAS

A Dios.

A mis Padres Adrián y Gloria, a quienes más admiro, mi principal orgullo y de quien más he aprendido.

A José María Vilaseca, sus obras y sus hijos; por toda su contribución en mi formación.

A mis Hermanos: Adriana, Verónica, María Gloria, Isaac e Ivonne; Mane y Valter que también lo han sido y que me han acompañado en etapas importantes de mi vida.

A María Alejandra Canosa, por lo que somos uno del otro.

A Abigail y a mis amigos de la preparatoria, a quienes quiero mucho y que me han acompañado y apoyado tanto.

A mis Sobrinos: Irene, José Antonio, Aurora, Saúl, Lilian y Verónica.

A mis cuñados y amigos y a mi familia de Guanajuato.

A todos ellos gracias, porque su apoyo ha sido fundamental en el empuje que me llevó a lograr una de las metas más importantes de mi vida y a ser lo que siempre quise.

A Ana y Lencho, por la satisfacción de trabajar con ellos.

G. Adrián Buenrostro M.
"Semper Utiliter Occupati"

A Dios, por la oportunidad que me ha dado de existir.

A mi abuelito, Fernando Gasca Roaro, por que sé que aunque ya no estés aquí físicamente, tus consejos y tu buen ejemplo me acompañaran para toda la vida

A la persona más importante en mi vida, mi madre, mi amiga, mi consejera, mi fuente de inspiración y mi ejemplo a seguir, Ana Luisa Gasca Macías, porque sin ella simple y sencillamente no estaría aquí y porque este logro es esencialmente suyo. Gracias por no dejarte vencer nunca.

A mi abuelita Matilde Macías de Gasca porque junto con mi abuelito han sido el pilar para mi desarrollo y el de toda mi familia.

A mis hermanos Milton, Gabriel y Samuel, por estar siempre a mi lado y ser el motor que me impulsa a superarme y ha salir adelante.

A mi tía Lucila, mi tío Juan y Juanito por brindarnos un nuevo sueño y por apoyarnos para construir nuestra realidad.

A mis tías: Rosa María, Cecilia, Matilde. A mis tíos: Fernando Víctor, Juan Morales, Ricardo y Carlos. A mis primos y primas. Gracias por ser mi familia y por caminar siempre juntos para alcanzar nuestros sueños.

Al Ing. Fernando Echeagaray Moreno por ser mi amigo, mi tutor, mi guía. Gracias por todo el apoyo que le ha brindado a mi familia para llegar al punto donde hoy estamos.

A la persona que ha compartido conmigo metas, anhelos, sueños y sentimientos y me ha otorgado su ayuda, comprensión, apoyo, paciencia y amor, Arturo Delgado Atrian.

A mi gran amiga, Zayra Romo Mercado, por caminar siempre a mi lado hasta alcanzar nuestras metas.

A mis amigos y compañeros que hicieron que mi paso por esta gran Universidad fuera inolvidable. Gracias por sus enseñanzas, su confianza y sobretodo gracias por su amistad.

A Lencho y a Buenrostro porque sin ustedes esta tesis no hubiera podido ser una realidad.

ANA PAULA CHÁVEZ GASCA

A mis Amigos (los cuales afortunadamente son demasiados como para nombrarlos a todos), a mi compañero y maestro Quico por todas sus enseñanzas y todas sus atenciones, a la familia Noguez por toda su confianza y por hacerme sentir parte de la familia y a Adrián y Ana por colaborar conmigo en este trabajo. Fue un placer trabajar con ustedes.

A mis Padres: gracias por su apoyo incondicional y por estar conmigo en todo momento. Ustedes junto con mi adorable hermana son lo mejor de mi vida. Mi gratitud hacia ustedes es eterna y no existen palabras en este mundo para expresarles el cariño y respeto que tengo por ustedes.

**GRACIAS
Lorenzo Alberto Martínez Suástegui**

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	4
CAPÍTULO 1	
<i>Planteamiento del Problema</i>	7
CAPÍTULO 2	
<i>Entorno del Problema</i>	
2.1. Situación Energética Actual	8
2.2. Conservación y Ahorro	11
2.2.1. Tarifas Alternativas	
2.2.1.1. Tarifas Horarias	12
2.2.1.2. Concepto de Facturación	13
2.2.1.3. Cuotas	17
2.3. Sistemas de Enfriamiento Convencional	17
2.3.1. Ciclo de Refrigeración	18
2.3.1.1. Ciclo de Refrigeración, Proceso Ideal	19
2.3.1.1. Ciclo de Refrigeración, Proceso Real	20
2.3.2. Equipo	
2.3.2.1. Compresores	20
2.3.2.2. Evaporador	21
2.3.2.3. Condensador	21
2.3.2.4. Válvula de expansión	22
2.3.3. Clasificación	
2.3.3.1. Sistemas Normales de Acondicionamiento para	23
Habitación	
2.3.3.2. Sistemas Centrales	23
2.4. Criterios de Selección	
2.4.1. Cálculo de Cargas de Enfriamiento	26
2.4.2. Efecto de Almacenamiento de Calor	27
2.4.3. Ganancias de Calor en Recintos	28
2.4.4. Condiciones de Diseño	29
2.4.5. Carga de Enfriamiento del Recinto	29
2.4.6. Cargas Pico de Enfriamiento	30
2.4.7. Carga Pico en la Construcción	31
2.4.8. Carga de Enfriamiento o de Refrigeración	32
2.4.9. Diagrama Típico de Carga de Máximas	32
2.4.10 Eficiencia Energética	33
2.5. Problemas de los Sistemas de Enfriamiento	33
Convencionales	
2.6. Enfriamiento utilizando Bancos de Hielo	
2.6.1. ¿Qué es un Banco de Hielo?	34
2.6.2. Clasificación de Bancos de Hielo por su Tipo de	35

Carga	
2.6.3. Clasificación de Bancos de Hielo por la Forma en la que se derrite el Hielo	37
2.6.4. Funcionamiento de los Bancos de Hielo	38
2.6.5. Ventajas de los Bancos de Hielo	39
2.6.6. Desventajas de los Bancos de Hielo	40
2.6.7. Comparación entre un Sistema Convencional y uno con Bancos de Hielo	40
2.6.8. Diagrama Típico de Cargas Máximas con Bancos de Hielo	41

CAPÍTULO 3

Desarrollo

3.1. Diseño Conceptual del Banco de Hielo	43
3.1.1. Antecedentes	43
3.1.2. Selección del Equipo de Aire Acondicionado	43
3.1.2.1. Selección del Tipo de Fundición	44
3.1.2.2. Selección del Tipo de Almacenamiento	45
3.1.3. Selección de los Materiales	45
3.2. Análisis Térmico	
3.2.1. Caso Real	47
3.2.2. Datos de Cálculo	
3.2.2.1. Dimensiones	48
3.2.2.2. Condiciones Interiores en la Discotheque Zoo	48
3.2.2.3. Condiciones Exteriores Máximas en Boca del Río, Veracruz	48
3.2.2.4. Condiciones Exteriores a Diferentes Horas del Día en Boca del Río, Veracruz	48
3.3. Cálculo de la Carga de Enfriamiento	
3.3.1. Carga Variable	49
3.3.2. Carga Constante	55
3.3.3. Factor de Calor Sensible	57
3.3.4. Condiciones de Inyección	57
3.3.5. Cálculo de la Masa de Aire Exterior por Hora basado en el Número de Personas	57
3.3.6. Cálculo de la Masa de Aire Total por Hora	58
3.3.7. Cálculo de la Carga del Equipo	59

CAPÍTULO 4

Análisis de Resultados

4.1. Cálculo de los Bancos de Hielo	
4.1.1. Cálculo del Volumen de Hielo	64
4.1.2. Experimentación	64
4.1.2.1. Material y Equipo	64
4.1.2.2. Desarrollo	65
4.1.2.3. Etilenglicol-Agua	66
4.1.2.4. Funcionamiento	68

4.1.2.5. Resultados	68
4.1.3. Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor, U	70
4.1.4. Consumo Energético	75
4.1.5. Eficiencia Energética	75
4.1.6. Cálculo de los Tubos Requeridos para el Serpentin	76
4.1.7. Disposición de los Tubos	78
4.1.8. Cálculo de la Dimensiones del Banco de Hielo	79
4.2. Diseño a Detalle del Banco de Hielo	80
CAPÍTULO 5	
<i>Análisis Económico</i>	
5.1. Análisis por Consumo de Energía en el Sistema de Aire Acondicionado	85
5.1.1. Cargo por Consumo de Energía en el Sistema de Aire Acondicionado	85
5.1.2. Cargo por Consumo de Energía por Aire Acondicionado a Través de Bancos de Hielo	87
5.1.3. Comparación Económica Debida a los Cargos por Consumo de Energía Entre los Sistemas	91
5.2. Análisis por Costos de Fabricación e Instalación	91
5.3. Comparación de los Costos Totales	94
CONCLUSIONES	95
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	98
ANEXO A	
A.1. Factores de Muros	100
A.2. Factores de Vidrio	100
A.3. Condiciones Exteriores en Boca del Río, Veracruz	101
A.4. Coeficientes de Conductividad Térmica en Diversos Materiales	102
A.5. Propiedades Termofísicas de la Materia (1)	102
A.6. Propiedades Termofísicas de la Materia (2)	102
A.7. Calor Producido por las Personas	103
A.8. Ganancia de Calor Debida al Equipo Misceláneo	104
A.9. Ventilación Recomendada para Diferentes Lugares	105
A.10. Carta Psicométrica	106
ANEXO B	
B.1. Plano de Cabezal Barrenado	
B.2. Plano de Cabezal de Barrenado	
B.3. Plano de Cama de Tubos	
B.4. Plano del Modulo de Paso	
B.5. Plano de Cisterna	
B.6. Plano Hidráulico	
B.7. Croquis de instalación.	

INTRODUCCIÓN

En la última década, conscientes de la problemática que engloba la disminución de las reservas mundiales de combustibles y, por lo tanto, la generación de energía en los métodos tradicionales, el tema del ahorro de energía se ha convertido en un capítulo esencial para el desarrollo económico y tecnológico en todos los sectores de un país.

Dentro de un sistema existen diferentes factores que contribuyen con la pérdida de energía. Siendo casi imposible abarcar de manera puntual todos estos sectores dentro de un trabajo de tesis, hemos decidido enfocarnos al referente a los sistemas de aire acondicionado. Son éstos sistemas los cuales producen una pérdida de energía considerable y contribuyen en un alto porcentaje al consumo de energía.

Es por eso que el objetivo específico de este trabajo de investigación es el de desarrollar y analizar la factibilidad de la aplicación en nuestro país de un sistema de refrigeración que proporciona un ahorro económico basado en el consumo del kWh en los períodos en que éste es más económico a través de Bancos de Hielo. Es importante mencionar que este tipo de sistemas se aplica con gran éxito en lugares como Estados Unidos, pero debemos analizar si para las condiciones de nuestro país y de casos en particular, este sistema es tan exitoso como en otros países. Se propuso analizar un local que consumiera una gran cantidad de energía a través de sus sistemas de acondicionamiento de aire y que además expusiera de manera palpable la problemática de los equipos convencionales para así poder comparar nuestra propuesta con lo ya existente.

Este trabajo se compone de cinco capítulos a lo largo de los cuales se pretende dar una visión general de las nuevas alternativas en cuanto a sistemas de refrigeración, sus ventajas y desventajas con respecto a los sistemas ya existentes y sobre todo se pretende plasmar los resultados obtenidos del caso real al que fue

sometido este nuevo sistema y juzgar que tan viable es la instauración de este tipo de alternativas en nuestro país o en determinadas aplicaciones.

El Primer Capítulo al cual denominamos *Planteamiento del Problema* define el marco de análisis de este trabajo y nos presenta de manera tangible el objetivo y los alcances que se pretenden lograr dentro de la investigación realizada, así como las limitaciones del mismo.

El Segundo Capítulo denominado *Entorno del Problema* presenta las bases teóricas para el desarrollo de este trabajo de tesis, las cuales engloban las consideraciones tanto de un equipo convencional de refrigeración, como las del sistema propuesto de acondicionamiento de aire con bancos de hielo. Este capítulo nos otorga las bases suficientes para sustentar un análisis tanto térmico, económico y de diseño para abordar de manera formal un estudio alternativo de rentabilidad para el sistema propuesto.

El Tercer Capítulo, que constituye el *Desarrollo del Problema*, presenta los parámetros de diseño y análisis térmico a partir de los cuales se obtienen las restricciones de diseño que nos permiten justificar la creación de un nuevo producto a través de la elaboración de diseños, selección óptima de los materiales y los procesos, el estudio de factibilidad y sobre todo del análisis puntual del local elegido para investigación. En este capítulo podemos encontrar la médula de este trabajo de investigación ya que se plantean los resultados obtenidos de la experimentación que se realizó para justificar plenamente las afirmaciones que sustentan el diseño.

El Cuarto Capítulo, al cual denominamos *Análisis Económico*, presenta los estudios realizados para conocer la viabilidad de este sistema en el caso real, de igual manera presenta un desarrollo y análisis del costo inicial de fabricación e instalación de los Bancos de Hielo, así como una comparación entre los cargos energéticos a través del sistema actual y de los Bancos de Hielo. Todo lo anterior

nos otorga las bases para poder determinar a futuro ¿es rentable este equipo?
¿qué tipo de lugares son viables económicamente para su instalación? ¿y que
características económicas se requieren para que estos sean viables?

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

CAPÍTULO I: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Dentro de las necesidades más básicas que se presentan en un local que mantiene una concentración de personas muy grande y realizando una actividad intensa, como es el caso de una discoteca, se encuentra el acondicionamiento del aire de dicho lugar. En la actualidad se cuenta con una forma de refrigeración que presenta ciertos problemas, sobre todo considerando que en un negocio, la cantidad de dinero que se paga por concepto de aire acondicionado es muy elevada en comparación con otros rubros.

El caso práctico que analizamos es el de la discoteca "Zoo" en Boca del Río, Veracruz, que requiere acondicionar el aire en este lugar, de manera más eficaz, para que cumpla con la carga máxima la cual se presenta en el momento en que la discoteca se encuentra a su máxima capacidad, es decir, en las horas pico y con menores costos de operación. La discoteca cuenta con un sistema de aire acondicionado ineficiente para las horas pico, lo que provoca que la gente se salga del lugar, representando pérdidas económicas adicionales.

Una solución probable son los bancos de hielo, por lo que se propone utilizar este sistema de acondicionamiento de aire que cubra con la carga máxima en las horas pico de refrigeración y que pueda ser utilizado conjuntamente con el equipo ya instalado y que nos provea de costos de operación menores reflejados en el pago de los consumos eléctricos.

➤ *Objetivo*

Diseñar un sistema auxiliar de acondicionamiento de aire que cubra las horas pico para la discoteca "Zoo" en Boca del Río, Veracruz utilizando un conjunto de bancos de hielo, basándose en la información obtenida en experimentos propios. trabajo.

CAPÍTULO II

ENTORNO DEL PROBLEMA

CAPÍTULO II. ENTORNO DEL PROBLEMA

En este capítulo definiremos el entorno del problema con relación a la situación energética que se atraviesa a nivel nacional e internacional. De igual manera trataremos los conceptos más importantes que nos servirán para sentar las bases teóricas de los equipos de aire acondicionados que se pretenden comparar: convencionales y bancos de hielo. De igual manera se tratarán las políticas económicas en cuanto al cobro de las tarifas eléctricas que rigen nuestro país y que enmarcan la columna del análisis económico de este trabajo.

2.1. SITUACIÓN ENERGÉTICA ACTUAL

El consumo mundial de energía está proyectado para aumentar en un 59% en los próximos 21 años, desde 1999 hasta el 2020. El uso de la energía a nivel mundial crece de 382 cuatrillones de BTU en 1999 hasta 607 cuatrillones de BTU en el 2020. Esto se debe en gran parte a los desarrollos tecnológicos ocurridos en el 2000 junto con los altos precios del petróleo, la recuperación económica en el sureste de Asia y un crecimiento económico en la Unión Soviética desde el colapso del régimen soviético. En particular, gran parte del aumento de la demanda de energéticos se observa en Asia y países de centro y sur de América, donde se espera que el crecimiento será duplicado en el periodo de 1999 al 2020, y se espera que estas regiones tengan un crecimiento anual del 4% en cuanto a la demanda de energía se refiere.

Los precios del crudo han sido extremadamente volátiles en los últimos tres años. En 1998, los consumidores se beneficiaron con la caída en los precios del petróleo, el cual llegó a estar a 10 dólares el barril o menos, como el caso de México, donde el Maya llegó a estar a 8.56 dólares el barril¹. El resultado de esto fue que hubo una sobre oferta debido a una baja demanda por el crudo tanto en el sureste de Asia (que estaba sufriendo una recesión económica denominada efecto dragón) como en la parte norte de Estados Unidos y Europa Occidental ocasionada por inviernos inusualmente más calientes. Sin embargo, en el 2000 los precios del

¹ *Agenda estadística del sector energético 1993-1998*. Secretaría de Energía

petróleo se incrementaron drásticamente, llegando a alcanzar los 37 dólares por barril. Estas tarifas no se habían visto desde la guerra del Golfo Pérsico entre los años 1990 y 1991. Esta alza en los precios se debe en gran parte a la reducción de producción acordada por los países pertenecientes a la Organización de Países Exportadores de Petróleo (OPEP) y varios países claves que no pertenecen a esta organización (como lo son Rusia, México, Omán y Noruega). La inestabilidad presente en el medio Este también ha sido un factor en cuanto a la volatilidad de los precios del crudo.

La industria es uno de los principales consumidores de energía en el ámbito mundial, siendo éste el principal sector que aporta incrementos sustanciales en pérdidas de energía debido a la falta de una cultura de ahorro energético y una carencia de innovaciones tecnológicas. En la última década, conscientes de la problemática que engloba la disminución de las reservas mundiales de combustibles y por lo tanto, la generación de energía en los métodos tradicionales, el tema del ahorro de energía se ha convertido en un capítulo esencial para el desarrollo económico y tecnológico en todos los sectores de un país, en especial en el sector industrial.

El incremento en el uso de electricidad se espera que aumente dos tercios en los próximos 20 años, pasando de 13 trillones de kWh. en 1999 a 22 trillones en el 2020. Se espera que las mayores tasas de crecimiento sean en los países en vías de desarrollo y es muy probable que el crecimiento mayor se registre en Asia y centro y sur de América, con crecimientos anuales de 3.5%. En el mundo industrializado el consumo de electricidad se espera que aumente con un paso más moderado. Esto se debe a que la tendencia mundial es a usar aparatos de alta eficiencia que sean más baratos, menos costosos en cuanto a la manutención y menos agresivos al entorno ecológico. Es claro que la tendencia en todo el mundo es a usar equipos que operen empleando un menor consumo de energía y que sean ambientalmente menos agresivos. La necesidad de este tipo de equipos hace que las nuevas tecnologías tiendan a suplir por completo a la tecnología actual.

Conscientes de la necesidad que tiene cualquier industria de contar con una adecuada instalación de acondicionamiento de aire, de que dicha instalación forma parte de los principales sistemas consumidores de energía y del problema energético al cual nos enfrentamos, tiene una importancia capital el considerar las posibles medidas de ahorro energético que pueden introducirse en los procesos de climatización. Estas medidas pueden reflejarse en una considerable reducción del consumo de energía eléctrica así como gastos de mantenimiento y de operación, lo que generaría un menor costo en el sistema productivo y un ahorro en los bienes energéticos con los que cuenta nuestro país.

En los últimos años se ha creado en los consumidores una conciencia activa del significado de la energía. Al principio se trató de un encarecimiento de los precios, después se informó sobre la escasez de reservas petrolíferas, lo cual contribuyó a concientizar a los consumidores sobre la necesidad de utilizar adecuadamente los combustibles derivados del petróleo, y finalmente se hicieron campañas para promover el ahorro y se sensibilizó al sector industrial en este sentido.

Se sabe que hay que racionalizar el consumo de la energía, sobre todo cuando los recursos existentes son fósiles (como en el caso de México) y, por tanto, difícilmente renovables, y no se han desarrollado suficientemente las tecnologías de aprovechamiento de las energías renovables como la eólica, solar, mareomotriz, etc. Por otro lado, en los últimos años se han presentado fuertes alteraciones de los precios energéticos que, antes de la toma de conciencia energética, tenían una fuerte incidencia sobre los costos industriales de producción. Esta experiencia ha servido para aprender a valorar económicamente la energía y las medidas a implantar para aminorar su costo.

Sobre la base de lo anterior, se puede observar que el ahorro energético tiene ante todo una connotación económica básica, y por ello tiene y tendrá siempre una gran importancia dentro de los procesos productivos.

2.2. CONSERVACIÓN Y AHORRO

Debemos especificar que la conciencia de conservar la energía debe estar presente mayormente en los fabricantes y diseñadores de equipos y en las personas dedicadas a la ejecución de instalaciones, ya que se trata de componentes y sistemas que para funcionar consumen energía que, en muchos casos, manipulan y transforman. Por ellos se hace factible la idea de quien diseña y proyecta tales elementos debe ser sensible a la conservación.

El ahorro es, en cierta manera, un concepto económico y como tal va asociado al concepto del tiempo. Un equipo consume tanta más energía cuanto más tiempo funciona. Energéticamente hablando cuesta más dinero cuanto más tiempo funciona. En este sentido, el ahorro debe ser una preocupación del usuario del equipo, del consumidor energético, el cual debe tener también la adecuada sensibilidad frente a la conservación de la energía. Es necesario determinar la diferencia entre el ahorro de energía y la conservación de la energía, ya que se utilizan como sinónimos sin serlo realmente. El ahorro de energía va a ser un concepto ligado a consideraciones económicas, en tanto que la conservación de la energía se definirá como un concepto o idea más genérica que se dirige a la consideración de la no renovabilidad de los recursos energéticos de que disponemos. Por ello, para el análisis basado en el sector industrial se debe dar mayor importancia al ahorro y se deben hacer algunas consideraciones importantes sobre los sistemas de ahorro y las posibilidades que ofrecen al ahorro de la energía, así como sus limitaciones.

La evaluación del ahorro energético en términos económicos debe hacerse siempre pasando primero por una estimación del ahorro en términos de unidades energéticas. Las unidades energéticas más empleadas en los estudios de **ahorro** de energía son el kWh. o la tonelada equivalente de petróleo (Tep) los BTU's y las kilocalorías. Haciendo uso de cualquiera de estas unidades debe plantearse la situación energética actualmente considerada, es decir, la que se tiene en cuanto a consumo energético antes de aplicar una medida de ahorro energético. Con ello se valora el consumo actual. La diferencia de consumos antes y después de la medida

dará una idea del ahorro a obtener en términos energéticos, pero para conocer el verdadero ahorro en términos económicos debe aplicarse el costo económico de la unidad elegida a la tarifa vigente en cada caso.

Un fenómeno que se presenta en el contexto del ahorro de energía a nivel mundial es el Programa de la Administración del lado de la Demanda. Este programa surge debido a que para la suministradora es más barato invertir en modificar los consumos de los usuarios que en construir nuevas plantas de generación. La Administración del lado de la Demanda se originó fundamentalmente como resultado de los incrementos en los costos de generación eléctrica durante el shock petrolero de 1973. Los objetivos fundamentales de este programa eran: incrementar la eficiencia energética, reducir los picos de demanda, desplazar los picos y llenar los valles de demanda.

Una de las soluciones que se generaron a partir del nacimiento de este programa fueron las tarifas alternativas.

2.2.1. Tarifas Alternativas

Las tarifas alternativas más comúnmente aplicadas para la administración del lado de la demanda son las tarifas horarias. Como instrumento para administrar la demanda eléctrica se ha incorporado el uso de tarifas con diferenciación horaria.

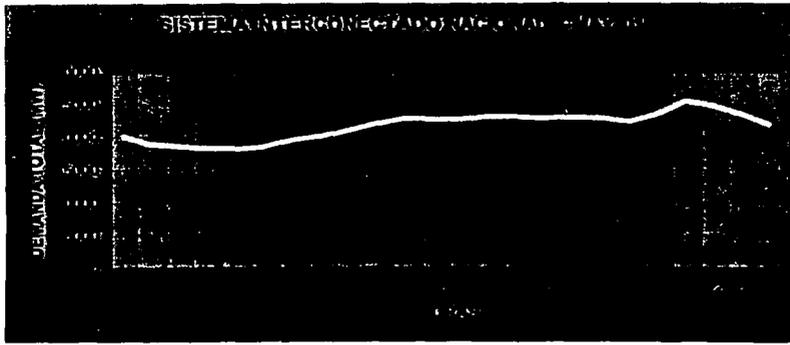
2.2.1.1. Tarifas Horarias

En nuestro país las compañías encargadas de suministrar el servicio de **energía** eléctrica son: Compañía de Luz y Fuerza del Centro (LyFC) y la Comisión Federal de Electricidad (CFE). La Comisión Federal de Electricidad diseña tarifas horarias que dan señales económicas claras a los usuarios (principalmente industriales) para hacer un uso más racional de la electricidad.

Las tarifas horarias reflejan los costos que para la Comisión Federal de Electricidad representa el proveer electricidad en horas pico (que es la hora en la cual la

Comisión Federal de Electricidad tiene que tener el mayor número de plantas en operación). Las horas pico del día fluctúan entre las 7:00 y las 10:00 de la noche como se puede observar en la siguiente gráfica que presenta la demanda de electricidad que se presenta en el mes de mayo en el País. ²

GRÁFICA 2.1. DEMANDA DE ELECTRICIDAD



El consumo de energía en las horas base es más económico que en el periodo de punta. El pago por concepto de energía en el periodo punta es mayor debido a que CFE tiene que operar sus equipos más caros para el suministro de energía en este periodo.

Tarifa HM: La Tarifa H-M es la tarifa horaria para servicio general con demanda de 100 kW o más. Esta tarifa se aplicará a los servicios que destinen la energía a cualquier uso.

2.2.1.2. Concepto de Facturación.

▪ **Demanda eléctrica por periodos:** es la demanda máxima medida para cada uno de los periodos.

² Datos obtenidos del CENACE

- Consumo de energía por periodos: es el consumo de energía medido en cada uno de los periodos.
- Demanda facturable: esta definida por la relación de demandas en los diferentes periodos.
- Factor de carga: es un indicador de la forma en que se usa la energía eléctrica en una instalación y se puede interpretar como una medida de aprovechamiento de la energía consumida con relación a la demanda máxima.
- Mínimo mensual: El importe que resulta de aplicar el cargo por kilowatt de demanda facturable al 10% de la demanda contratada.
- Demanda contratada: La demanda contratada la fijará inicialmente el usuario; su valor no será menor del 60% de la carga total conectada, ni menor de 100 kilowatts o la capacidad del mayor motor o aparato instalado. En el caso de que el 60% de la carga total conectada exceda la capacidad de la subestación del usuario, sólo se tomará como demanda contratada la capacidad de dicha subestación a un factor de 90%.
- Periodos: base, intermedia y punta. Estos periodos se definen en cada una de las regiones tarifarias para distintas temporadas del año, como se describe en la siguiente tabla

TABLA 2.1.³ REGIONES TARIFARIAS

Región Baja California

Del 1º de mayo al sábado anterior al último domingo de octubre

Día de la semana	Base	Intermedio	Punta
lunes a viernes		0:00 - 12:00 18:00 - 24:00	12:00 - 18:00
sábado		0:00 - 24:00	
domingo y festivo		0:00 - 24:00	

³ Datos obtenidos de la página electrónica de CFE www.cfe.gob.mx

TABLA 2.1. CONTINUACIÓN

Del último domingo de octubre al 30 de abril

Día de la semana	Base	Intermedio	Punta
lunes a viernes	0:00 - 17:00 22:00 - 24:00	17:00 - 22:00	
sábado	0:00 - 18:00 21:00 - 24:00	18:00 - 21:00	
domingo y festivo	0:00 - 24:00		

Región Baja California Sur**Del primer domingo de abril al sábado anterior al último domingo de octubre**

Día de la semana	Base	Intermedio	Punta
lunes a viernes		0:00 - 12:00 22:00 - 24:00	12:00 - 22:00
sábado		0:00 - 19:00 22:00 - 24:00	19:00 - 22:00
domingo y festivo		0:00 - 24:00	

Del último domingo de octubre al sábado anterior al primer domingo de abril

Día de la semana	Base	Intermedio	Punta
lunes a viernes	0:00 - 18:00 22:00 - 24:00	18:00 - 22:00	
sábado	0:00 - 18:00 21:00 - 24:00	18:00 - 21:00	
domingo y festivo	0:00 - 19:00 21:00 - 24:00	19:00 - 21:00	

TABLA 2.1. CONTINUACIÓN

Regiones Central, Noreste, Norte y Sur

Del primer domingo de abril al sábado anterior al último domingo de octubre

Día de la semana	Base	Intermedio	Punta
lunes a viernes	0:00 - 6:00	6:00 - 20:00 22:00 - 24:00	20:00 - 22:00
sábado	0:00 - 7:00	7:00 - 24:00	
domingo y festivo	0:00 - 19:00	19:00 - 24:00	

Del último domingo de octubre al sábado anterior al primer domingo de abril

Día de la semana	Base	Intermedio	Punta
lunes a viernes	0:00 - 6:00	6:00 - 18:00 22:00 - 24:00	18:00 - 22:00
sábado	0:00 - 8:00	8:00 - 19:00 21:00 - 24:00	19:00 - 21:00
domingo y festivo	0:00 - 18:00	18:00 - 24:00	

Región Noroeste

Del 16 de mayo al sábado anterior al último domingo de octubre

Día de la semana	Base	Intermedio	Punta
lunes a viernes		0:00 - 13:00 17:00 - 20:00 23:00 - 24:00	13:00 - 17:00 20:00 - 23:00
sábado		0:00 - 24:00	
domingo y festivo		0:00 - 24:00	

2.2.1.3. Cuotas

Los cargos por la demanda facturable que se aplicarán por la energía de punta, por la energía intermedia y por la energía de base se describen en la siguiente tabla.

TABLA 2.2.⁴ CARGOS POR DEMANDA FACTURABLE

Región	Cargo por kilowatt de demanda facturable	Cargo por kilowatt - hora de energía de punta	Cargo por kilowatt - hora de energía intermedia	Cargo por kilowatt - hora de energía de base
Baja California	\$ 98.51	\$ 1.3462	\$ 0.3726	\$ 0.2931
Baja California Sur	\$ 94.63	\$ 1.0803	\$ 0.5169	\$ 0.3660
Central	\$ 68.30	\$ 1.2900	\$ 0.4129	\$ 0.3447
Noreste	\$ 62.77	\$ 1.1920	\$ 0.3833	\$ 0.3138
Noroeste	\$ 118.59	\$ 1.1422	\$ 0.4092	\$ 0.3292
Norte	\$ 63.07	\$ 1.2006	\$ 0.3869	\$ 0.3148
Peninsular	\$ 70.53	\$ 1.3497	\$ 0.4326	\$ 0.3318
Sur	\$ 68.30	\$ 1.2634	\$ 0.3947	\$ 0.3278

2.3. SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO CONVENCIONALES

Un sistema de control ambiental que comprenda enfriamiento y deshumidificación necesita un medio para eliminar el calor de los recintos acondicionados. Como el calor sólo fluye de la temperatura mayor a la menor, se debe tener disponible un fluido con una menor temperatura que la de diseño del recinto, a la cual se pueda transferir el exceso de calor del recinto. La refrigeración es la que produce este fluido de baja temperatura.

⁴ Datos obtenidos de la página electrónica de la CFE www.cfe.gob.mx

A veces se puede disponer de un fluido natural a baja temperatura. Los antiguos dictadores romanos transportaban nieve, mediante esclavos, desde las altas montañas, para enfriar su alimento y bebidas. Con frecuencia se ha empleado el agua fría de pozo en los sistemas modernos de acondicionamiento de aire. Sin embargo, muchas comunidades restringen hoy el empleo de agua de pozo para el acondicionamiento de aire, debido a la disminución de su disponibilidad. Otro sumidero natural de calor que se utiliza a veces para enfriar el agua es el aire atmosférico, en climas donde la humedad es extremadamente baja y el enfriamiento evaporativo del aire puede reducir las temperaturas tanto del agua como la del aire a niveles lo bastante bajos como para que ambos se puedan emplear para enfriamiento.

En general, no se tiene un sumidero natural de calor a una menor temperatura que la deseada para el recinto, cuando se necesita del enfriamiento. En este caso, se usan los sistemas de refrigeración que necesitan de maquinaria para proporcionar un fluido a baja temperatura para enfriar.

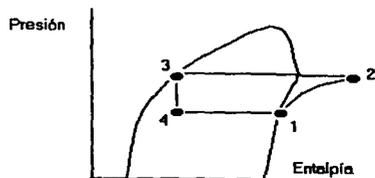
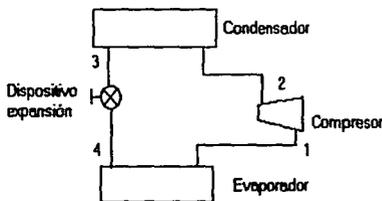
2.3.1. Ciclo de Refrigeración

Este ciclo es el que sigue los llamados fluidos frigoríficos (compuestos fluorocarbonados y clorocarbonados derivados de los hidrocarburos, y amoníaco) cuando son sometidos a una compresión mediante un compresor accionado mecánicamente en el cual se aumenta la presión del refrigerante en estado gaseoso, al comprimir el gas también se tiene un aumento en la temperatura (Proceso 1-2 de la figura 2.1). El refrigerante sale del compresor en estado gaseoso a alta temperatura y presión. Para cambiar al estado líquido, se le debe eliminar calor, esto se logra en un cambiador de calor que se llama condensador. El refrigerante fluye a través de uno de los circuitos del condensador. En el otro pasa un fluido de enfriamiento, aire o agua (condensador de aire o de agua), a menor temperatura que el refrigerante. Por lo tanto el calor se transfiere del refrigerante al fluido de enfriamiento, y como resultado de ello, el refrigerante se condensa y pasa a la forma líquida (Proceso 2-3 de la figura 2.1). Una vez licuado el fluido frigorífico sufre una expansión brusca al pasar a través de un orificio

calibrado (dispositivo de expansión), motivo por el refrigerante pierde presión de tal manera que se evapora una pequeña parte del refrigerante, pasando al estado gaseoso. Pero para evaporarse debe ganar calor, que toma de la parte del refrigerante que no se evaporó, y así enfría la mezcla, produciendo la baja temperatura (Proceso 3-4 de la figura 2.1). Es entonces cuando se aprovecha esta circunstancia para tratar el producto o materia que se pretende enfriar mediante un equipo de intercambio de calor llamado evaporador, ya que en él el fluido en estado de vapor no saturado (líquido o vapor) pasa al estado de vapor saturado al evaporarse el líquido no vaporizado en la expansión. Este cambiador tiene dos circuitos, el refrigerante circula por uno y el otro fluido por enfriar, que generalmente es aire o agua, pasa por el otro. El fluido por enfriar esta a una temperatura ligeramente mayor que la del refrigerante, y por lo tanto se transfiere calor desde el mismo hasta el refrigerante, y se produce el efecto de enfriamiento que se desea. El refrigerante hierve debido al calor que recibe en el evaporador. Para cuando sale del evaporador está vaporizado por completo (Proceso 4-1 de la figura 2.1). El vapor saturado puede ser aspirado por el compresor para volver a comenzar el ciclo.⁵

2.3.1.1. Ciclo de Refrigeración, Proceso Ideal

FIGURA 2.1. CICLO DE REFRIGERACIÓN (IDEAL)

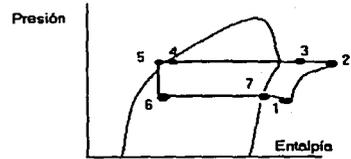
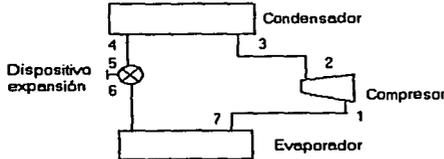


1-2 Compresión (entalpía constante)
 2-3 Condensación
 3-4 Expansión
 4-1 Evaporación

⁵ Ezquerria i Piza, Pere. *Climatización de Confort e Industrial*. Ed. Marcombo. P.103-105

2.3.1.2. Ciclo de Refrigeración, Proceso Real

FIGURA 2.2. CICLO DE REFRIGERACIÓN (REAL)



2.3.2. Equipo

Los componentes principales del equipo son: el compresor, el evaporador, el condensador y el dispositivo de expansión.

2.3.2.1. Compresores

Los compresores empleados en la industria frigorífica son de tipos muy diversos. Así se encuentran pequeños compresores de paletas; compresores alternativos desde pequeñas potencias hasta valores notables de las producciones frigoríficas; compresores centrífugos y compresores de tornillo para altas potencias. En la mayor parte de los casos se utilizan los compresores en la ejecución llamada abierta, es decir, independientes del motor eléctrico de accionamiento. Esta ejecución facilita el mantenimiento y reparación de los equipos. Sin embargo, en ciertas aplicaciones se utilizan los llamados compresores herméticos o semiherméticos, en los cuales se encuentra el motor eléctrico de accionamiento, constituyendo parte integrante del compresor de tal modo que el gas refrigerante contribuye a la refrigeración del motor eléctrico, es decir, éste se halla bañado por los gases aspirados por el compresor. En el caso de los compresores abiertos, el mantenimiento es un poco más complicado.⁶

⁶ Jennings, Burgess. *Aire Acondicionado y Refrigeración*. CECSA. P. 143-152.

2.3.2.2. *Evaporador*

Recinto en el que se evaporan los líquidos refrigerantes, pero quedando siempre confinados. De esta manera el refrigerante puede ser empleado una y otra vez. La evaporación de un líquido va acompañada de la absorción de calor del aire u objetos circundantes. El evaporador toma calor de su alrededor y lo transfiere al vapor refrigerante, en el cual se convierte en calor latente de vaporización. El evaporador de cualquier sistema de aire acondicionado precede al compresor en el sentido del flujo refrigerante. Existen dos tipos de uso general. En el evaporador inundado, el refrigerante está tanto en el estado líquido como de vapor. Este tipo no es muy empleado en los acondicionadores de aire. El otro tipo es el evaporador seco, en el que el refrigerante está en estado de vapor en la mayor parte del circuito. Los evaporadores suelen estar formados por tubos doblados de una longitud y un diámetro interior muy precisos. Cada curva del tubo de cobre se llama paso. Los evaporadores de los acondicionadores de aire típicos pueden tener entre 30 a 40 pasos. En los acondicionadores de aire, los tubos están enlazados con una red de aletas de metal delgado las cuales proporcionan mayor superficie, y ello permite una transferencia de calor más eficiente del aire al tubo. Cuando el compresor está en marcha tiende a vaciar el interior del evaporador. De esta manera, la presión en el interior del evaporador se mantiene a un valor bajo predeterminado y exacto. Los evaporadores funcionan con baja presión y su función es absorber calor del aire o de los objetos circundantes, es decir, enfriar.

2.3.2.3. *Condensador*

Realiza la función inversa que la del evaporador. En lugar de absorber calor de su ambiente, lo disipa en el aire que lo rodea. Mientras que el evaporador está situado dentro del recinto que debe ser refrigerado, el condensador se coloca en el exterior para que pueda disipar el calor sin que afecte a la temperatura del recinto. Con respecto al sentido de circulación del refrigerante, el condensador está situado entre el compresor y el tubo capilar, es decir el condensador está situado en el lado de alta presión y el evaporador en el lado de baja presión. Los condensadores refrigerados por aire son los que se emplean normalmente en los acondicionadores

de aire para habitación. En las unidades compactas de gran capacidad y en los sistemas centrales se emplean los condensadores enfriados por agua. Los condensadores enfriados por agua están rodeados por una camisa que contiene el agua que circula en dirección opuesta a la del flujo de refrigerante. Los condensadores enfriados por aire tienen un ventilador que dirige una corriente de aire a través de los conductos y aletas del condensador expulsando el aire caliente al exterior. La principal función del condensador es disipar el calor. La función secundaria es la conversión física del vapor refrigerante al estado líquido.

2.3.2.4. *Válvula de Expansión*

La válvula de expansión tiene por objeto el controlar la cantidad de vapor sobrecalentado en el evaporador, ya que se debe evitar que llegue líquido al compresor y lo sobrecargue. No obstante, un exceso de vapor sobrecalentado en el evaporador significa un menor rendimiento de refrigeración debido a que el vapor sobrecalentado tiende a perder su calor sensible en el espacio refrigerado. La válvula de expansión, por estar ajustada previamente a una diferencia adecuada de temperaturas, regula automáticamente la cantidad de refrigerante que entra en el evaporador y controla la cantidad de vapor sobrecalentado existente en el evaporador. La válvula de expansión se ajusta modificando la tensión del muelle que tiende a mantenerla cerrada. Cuando la temperatura del evaporador en el terminal sensible se eleva, la presión en la válvula de expansión también lo hace, tendiendo a abrir la válvula de aguja. Cuanto mayor es la tensión del muelle, mayor es la temperatura en la terminal sensible que se necesita para abrir la válvula. Por tanto, si se aumenta la tensión del muelle, mayor será la cantidad de vapor sobrecalentado requerido para aumentar la temperatura del terminal y viceversa. En consecuencia, se alcanza un equilibrio entre los puntos de excesivo y poco vapor sobrecalentado en el evaporador.

2.3.3. Clasificación

Los equipos de aire acondicionado convencionales se pueden clasificar por su uso y capacidad en:

- X Sistema normal para casas habitación
- X Sistemas centrales

2.3.3.1. *Sistemas Normales de Acondicionamiento para Habitación*

Se instalan en una ventana o en una pared. Los sistemas centrales son sistemas para varias habitaciones cuya capacidad esta comprendida entre unas 6, 000 y varios centenares de miles de kcal.

2.3.3.2. *Sistemas Centrales*

Dentro de los sistemas centrales se encuentran los siguientes equipos:

➤ Sistemas de refrigeración adicional y calefacción: se emplean conjuntamente con los de calefacción por aire forzado. Pueden ser del tipo de condensador refrigerado por agua procedente de un depósito exterior (como una torre de enfriamiento) y reciclando dicha agua. Esto suele hacerse en lugares en que el empleo del agua de la red urbana para refrigeración está prohibido. Los sistemas adicionales también emplean unidades compresoras-condensadoras refrigeradas por aire e instaladas fuera de los recintos acondicionados.

➤ Sistemas con unidad ventilador-refrigerador: para casas que ya posean calefacción con agua caliente, puede emplearse un sistema de aire acondicionado de sólo refrigeración. Las unidades de este tipo emplean una unidad compresor-condensador exterior y un evaporador-ventilador situado en el techo o en la buhardilla. Unos conductos adecuados unen el evaporador-ventilador con las salidas de aire frío.

➤ Unidades compactas: estas unidades están refrigeradas por agua o por aire y tienen los componentes internos dispuestos horizontal o verticalmente. Las unidades compactas están diseñadas especialmente para economizar agua de

relleno. Esto se consigue empleando prácticamente la misma agua una y otra vez. Una torre de enfriamiento exterior disipa el calor del agua a la atmósfera. Las unidades compactas necesitan conducción al exterior para evacuar el aire caliente procedente de los serpentines del condensador.

➤ Sistemas comerciales de gran capacidad: en los hoteles y en los edificios para oficinas se emplean compresores centrífugos de gran capacidad y condensadores enfriados por agua. Se utiliza refrigerante de baja presión para minimizar las fugas y los problemas de purgado. El suministro de grandes cantidades de aire frío a recintos bastante separados presenta varios problemas. Debido a la distancia recorrida el aire absorbe algún calor. Además, este suministro es difícil de regular cuando se desea un confort individual. Por estas razones, los sistemas de gran capacidad más modernos emplean diferentes modos de distribución del aire acondicionado. En un sistema moderno típico, una unidad central de ventilación suministra aire, frío y deshumidificado o bien caliente y humectado a cada habitación a través de un sistema de conducciones. Estos conductos, que son mucho más pequeños que los de un sistema de aire acondicionado exclusivamente, permiten obtener un mayor rendimiento y una mejor uniformidad de la distribución. Además en cada habitación hay una pequeña unidad calefactora o refrigeradora accionada por un motor. A esta unidad se le suministra agua caliente en invierno y agua fría en verano. Un ventilador contenido en cada unidad hace circular el aire por la habitación. Las principales funciones del sistema central son suministrar la humedad adecuada a las habitaciones sin afectar a la temperatura deseada por sus ocupantes y además entregar aire fresco y filtrado. Las funciones de un acondicionador de aire para habitación son elevar o reducir la temperatura de la habitación de acuerdo con los deseos del ocupante y filtrar el aire recirculado.

➤ Sistemas centrales residenciales: entre los sistemas centrales de acondicionamiento y los sistemas para habitación o coche existe una importante diferencia, a parte de la obvia en cuanto a la capacidad. Esta diferencia reside en el

equilibrio del sistema. En los acondicionadores para habitación, el usuario y el instalador tienen un margen muy pequeño de posibles ajustes y estos ajustes suelen ser principalmente la duración del funcionamiento del compresor y la frecuencia de los ciclos de funcionamiento.

➤ Sistemas centrales enfriados por agua: el margen de los ajustes de un sistema central de acondicionamiento es necesario principalmente porque se emplea agua para enfriar los vapores en el condensador. En muchas ciudades, el agua está restringida para usos de acondicionamiento. Además, el agua en grandes cantidades suele ser cara. En teoría el agua procedente de la red de suministro, por estar a una temperatura baja (la del subsuelo) es mejor para refrigerar porque puede absorber bastante calor sensible por unidad de volumen. No obstante las restricciones locales hacen necesario algunas veces construir una torre de enfriamiento de manera que puede emplearse el agua una y otra vez. En este caso, siempre es necesario añadir una pequeña cantidad de agua de la red para reponer la que se evapora. En verano, el agua de una torre de enfriamiento rodeada por el aire es bastante más caliente que la procedente de una canalización subterránea. En consecuencia, el rendimiento de la transferencia de calor del condensador queda considerablemente disminuido. Esto ocasiona que sea preciso realizar ajustes de la velocidad de circulación del refrigerante, del margen de presión en el sistema e incluso del volumen del refrigerante en la línea.

La torre de enfriamiento es el equipo que transfiere calor desde el agua del condensador hasta el aire atmosférico. La mayor parte de la transferencia de calor se logra mediante la evaporación hacia la atmósfera de un pequeño porcentaje de agua. El calor necesario para la evaporación se toma de la misma agua, enfriándola así. El agua que sale del condensador se bombea a la parte superior de la torre de enfriamiento y se esparce por la misma, hacia abajo. La torre tiene mamparas internas que se llaman relleno o empaque, que fragmentan el agua formando gotas pequeñas cuando el agua salpica al empaque. Con ello se mejora la transferencia de calor. El agua enfriada se recibe en un tanque y se recircula después al condensador. Además del agua que se pierde por enfriamiento

evaporativo, también hay otras 2 causas de pérdidas: la pérdida por arrastre se origina cuando el viento se lleva las gotas de agua. La pérdida de purga se presenta cuando se origina y deshecha una pequeña parte del agua del tanque, esta purga se debe hacer a intervalos regulares para evitar una acumulación continua de minerales que de otro modo se presentaría debido a las pérdidas por evaporación. Es necesario prever agua de relleno. Esto se hace con un suministro de agua al tanque, controlando con una válvula el flotador de nivel. En el caso de enfriamiento por torre atmosférica el agua caliente es distribuida en forma atomizada por la parte superior de la torre pasando a través de tabiques para acumularse en el fondo de la misma. Los lados de la torre tienen persianas inclinadas para facilitar la circulación del aire a través de la torre e impedir que el agua salga de la misma. El grado de enfriamiento depende de la temperatura de bulbo húmedo del aire, de la velocidad del viento y del contacto íntimo que se tenga entre el agua y el aire.

2.4. CRITERIO DE SELECCIÓN

Para un sistema de aire acondicionado, los enfriadores son seleccionados basados en el pico máximo de su carga de enfriamiento.

2.4.1. Cálculo de Cargas de Enfriamiento

El interior de un edificio gana calor debido a varias fuentes. Si la temperatura y humedad del aire en los recintos se deben mantener a un nivel confortable, se debe extraer calor para compensar las ganancias mencionadas. A la cantidad neta de calor que se retira se le llama *carga de enfriamiento*. El cálculo de esta carga es muy importante porque es la base para seleccionar el equipo de enfriamiento adecuado, así como las tuberías y los ductos. También se emplea para analizar el uso y la conservación de la energía.

El cálculo de la carga de enfriamiento se basa en los principios de transferencia de calor en cuanto a ganancias de calor en un recinto se refiere. Los métodos de cálculo de las cargas de enfriamiento que se emplearán aquí son esencialmente los

que recomienda el ASHRAE⁷ (Fundamentals Handbook, 1985). Este método nos proporciona una mayor exactitud que conduce con frecuencia a la selección de equipos de menor tamaño y más eficientes en cuanto al uso de energía. Muchos códigos y normas nuevos de construcción piden que se lleven a cabo los cálculos empleando dichos métodos, o métodos semejantes.

Estos procedimientos se aplican a construcciones comerciales e industriales y se describirán de manera más detallada en el siguiente capítulo.

2.4.2. El Efecto de Almacenamiento de Calor

La ganancia de calor bruta de un recinto es la velocidad a la que se recibe calor en cualquier momento dentro del mismo. Esta ganancia de calor está constituida por partes procedentes de muchas fuentes: radiación solar, alumbrado, conducción y convección, personas, equipo, infiltración. Todo el calor que se recibe de esas fuentes en general no se emplea en forma inmediata para calentar el aire del recinto. Algo del calor, en especial la energía radiante del sol, las luces y la gente, se absorbe en los materiales dentro del recinto, tanto de su estructura como de sus muebles. A esto se le llama el efecto de *almacenamiento de calor*: calor que se absorbe y almacena en los materiales de construcción. Como resultado de ello, con frecuencia la ganancia neta de calor al aire del recinto, que procede de las fuentes de calor, es menor que las ganancias brutas de calor. La carga de enfriamiento del recinto, que es la velocidad a la cual se debe eliminar el calor del recinto para mantener las condiciones de diseño, es la suma de las ganancias netas de calor.

Es muy importante tomar en cuenta el efecto de almacenamiento de calor, porque puede ocasionar cargas reales apreciablemente menores. El efecto de almacenamiento se puede considerar también como un periodo de retraso del calor. Esto es, algo del calor que se recibe en el recinto se retrasa en el tiempo para alcanzar el aire del mismo. Al final, la temperatura de los materiales de construcción se elevará lo suficiente como para ceder calor al aire de la estancia. Sin embargo, en general el almacenamiento continúa hasta más allá de la hora de

⁷ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers)

la carga máxima en el día, y el efecto neto es una reducción de cargas pico o máximas.

Los métodos que emplearemos toman en cuenta el efecto de almacenamiento y el período de retraso de modo directo y sencillo.

2.4.3. Ganancias de Calor en Recintos

Los componentes que contribuyen a la ganancia de calor en el recinto son los siguientes:

1. Conducción a través de paredes, techo y vidrios al exterior.
2. Conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos.
3. Radiación solar a través de vidrios
4. Alumbrado.
5. Personas.
6. Equipos.

Conviene agrupar en dos partes esas ganancias de calor: las que proceden de fuentes externas al recinto, y las que se generan internamente. Según la descripción anteriores ve que los puntos 1 a 3 son *ganancias de calor externo*, y los puntos 4 a 6 son *ganancias de calor interno*.

También conviene agrupar las ganancias de calor en dos grupos distintos: ganancias de calor sensible y de calor latente. Las ganancias de calor sensible ocasionan un aumento de la temperatura del aire y las ganancias de calor latente se deben a la adición de vapor de agua, y por lo tanto aumentan la humedad. Los puntos 1 a 4 sólo son ganancias de calor sensible. El punto 5 es ganancias en parte de calor sensible y en parte de calor latente, y el punto 6 puede entrar en cualquiera de las categorías o en ambas, dependiendo del tipo de equipo. Como se hará notar al estudiar la psicometría, es necesario separar las ganancias de calor sensible y latente, debido a que la selección del equipo de enfriamiento depende de sus valores relativos.

2.4.4. Condiciones de Diseño

Uno de los primeros pasos a dar para realizar el cálculo de la carga de enfriamiento es establecer la temperatura interior de diseño (23°C) a que va controlarse el espacio y la temperatura ambiente utilizada depende del clima de la región en donde va a instalarse el sistema de refrigeración. En la guía denominada: "Heating Ventilating Air Conditioning Guide Cap. 13, del American Society of Heating and Air-Conditioning Engineers se encuentran tabuladas las condiciones climatológicas de verano en algunas ciudades de los Estados Unidos de América, de México (para nuestro caso Veracruz, Veracruz con 33°C) y del mundo.⁸

La temperatura de diseño interior a la cual se enfría el espacio depende de la aplicación que se dé a la refrigeración. En acondicionamiento de aire, los estándares de confort se encuentran en un intervalo de temperaturas entre 22.8 y 25°C y humedad relativa en un intervalo entre 25 y 60%.⁹

Se pueden considerar a los meses de junio a septiembre (verano) como aquellos para los que se toman las temperaturas ambiente de diseño en el hemisferio norte, como es nuestro caso de estudio. Sin embargo, a veces, las cargas máximas de enfriamiento se presentan en otros meses, debido a la radiación solar, y por lo tanto es necesario conocer las condiciones esperadas de diseño en esas ocasiones.

2.4.5. Carga de Enfriamiento del Recinto

Esta carga de enfriamiento del recinto es la velocidad a la cual se debe eliminar el calor de él, y es la suma de cada una de las ganancias netas corregidas para el recinto. Cuando se calculan las cargas de enfriamiento, se aconseja emplear formas ya preparadas para organizar e informar los datos y resultados.

⁸ Stoecker. *Refrigeración y Acondicionamiento de Aire*. 326

⁹ *Idem*

2.4.6. Cargas Pico de Enfriamiento

Es muy importante saber calcular, aparte de las cargas de enfriamiento, sus valores máximos. Como los sistemas de acondicionamiento de aire se deben dimensionar para manejar los periodos pico, es indispensable saber cómo calcularlos.

Los componentes de ganancia externa de calor difieren en intensidad según la hora del día y la época del año, debido a que la radiación solar cambia a medida que la orientación del sol varía, y debido a que también lo hace la temperatura total de calor del recinto. A veces salta a la vista de inmediato, al revisar las tablas, a qué hora del día se tiene la carga máxima, pero con frecuencia se necesitan calcular las cargas de calor a horas distintas. Ofrecemos algunas directrices para simplificar estos cálculos las cuales se presentan en el hemisferio norte. En las tablas podemos notar lo siguiente:

- Para ventanas que dan hacia el occidente, las ganancias de calor máximas totales se tienen en la tarde a mediados de verano.
- Para ventanas que dan hacia el oriente, las ganancias máximas de calor solar se tienen al principio o a mediados del verano, por la mañana.
- Para ventanas que dan al sur, la ganancia máxima de calor solar se da en el otoño o invierno, temprano por la tarde.
- Para ventanas que dan al suroeste, las ganancias máximas de calor solar se presentan en el otoño por la tarde.
- Para techos, las ganancias máximas de calor se tienen en el verano, durante la tarde o el anochecer.
- Para paredes, las ganancias máximas de calor se tienen en el verano durante la tarde o el anochecer.

Las generalizaciones anteriores se pueden usar para ubicar las horas aproximadas de las cargas pico de los recintos.

2.4.7. Carga Pico en la Construcción

Se usa el valor de cada una de las cargas pico del recinto para calcular la velocidad de enfriamiento de diseño para el mismo. Sin embargo, si se sumaran estas ganancias máximas de calor de cada recinto, el total sería mayor que la carga máxima de enfriamiento necesaria para la construcción completa, porque no se presentan al mismo tiempo. Por lo tanto, el diseñador debe determinar también la época del año y la hora del día a las cuales la carga de enfriamiento de la construcción es pico, para proceder a su cálculo. Se usa una deducción y procedimiento semejantes a los que se emplearon para encontrar las cargas pico de los recintos. De acuerdo con la descripción anterior y por el estudio de las tablas, surgen las siguientes directrices:

1. Para edificaciones de planta aproximadamente cuadrada con construcción semejante en las cuatro paredes, la carga máxima se da en general en las últimas horas de la tarde durante el verano. Eso se debe a que es cuando la temperatura exterior es máxima, y no hay influencia especial de la radiación solar sobre un lado de la construcción.
2. Para construcciones con un lado largo expuesto hacia el sur o suroeste, que tienen grandes áreas de ventana, la carga pico se dará en el otoño, por el medio día, porque es entonces cuando la radiación es mayor. Este caso necesita un análisis cuidadoso.
3. Para construcciones de un piso con áreas de techo muy grandes la carga pico se presenta en general por las tardes durante el verano.

Las sugerencias anteriores se deben verificar en cada caso, debido a la gran variedad en las orientaciones y tipos de construcción de las edificaciones. Una vez que se determina la hora de la carga pico, se pueden calcular las ganancias totales de la construcción.

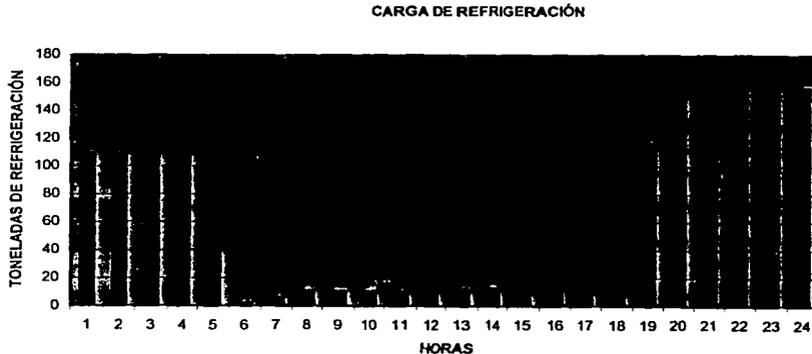
2.4.8. Carga de Enfriamiento o de Refrigeración

Una vez que se han calculado las ganancias máximas de calor sensible y latente, el siguiente paso es calcular la carga de refrigeración, a la cual se le llama también carga de enfriamiento. Es la carga a la que se somete el equipo de enfriamiento. La carga de refrigeración será mayor que la carga de la construcción porque hay ganancias de calor que pasan al sistema de acondicionamiento de aire desde el exterior. Esas ganancias pueden provenir de:

1. Ventilación, aire exterior.
2. Ganancias de calor a ductos.
3. Calor producido por los ventiladores y bombas del sistema de acondicionamiento de aire.
4. Fugas de aire de los ductos.

2.4.9. Diagrama Típico de Cargas Máximas

GRÁFICA 2.2. DIAGRAMA TÍPICO DE CARGA MÁXIMAS CON SISTEMAS CONVENCIONALES



**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

2.4.10. Eficiencia Energética

Al seleccionar equipo de refrigeración, con frecuencia se encontrará que más de una unidad satisface la capacidad necesaria. En este caso se debe saber cuál es la unidad que dará el mejor funcionamiento. La selección más deseable es la unidad que producirá la mayor refrigeración con el menor consumo de potencia. Esto se puede medir con un factor de funcionamiento llamado Coeficiente de Funcionamiento (COP, Coefficient of Performance). Este coeficiente se define como:

$$\text{COP} = \frac{\text{Capacidad de refrigeración}}{\text{Demanda equivalente de potencia del compresor}}$$

Mientras mayor sea el COP de una unidad de refrigeración, menor será la energía necesaria para determinado efecto de refrigeración.

2.5. PROBLEMAS DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO CONVENCIONALES

El acondicionamiento del aire de instalaciones comerciales, industriales o habitacionales durante las horas del día en el verano es el máximo contribuidor de demanda de la energía eléctrica. Durante la tarde es cuando más se necesita los sistemas de aire acondicionado para mantener la temperatura de confort, además hay que incrementarle a la demanda requerida por el sistema de aire acondicionado, la demanda requerida por iluminación, equipos de operación, computadoras, etc.

Principales Problemas:

- ✗ Requieren de su utilización durante las horas pico (eléctricas), es decir funcionan en los horarios en los cuales la energía eléctrica es más cara y debido a la cantidad de energía que consumen, es un equipo que en términos de gastos de operación resulta muy costoso.

- ✗ Forma de selección del equipo. Como se ha mencionado anteriormente, el equipo se selecciona mediante el cálculo del pico máximo de su carga de

enfriamiento, es decir, este pico solo se presenta en un día del año a una hora determinada, pero el sistema debe seleccionarse tomando en cuenta esta **característica**. Esto ocasiona que el sistema seleccionado sea muy grande **teniendo** por consecuencia un consumo enorme de energía. Además como la carga a la que generalmente operan es menor a la carga de diseño se generan operaciones de baja eficiencia y como consecuencia un consumo mayor de energía y gasto más alto de mantenimiento.

- ✗ Gran tamaño de las instalaciones requeridas, lo cual se traduce en grandes diámetros de los ductos de aire y en grandes espacios requeridos tanto para la colocación del equipo central como para la colocación de las redes de ductos dentro de las instalaciones.

- ✗ Generalmente no se encuentran en la consideración de abastecimiento de carga por la planta de emergencia, es decir, el sistema de aire acondicionado será suspendido cuando la instalación se quede sin suministro de energía eléctrica.

- ✗ No son flexibles para modificación, es decir, que si el tamaño de la **planta o** de las instalaciones que cuentan con este sistema crecen, el sistema **debe ser** remplazado por otro de mayor capacidad o bien se deben de realizar una serie de modificaciones muy costosas e incorporar otro equipo central para que se pueda cumplir con la nueva carga de enfriamiento requerida.

2.6. ENFRIAMIENTO UTILIZANDO BANCOS DE HIELO

2.6.1. ¿Qué es un Banco de Hielo?

El principio de operación de un banco de hielo es sumamente sencillo. Cuando no se requieren cargas grandes de enfriamiento, el sistema de refrigeración opera produciendo hielo alrededor de un serpentín mediante el bombeo de refrigerante a la parte interior de éste. Para incrementar la transferencia de calor durante el periodo en el que se está produciendo el hielo, se produce turbulencia en el agua

inyectando burbujas de aire con un sistema de distribución a baja presión que se encuentra debajo del serpentín. Cuando el hielo alcanza las dimensiones requeridas, se interrumpe el sistema de refrigeración para evitar que el hielo siga aumentando su tamaño. Este se almacena hasta que llega el momento en el que tenemos una carga térmica considerable. Cuando esto ocurre se hace circular el agua fría que rodea al hielo por medio de una bomba, de manera que esta agua se emplea como un auxiliar de nuestro equipo de acondicionamiento. Por efectos de transferencia de calor, el agua enfría el aire del recinto y regresa a los compartimientos de hielo en donde cederá el calor absorbido previamente para poder derretir el hielo y salir a una temperatura baja otra vez. Durante este ciclo el agua del tanque también es agitada para que obtengamos una disminución del hielo uniforme a lo largo de todo el banco y tengamos un flujo uniforme de agua. Una vez que la carga dentro del lugar a enfriar disminuye, se detiene este proceso, se arranca el sistema de refrigeración y se procede a hacer hielo una vez más.

2.6.2. Clasificación de Bancos de Hielo por su Tipo de Carga

Dentro de esta modalidad existen dos tipos de sistemas, los cuales son "almacenamiento total" y "almacenamiento parcial".

La principal diferencia entre un sistema de almacenamiento de hielo total y un sistema de almacenamiento de hielo parcial es que el primero nunca emplea sus equipos de refrigeración en las horas pico. Este sistema hace hielo en las horas que no son pico cuando la energía es barata para después emplearlo para satisfacer sus demandas de refrigeración en las horas en las que la energía es más cara. De esta forma logra desfasar los requerimientos mayores de energía de las tarifas que los acompaña.

➤ Almacenamiento Total

TABLA 2.3. ALMACENAMIENTO TOTAL

Ventajas	Desventajas
Recomendable para periodos pequeños en cuanto al pico de demanda se refiere.	Requiere grandes almacenamientos de hielo.
Menores costos de operación.	Requiere un equipo de mayor tamaño.
Se tiene una reserva en cuanto a carga de refrigeración lista para ser usada y proporciona mucha flexibilidad.	Costo inicial mayor.
Desfasa la mayor parte de la demanda eléctrica.	

➤ Almacenamiento Parcial

En el caso del sistema de almacenamiento de hielo parcial, lo que ocurre es que el sistema emplea sus equipos de refrigeración las 24 horas aprovechando las horas en las que la carga de refrigeración no son tan grandes para producir el hielo que se fundirá en las horas de mayor demanda. Los beneficios son el resultado de emplear equipo de menor tamaño y menor capacidad del que se hubiera tenido que emplear si no se contara con las bondades del hielo.

TABLA 2.4. ALMACENAMIENTO PARCIAL

Ventajas	Desventajas
Recomendable para periodos más prolongados en cuanto al pico de demanda se refiere.	Costos de operación mayores que los de almacenamiento completo.
Buena flexibilidad.	
Requiere de un volumen de almacenaje de hielo y tamaño del equipo menor que el de almacenamiento completo.	
Costo de inversión inicial menor.	

Es muy importante mencionar que el tipo de sistema que más convenga emplearse depende de las circunstancias particulares que se tengan en cuanto a tarifas eléctricas, capital y espacio disponible, aunque es posible que una combinación de los dos sistemas sea empleada.

2.6.3. Clasificación de Bancos de Hielo por la Forma en que se Derrite el Hielo

Los bancos de hielo pueden operar de dos formas diferentes dependiendo de la forma en la que se derrita el hielo:

➤ Fusión Interna

Este tipo de sistema derrite el hielo por dentro, teniendo una capa de agua rodeando al serpentín que contiene el refrigerante.

➤ Fusión Externa.

Este sistema derrite el hielo por fuera, de manera que el refrigerante que pasa por el serpentín está rodeado por el hielo y el agua circula por la parte exterior del hielo derritiéndolo por fuera.

2.6.4. Funcionamiento de los Bancos de Hielo

La razón por la cual los bancos de hielo funcionan tan bien se debe a que cuando el hielo se derrite a una temperatura de 0°C (32°F), éste tiene una capacidad de absorber 36.3 kcal por kg_{hielo} (144 Btu por lb_{hielo}). Esto es ocasionado por el calor latente de fusión que experimenta el hielo cuando tiene un cambio de fase. Si usamos este principio con fines comerciales y fundimos aproximadamente 37.6 kilogramos (83 libras) de hielo se pueden absorber 3024 kcal (12000 Btu) de calor, lo que equivale a una tonelada de aire acondicionado.

En general, un sistema de almacenamiento de hielo (almacenamiento completo) suele tener un costo inicial mayor a cualquier sistema de refrigeración convencional, llegando a tener un precio arriba del de un sistema convencional en un 20% a 60%. Sin embargo, esta cantidad de dinero se recupera rápidamente gracias a los ahorros en cuanto a energía se refiere, ya que el tiempo de recuperación de la inversión por lo general es de 2 a 4 años.

Para instalaciones que son completamente nuevas, los costos del sistema de enfriamiento con bancos de hielo son casi iguales a los de los sistemas convencionales gracias a la posibilidad de usar agua más fría que da como resultado componentes más pequeños de distribución tanto de agua como de aire.

El ahorro de energía más significativo se debe a que un sistema de refrigeración que usa bancos de hielo no está sujeto a las tarifas más elevadas que se tienen en las horas pico. Es importante mencionar que estas horas coinciden con las horas en las que existe una mayor demanda en cuanto a la carga de enfriamiento. Empleando lo que se llama "efecto batería" podemos utilizar nuestra reserva de hielo para satisfacer nuestra demanda de refrigeración empleando nuestro equipo a la misma capacidad. Esto hace que la carga de refrigeración necesaria sea

empleada sin tener que incurrir en un consumo mayor de energía, logrando así el evitar tener que pagar más por las altas tarifas.

Es importante mencionar que no existe un ahorro considerable en cuanto a consumo de energía eléctrica se refiere. Dependiendo del tipo de operación es posible que haya un aumento ligero o una pequeña disminución en el consumo comparado con un sistema de enfriamiento convencional. Sin embargo, el beneficio que brindan los bancos de hielo es que podemos lograr un ahorro considerable en cuanto al costo inicial del equipo y en cuanto a los costos de la electricidad.

2.6.5. Ventajas de los Bancos de Hielo

Las ventajas de contar con un sistema de enfriamiento con bancos de hielo son las siguientes:

1. La planta central modular puede ser modificada en caso de que aumente la carga de refrigeración necesaria.
2. Costos reducidos en cuanto a energía se refiere.
3. Flexibilidad para modificar el sistema dependiendo de las condiciones de operación requeridas.
4. Confiabilidad total en cuanto al manejo de la energía gracias al "efecto batería".
5. Costos menores de inversión debidos a menores diámetros de tubería, bombas y ventiladores.
6. Menor espacio requerido para tubos y ductos.
7. Emplea una temperatura menor del agua al mismo tiempo que tiene una capacidad de enfriamiento mayor.
8. Operación más eficiente del sistema y tarifas energéticas más bajas.
9. Sistemas más competitivos ya que reducen los costos de enfriamiento a la mitad.
10. Proporciona mejores factores de carga y una mejor utilización del equipo para la compañía de luz.

11. Retrasa la necesidad de generar más electricidad y la adición de nuevas líneas de transmisión.
12. Promueve el uso de generadores de mayor eficiencia (generadores empleados en horas que no son pico).
13. No exigen mayor demanda de energía en la hora pico.
14. Disminuye los costos por energía eléctrica para todos.

2.6.6. Desventajas de los Bancos de Hielo

1. El sistema requiere de espacio extra para los tanques que almacenan el hielo.
2. La inversión de capital inicial puede ser más alta que la de un sistema convencional dependiendo del sistema.
3. Algunos arquitectos o ingenieros se opondrán debido al riesgo que implican nuevas ideas.

2.6.7. Comparación entre un Sistema Convencional y uno con Bancos de Hielo

TABLA 2.5. COMPARACIÓN

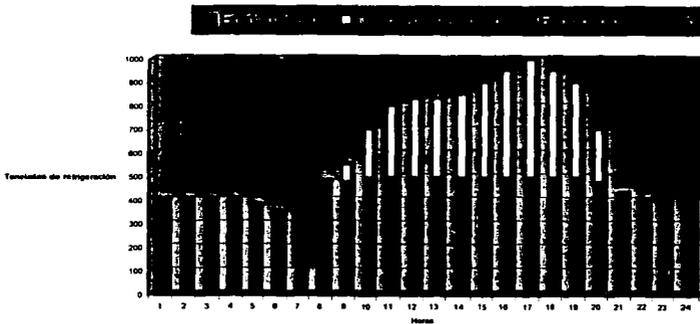
HIELO	vs	CONVENCIONAL
1. Ahorro de un 50% por tarifas de horas que no son pico.		1. Paga tarifas altas por horas pico.
2. Rentable ya que eventualmente se paga solo.		2. Nunca ahorra por las tarifas que de las horas que no son pico.
3. Usa menos combustible fósil para operar.		3. Emplea más combustible fósil para operar.

TABLA 2.5. CONTINUACIÓN	
4. Contamina menos.	4. Contamina más.
5. Produce menos gases de invernadero.	5. Produce más gases de invernadero.
6. Reduce la necesidad de nuevas plantas de generación.	6. Aumenta la necesidad de nuevas plantas de generación.
7. Brinda ahorros por costos en tarifas de electricidad.	7. Aumenta los costos por tarifas eléctricas.
8. Confiabilidad total por el efecto batería.	8. No cuenta con sistemas de apoyo.

2.6.8. Diagrama Típico de Cargas Máximas con Bancos de Hielo

GRÁFICA 3 DIAGRAMA TÍPICO DE CARGAS MÁXIMAS UTILIZANDO BANCOS DE HIELO

Diagrama Típico de Cargas de Enfriamiento de un Sistema con Bancos de Hielo



En esta gráfica podemos observar un ejemplo de cómo se podría presentar un diagrama de cargas de enfriamiento utilizando bancos de hielo, en la cual se distinguen los periodos de fabricación de hielo, el de descarga del hielo y el de enfriamiento del local.

CAPÍTULO III

DESARROLLO

CAPÍTULO III: DESARROLLO

En este capítulo se concentra el núcleo fundamental de este trabajo ya que engloba los análisis tanto térmicos como de diseño; así mismo plantea los resultados obtenidos de la experimentación, lo que nos permite llegar al equipo de aire acondicionado que pretende dar solución al problema planteado en el capítulo anterior y cumplir así con el objetivo de este trabajo.

3.1. DISEÑO CONCEPTUAL DEL BANCO DE HIELO

3.1.1. Antecedentes

Dentro del diseño conceptual se debe definir el problema al que el diseñador se encuentra sometido, lo que nos implica plantear tanto la necesidad que se presenta en el mercado, que nos orilla a la creación de un nuevo producto, como los objetivos y alcances que se pretenden alcanzar para darle solución al problema. Esta definición se presentó en el *Capítulo I Planteamiento del Problema*, por lo que se debe pasar a la siguiente etapa del diseño conceptual que es la recolección de información. En esta etapa se deben recopilar todos los datos necesarios para el diseño, así como la información de los equipos problema y de equipos ya existentes que nos pueden servir para darle solución al problema. Esta recopilación se planteó en el *Capítulo II Entorno del Problema*, por lo que se deberá pasar a la siguiente etapa del diseño, la selección tanto del equipo más adecuado como de los materiales a utilizar.

3.1.2. Selección del Equipo de Aire Acondicionado

Utilizando el método de Budinski¹⁰ se realizó la toma de decisión para evaluar la conveniencia de la implementación del sistema en cuestión y se consideraron los siguientes 4 criterios:

Costo inicial: Se refiere a el costo de inversión inicial para cada sistema de acondicionamiento de aire.

Ahorro de energía: Es el ahorro en el consumo energético en kWh.

¹⁰ Budinski. *The Formalization of Selection Procedures*. p.p 213-222.

Costo de operación: Es la cantidad de dinero requerida por nuestro sistema para trabajar.

Eficiencia: Es la relación entre la cantidad diaria de energía requerida para el acondicionamiento y el consumo en KW del compresor.

También se consideraron factores de peso de acuerdo a la importancia que cada uno de estos criterios tienen en nuestro sistema.

TABLA 3.1. COMPARACIÓN DE EQUIPOS

	Costo inicial	Ahorro de energía	Costo de operación	Eficiencia	Rango (Max = 20)
Equipos convencionales	5	2	1	2	10/20 = 0.5
Equipos no convencionales (bancos de hielo)	1	4	5	3	██████████

1 = MALO 2 = REGULAR 3 = BUENO 4 = MUY BUENO 5 = EXCELENTE

TABLA 3.2. COMPARACIÓN DE EQUIPOS (FACTOR DE IMPORTANCIA)

	Costo inicial (X 2)	Ahorro de energía (X 5)	Costo de operación (X 4)	Eficiencia (X 3)	Rango (Max = 70)
Equipos convencionales	10	10	4	6	30/70 = 0.43
Equipos no convencionales (bancos de hielo)	2	20	20	9	██████████

De las tablas anteriores podemos concluir que el mejor sistema a utilizar es el **equipo no convencional (banco de hielo)**.

3.1.2.1 Selección del Tipo de Fusión

Dentro de la teoría de los bancos de hielo existen dos métodos para descongelar el banco: fusión interna o fusión externa (inciso 2.6.3.). Dentro de nuestro sistema hemos escogido utilizar la fusión externa debido a que ésta se presenta con una mejor eficiencia que la fusión interna y que la gran mayoría de los diseños

actuales emplean la fusión interna ya que ésta es más sencilla tanto de diseñar como de instalar.

3.1.2.2. Selección del Tipo de Almacenamiento

De los tipos de almacenamiento expuestos en el inciso 2.6.2, escogimos un sistema que combina los dos tipos de almacenamientos, ya que cada uno cuenta con características necesarias para nuestro sistema. Inicialmente, nuestra opción era un almacenamiento total, ya que éste nos permite dejar de utilizar el equipo convencional durante las horas en donde la energía es más cara. Debido a que las horas pico de enfriamiento no coinciden completamente con las horas pico de las tarifas eléctricas, decidimos utilizar el almacenamiento total durante las horas pico de las tarifas eléctricas y el almacenamiento parcial durante el resto de las horas pico de enfriamiento.

3.1.3. Selección de los Materiales

Basados en el método de Budinski se realizó la selección de los materiales para la fabricación de los tubos del serpentín. Se escogieron tubos que se fabrican de manera comercial para que no se elevara el costo al realizar pedidos especiales de materiales que comúnmente no se fabrican para tuberías. Además se le asignó un cierto factor de peso, dependiendo que propiedades son más importantes para el diseño del serpentín de los bancos de hielo.

TABLA 3.3. COMPARACIÓN DE MATERIALES PARA TUBOS DE SERPENTÍN

Material	Disponibilidad	Manejabilidad (Instalación)	Transferencia de calor	Corrosión	Rango (Max =20)
Cobre	5	4	5	4	
PVC	5	5	1	3	14/20=0.70
Aluminio	3	2	4	3	12/20=0.60
Polietileno	2	3	2	4	13/20=0.65
Acero Galvanizado	4	3	3	5	15/20=0.75

1 = MALO

2 = RÉGULAR

3 = BUENO

4 = MUY BUENO

5 = EXCELENTE

TABLA 3.4. COMPARACIÓN DE MATERIALES PARA TUBOS DE SERPENTÍN (FACTOR DE IMPORTANCIA)

Material	Disponibilidad (x 3)	Manejabilidad (Instalación) (x 2)	Transferencia de calor (x 5)	Corrosión (x 4)	Rango (Max =70)
Cobre	15	8	25	16	██████████
PVC	15	10	5	12	42/70=0.60
Aluminio	9	4	20	12	45/70=0.64
Polietileno	6	6	10	16	38/70=0.54
Acero Galvanizado	12	6	15	20	53/70=0.76

De la tablas anteriores podemos concluir que la mejor opción para la fabricación de los tubos del serpentín es el **cobre**.

Basados nuevamente en el método de Budinski se realizó la selección de materiales para el tanque que contendrá al hielo. Nuevamente se recurrió a materiales que cumplieran con las características que se necesitan para el diseño del banco.

TABLA 3.5. COMPARACIÓN DE MATERIALES PARA TANQUE

Material	Disponibilidad	Manejabilidad (Instalación)	Presión	Corrosión	Rango (Max =20)
Polietileno	5	4	2	4	15/20 = 0.75
PVC	5	4	3	4	16/20 = 0.80
Madera	4	4	4	1	13/20 = 0.65
Concreto Armado	5	4	5	4	██████████
Aluminio	3	3	5	3	14/20 = 0.70

1 = MALO 2 = RÉGULAR 3 = BUENO 4 = MUY BUENO 5 = EXCELENTE

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

TABLA 3.6. COMPARACIÓN DE MATERIALES PARA TANQUE (FACTOR DE IMPORTANCIA)

Material	Disponibilidad (x 3)	Manejabilidad (Instalación) (x 4)	Presión (x 5)	Corrosión (x 4)	Rango (Max =80)
Poliétileno	15	16	10	16	57/80 = 0.71
PVC	15	16	15	16	62/80 = 0.77
Madera	12	16	20	4	52/80 = 0.65
Concreto Armado	15	16	25	16	██████████
Aluminio	9	12	25	12	58/80 = 0.72

De la tablas anteriores podemos concluir que la mejor opción para la fabricación de los tanques que contendrán los bancos de hielo es el concreto armado.

3.2 ANÁLISIS TERMICO

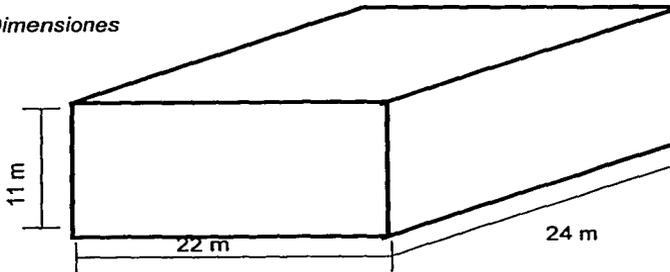
Después de analizar los problemas que se tienen con los sistemas convencionales de aire acondicionado y de encontrar una posible solución a través de los bancos de hielo, en este capítulo se analizará un caso real haciendo una comparación entre el sistema convencional con el que actualmente trabaja y el sistema con bancos de hielo que podría sustituirlo.

3.2.1 Caso Real

El caso se enfoca a una discoteca que se encuentra localizada en Boca del Río, Veracruz. Este lugar tiene una capacidad para 1000 personas y funciona de Jueves a Domingo de 8:00 P.M. a 5:00 A.M. Sus dimensiones son de 24 metros de largo por 22 metros de frente y 11 metros de altura. Actualmente su sistema de aire acondicionado tiene una capacidad de 90 toneladas de refrigeración, las cuales según la experiencia de las personas que laboran ahí son insuficientes e ineficientes para el caso. Aunado a esto, también se tiene que lidiar con elevados costos de operación y mantenimiento.

3.2.2. Datos De Cálculo

3.2.2.1. Dimensiones



3.2.2.2. Condiciones Interiores en la Discoteca Zoo.

Tbs 23°C
 Humedad Rel. 50%
 Tbh 16.4°C
 Hint 15.2 Kcal/Kg

3.2.2.3. Condiciones Exteriores Máximas En Boca Del Río, Veracruz.

Tbs 27°C
 Humedad Rel. 80%
 Tbh 24.2°C
 Hext 21.8 Kcal/Kg

3.2.2.4. Condiciones Exteriores A Diferentes Horas Del Día En Boca Del Río, Veracruz.

Hora del día	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Tbs (°C)	27	27	27	27	27	27	28	28	29	30	31	33
Húmedad (%)	80	80	80	80	80	76	76	70	70	67	67	62
Tbh (°C)	20.5	20.5	20.5	20.5	20.5	20.9	20.9	21	21	22	22	27
Hext (Kcal/kg)	18.4	18.4	18.4	18.4	18.4	18.6	18.6	18.9	18.9	19.7	19.7	24.4

Hora del día	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Tbs (°C)	33	33	33	30	30	27	27	27	27	27	27	27
Húmedad (%)	62	62	62	70	70	76	80	80	80	80	80	80
Tbh (°C)	27	27	27	25.5	25.5	21	20.5	20.5	20.5	20.5	20.5	20.5
hext (Kcal/kg)	24.4	24.4	24.4	23	23	23.5	18.4	18.4	18.4	18.4	18.4	18.4

3.3. CÁLCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO

Basados en las especificaciones del Capítulo II sobre el cálculo de las cargas de enfriamiento, en este capítulo se desarrollará el cálculo del recinto a estudiar a través del método recomendado por la ASHRAE.

De acuerdo al tiempo en el que se presenten las cargas térmicas, éstas se pueden dividir en cargas constantes o variables. Las cargas variables están relacionadas con los efectos del sol y se dividen en cargas debidas a vidrios, muros y techos. Las cargas constantes se dividen en cargas relacionadas con la transmisión, iluminación, personal, equipo y misceláneas.

En nuestro caso particular, las personas se presentan dentro de la categoría de cargas variables ya que no se mantienen constantes durante el tiempo en el que funciona el lugar estudiado.

3.3.1. Carga Variable

1. Ganancia de calor a través de muros y techos: El cálculo del calor ganado a través de muros y techos debe considerar que cuando el sol calienta la superficie se inicia un flujo de calor hacia el interior del espacio hasta llegar a un máximo. Posteriormente, el flujo de calor disminuye poco a poco durante la noche y vuelve a aumentar cuando el sol calienta de nuevo la pared. Este cálculo se simplifica usando el concepto de "temperatura aire-sol", desarrollado por "Mackey y Wright¹¹". La temperatura aire-sol es una temperatura del aire tal que en la ausencia de efectos de radiación da al espacio interior la misma cantidad de calor que la combinación de radiación incidente del sol, energía radiante del espacio y convección del aire exterior. Para resolver este problema de encontrar el calor ganado por el sol, se han preparado tablas que indican la temperatura equivalente que se debe usar en paredes o en techos. Por lo que el calor ganado se calculará con la siguiente expresión:

¹¹ Jennings, Burges, Et.Al. *Air Conditioning and Refrigeration*, 4a edición.

$$Q = UA\Delta T_e^* \dots\dots(1)^{12}$$

Donde:

Q es la carga de calor en Kcal/h (Btu/h)

U es el coeficiente de transmisión de calor en Kcal/h-m²-°C (Btu/h-ft²-°F)

A es el área neta en m² (ft²)

$$\Delta T_e^* = \Delta T_e + (\Delta T_{real} - 8.3 \text{ } ^\circ\text{C})$$

ΔT_e es la temperatura equivalente a partir del método de temperatura aire-sol desarrollado por Mackey y Wright

$$\Delta T_{real} = T_i - T_e$$

T_e es la temperatura de diseño exterior en °C (°F)

T_i es la temperatura de diseño interior en °C (°F)

Por lo general, la temperatura interior de diseño se considera entre 23°C y 25°C y la temperatura exterior de diseño se selecciona de las tablas¹³ según el lugar. La temperatura de bulbo seco exterior de diseño tiene en la mayoría de los casos su máximo a las 16 horas.

Para nuestro estudio la temperatura interior de diseño es de 23°C y la temperatura exterior de diseño máxima es de 35.6°C

De acuerdo a la localización del local en estudio la distribución de las áreas se presenta según la siguiente tabla.

TABLA 3.7. DISTRIBUCIÓN DE ÁREAS EN m²

Noreste	230
Suroeste	242
Sureste	264
Noroeste	264
Techo	528

¹² Hernández Goribar, Eduardo. *Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración*. P.284

¹³ Americ A.C./C.N.I.C. Especificaciones para temperaturas de Cálculo.....Especificación:AA-006-94-000. Diciembre 1994.

El cálculo del coeficiente de transmisión de calor para muros y techos se realizó a través de la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \dots + \frac{x_m}{k_m} + \frac{1}{h_o}} \dots\dots\dots (2)^{14}$$

Donde:

h_1 es el coeficiente de transferencia de calor por convección del aire interior (8 Kcal/h-m²-°C)

x_i son los espesores de los materiales en m

k_i es el coeficiente de transferencia de calor por conducción del material en Kcal-m/h-m²-°C

h_o es el coeficiente de transferencia de calor por convección del aire exterior (29.3 Kcal-m/h-m²-°C)

Los muros del local en estudio están contruidos con los siguientes materiales: block de cemento de 30.48 centímetros (12 pulgadas) y plafón falso de 2 centímetros (0.7874 pulgadas) de espesor. El techo del local esta contruido de concreto armado de 10.16 centímetros (4 pulgadas) de espesor , una capa de yeso de 2 centímetros (0.7874 pulgadas) de espesor y una capa de aislante de 1.27 centímetros (1/2 pulgada).

Utilizando la expresión 1 y con los datos del Anexo A tablas A1 y A4 podemos calcular la ganancia de calor a través de los muros y techos, obteniendo los siguientes resultados

TABLA 3.8. MUROS Y TECHOS

Hora del día	8	10	12	2	4	6	8	10	12
NE (Kcal)	1711	1711	1711	2883	2883	2414	2414	2648	2414
SE (Kcal)	1945	1945	1711	2883	3117	3117	2883	2648	2648
SO (Kcal)	1945	1945	1711	1711	1945	2414	3351	3586	3351
NO (Kcal)	1711	1711	1711	1711	1711	1945	2414	3351	3586
TECHOS (Kcal)	4969	14497	21304	24707	21984	15178	8372	4969	3607
SUMATORIA (Kcal)	12281	21809	28147	33894	31640	25068	19434	17202	15607

¹⁴ Incropera, Krank. *Fundamentos de Transferencia de Calor*. Cuata Edición. p.p. 78

2. **Ganancia de calor debida al efecto solar:** el calor que se gana en un espacio a través de los cristales depende de los siguiente: latitud del lugar, orientación de los cristales, claridad de la atmósfera, tipo de cristal usado y dispositivo para sombrear. Un cristal ordinario absorbe alrededor del 6% de la energía solar y refleja o transmite el resto. La relación de la energía transmitida con la energía reflejada depende del ángulo de incidencia. Existen tablas experimentales que según la latitud, tiempo del año y orientación de la ventana proporcionan la energía solar que entra al espacio considerado. La ganancia de calor se puede determinar con la siguiente expresión:

$$Q = Af(FGS) \dots\dots\dots(3)^{15}$$

Donde:

A es el área del vidrio en m²

FGS es el factor de ganancia solar

f es el factor de forma

Para nuestro caso, el área de las ventanas es de 12 m² y solo se presenta al frente del local. El factor de forma es considerado de 0.9 ya que se trata de vidrios especiales construidos para soportar las inclemencias del tiempo en el Puerto de Veracruz y con fines estéticos, ya que es mucho más grueso que el vidrio normal. Sustituyendo los datos anteriores y utilizando la tabla A2 del Anexo A en la fórmula 3, obtenemos los siguientes resultados.

TABLA 3.9. VIDRIOS

Hora del día	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
21-Jun (Kcal)	2628	5004	4680	3960	2700	1236	480	456	456	456	384	288	96
22 julio y 21 de mayo (Kcal)	2304	4296	4488	3612	2376	1008	456	456	456	420	384	252	96
22 ago y 20 Abril(Kcal)	1464	3612	3840	2892	1620	576	456	456	456	420	348	228	60
22 sept y 22 Marzo (Kcal)	0	2700	2820	1920	708	456	456	456	456	420	348	192	0
23 oct y 20 Feb (Kcal)	0	1428	1692	936	420	456	456	456	420	384	288	120	0
21 Nov y 21 Enero (Kcal)	0	780	840	456	420	420	420	420	420	348	252	96	0
22-Dic (Kcal)	0	456	576	384	384	420	420	420	384	348	228	60	0

¹⁵ Bengoechea Olguin, Rodrigo. Notas de clase

De acuerdo a la tabla anterior podemos concluir que la carga máxima debida a cristales se presenta en Junio a las 7 horas.

Realizando la suma de las cargas de muros, techos y vidrios a la misma hora se obtienen los siguientes resultados

TABLA 3.10. SUMATORIA DE MUROS, TECHOS Y VIDRIOS

Hora del día	8	10	12	14	15	16	18
MUROS, TECHO Y VIDRIO (Kcal)	31217	30437	31291	36942	35563	33872	25320

3. Ganancia de calor debida a la actividad de las personas: Las personas que ocupan un lugar acondicionado producen una gran cantidad de calor dependiendo de la temperatura interior y el grado de actividad que estén realizando. En el caso de estudio, la carga térmica producida por personas es la mayor carga a disipar en las instalaciones. Los seres vivos y algunas aplicaciones específicas producen tanto calor sensible como calor latente debido a la transpiración. La ganancia de calor debida a la actividad de las personas puede considerarse dividida en dos partes:

- a) Ganancia de calor sensible: esta ganancia se calcula con la siguiente expresión:

$$Q_{S_{personas}} = N \times C_s \dots\dots\dots (4)^{16}$$

Donde:

N es el número de personas.

C_s es el calor sensible producido por las personas dependiendo su actividad (ver Tabla A7 del Anexo A).

- b) Ganancia de calor latente: esta ganancia se calcula con la siguiente expresión:

$$Q_{L_{personas}} = N \times C_L \dots\dots\dots (5)^{17}$$

Donde:

¹⁶ Idem
¹⁷ Idem

N es el número de personas.

C_L es el calor latente producido por las personas dependiendo su actividad (ver Tabla A7 del Anexo A).

En base al estudio realizado en el local se obtuvo la siguiente tabla sobre la cantidad de personas por hora que se encuentran ocupando la disco.

TABLA 3.11. NÚMERO DE PERSONAS

Hora del día	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	6	7
Número de Personas	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10	10	700	1000	1000	1000	1000	1000	700	700	700	700	200	10	10

Sustituyendo la tabla sobre el número de personas en las ecuaciones 4 y 5 y con la tabla A7 del Anexo A obtenemos los siguientes resultados:

TABLA 3.12. CALOR PRODUCIDO POR LAS PERSONAS

Hora del día	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Calor Latente (Kcal)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	149058
Calor Sensible (Kcal)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	106722
SUMATORIA (Kcal)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	255780

Hora del día	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	6	7
Calor Latente (Kcal)	212940	212940	212940	212940	212940	149058	149058	149058	149058	42588	0	0
Calor Sensible (Kcal)	152460	152460	152460	152460	152460	106722	106722	106722	106722	30492	0	0
SUMATORIA (Kcal)						255780	255780	255780	255780	73080	0	0

Realizando la suma de las cargas de muros, techos, vidrios y personas obtenemos la carga variable total por hora.

TABLA 3.13. SUMATORIA DE MUROS, TECHOS, VIDRIOS Y PERSONAS

Hora del día	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
MUROS, TECHOS, VIDRIO Y PERSONAS (Kcal)	31217	31205	30437	29550	31291	34140	36941.7	35563	33872	29590	25320	278031

Hora del día	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	6	7
MUROS, TECHOS, VIDRIO Y PERSONAS (Kcal)		383718	382602	381804	381007	255780	255780	255780	255780	73080	6396	18276

De la tabla anterior podemos concluir que la carga máxima variable es de 384834 Kcal y se presenta a las 20 horas.

3.3.2. Carga Constante

1. Iluminación: Emplea una pequeña parte de la energía consumida en producir luz y la mayor parte de ésta se transforma en calor. En el caso de la iluminación incandescente este fenómeno resulta evidente por la alta temperatura que alcanza un foco al estar prendido. En el caso de la iluminación fluorescente, el tubo es frío pero la balastra que intensifica la potencia para permitir el efecto fluorescente disipa gran cantidad de calor al espacio acondicionado.

El calor producido por los diferentes tipos de iluminación es el siguiente:

Incandescente $q = W \times 0.86 \times N$ kcal/h (6)¹⁸

Fluorescente $q = W \times 0.86 \times 1.25 \times N$ kcal/h (7)¹⁹

Donde:

W es el número de Watts de la luminaria.

N es el número de lámparas.

El valor de 1.25 se refiere a la eficiencia de la balastra.

El valor de corrección para la iluminación fluorescente se debe al factor de eficiencia del sistema²⁰

Dentro del local a estudiar se encontraron 72 lámparas incandescentes de 250 Watts, además de 216 lámparas fluorescentes de 13 Watts, así como un rayo láser de 5.5 Watts. Sustituyendo éstos valores dentro de las expresiones 6 y 7 se obtienen los valores que se anotarán posteriormente en la tabla de cargas constantes.

2. Ganancia de calor debida al equipo misceláneo: Para obtener la ganancia de calor debida al equipo que se tenga instalado en el espacio por acondicionar, se

¹⁸ *Idem*

¹⁹ *Idem*

²⁰ Carrier, Willis. *Modern Air Conditioning, Heating and Ventilating*.

recurre a tablas experimentales. Siempre se debe considerar esta parte de la ganancia total que, en ocasiones, puede ser muy importante. A veces se acostumbra a incrementar esta ganancia un 10% por alguna contingencia imprevista que pudiera ocurrir.

En la disco se encontraron los siguientes equipos clasificados como misceláneos: 6 motores de ¼ hp, 5 computadoras, 3 licuadoras, 21 televisores, 2 refrigeradores, 1 tornamesa y 1 amplificador. Basados en la tabla A8 del anexo A se encontró el calor disipado durante el funcionamiento de estos equipos, cuyos resultados se encuentran en la siguiente tabla:

TABLA 3.14. CARGAS CONSTANTES

Cargas Térmicas	Cantidades	Calor Sensible (Kcal)	Calor Latente (Kcal)
Motores 1/4 hp	6	960	0
Computadoras	5	645	0
Licuadoras	3	150	0
Televisores	21	3612	0
Refrigeradores	2	3440	0
Tornamesa	1	172	0
Amplificador	1	3440	0
Rayo Láser	1	4.73	0
Iluminación	288	17291.16	0
Sumatoria	328	29714.89	0

Sumando la máxima carga variable y la carga constante obtenemos la carga total por hora.

TABLA 3.15. CARGA TOTAL

Hora del día	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Carga Total (Kcal)	285978	285978	285978	285978	103278	6396	18276	31217	31205	30437	29550	31291

Hora del día	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Carga Total (Kcal)	34140	36942	35563	33872	29590	25320	308229	415031	413916	412800	412002	411204

Observando los resultados de la tabla anterior se concluye que la carga máxima total se presenta a las 20 horas y es de 415031 Kcal/h.

3.3.3. Factor De Calor Sensible

El factor de calor sensible se calcula con la siguiente expresión:

$$F.C.S. = \frac{q_s}{q_s + q_L} \dots\dots\dots (8)^{21}$$

De los datos anteriores, las sumatorias de calor sensible y calor latente total son:

$q_s = 182658 \text{ Kcal/h}$

$q_L = 212940 \text{ Kcal/h}$

Sustituyendo los valores anteriores en la expresión 8 obtenemos que el factor de calor sensible es de 0.4617261.

3.3.4. Condiciones de Inyección

Con base a las condiciones interiores (inciso 3.2.2.2.), las condiciones exteriores (inciso 3.2.2.3.), y con la referencia del factor de calor sensible podemos obtener las condiciones de inyección auxiliándonos en la carta psicométrica. (Anexo A)

Tbs	4°C
Humedad Relativa	5%
Tbh	0°C
Hiny	6.5 Kcal/kg

3.3.5 Cálculo de la Masa de Aire Exterior por Hora Basado en el Número de Personas.

De acuerdo a las normas vigentes para el diseño de sistemas de aire acondicionado, existe una cierta cantidad de aire necesario para que las personas que se encuentren dentro de un inmueble puedan gozar de un ambiente de confort. Dependiendo de la actividad que estén realizando será la cantidad necesaria de aire, para la cual se realizaron tablas con valores experimentales. La cantidad de masa exterior necesaria para las personas se puede calcular con la siguiente expresión:

$$\text{Aire Exterior} = N \times C \times \rho_{\text{aire}} \dots\dots\dots(9)^{22}$$

²¹ Goribar Hernández, Eduardo. *Aire Acondicionado y Refrigeración*. P.p. 134

Donde:

N es el número de personas dentro del inmueble.

C es el dato de las tablas experimentales.

ρ_{aire} es la densidad del aire (1.2 kg/m³)

Sustituyendo los datos de la tabla A9 del Anexo A y la tabla del número de personas descrita anteriormente en la expresión 9 podemos obtener los siguientes resultados.

TABLA 3.16. MASA DE AIRE EXTERIOR POR HORA BASADOS EN EL NÚMERO DE PERSONAS

Hora del día	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Kg de aire	42840	42840	42840	42840	12240	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	42840	61200	61200	61200	61200	61200

3.3.6. Cálculo de la Masa de Aire Total Por Hora

Para el cálculo del aire total se debe utilizar la siguiente ecuación:

$$q_T = m (h_{\text{int}} - h_{\text{iny}}) \dots\dots\dots (10)^{23}$$

Donde:

q_T es la carga total (Kcal)

m es la masa de aire total (kg)

h_{int} es la entalpía en condiciones interiores (Kcal/kg)

h_{iny} es la entalpía en las condiciones de inyección (Kcal/kg)

Despejando la masa de aire de la expresión 10, obtenemos:

$$m = \frac{q_T}{h_{\text{int}} - h_{\text{iny}}} \dots\dots\dots (11)$$

Sustituyendo los datos de la entalpía interior (inciso 3.1.1.2), la entalpía de inyección (inciso 3.2.4) así como la tabla de cargas totales (inciso 3.2.2) en la expresión 11, obtenemos los siguientes resultados.

²² Bengoechea Olgún, Rodrigo. Notas de clase.

²³ Hernández Goribar. Eduardo. *Aire Acondicionado y Refrigeración*. P.p. 131

TABLA 3.17. MASA DE AIRE TOTAL POR HORA

Hora del día	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Kg de aire	62973	62973	62973	62973	22742	1408	4024.4	6874	6871	6702	6507	6890

Hora del día	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Kg de aire	7518	8135	7831	7459	6516	5576	67873	91391	91146	90900	90724	90549

3.3.7. Cálculo de la carga del equipo

Conociendo que la carga del equipo se calcula con la siguiente expresión:

$$Q_{\text{equipo}} = m_{\text{aire total}} C_P \Delta t \dots (12)^{24}$$

Donde:

Q_{equipo} es la carga del equipo (KJ/h)

$m_{\text{aire total}}$ es la masa de aire total (kg)

C_P es el calor específico del aire (1.007KJ/kg°C)

Δt es la diferencia de temperaturas ($T_{\text{mezcla}} - T_{\text{inyección}}$) (°C)

T_{mezcla} es la temperatura del aire mezclado entre el aire exterior y el interior.

$T_{\text{inyección}}$ es la temperatura de inyección al recinto (4°C de acuerdo al inciso

3.2.4)

Se debe determinar la temperatura de la mezcla para la cual se obtienen los porcentajes de aire exterior y de aire interior que contiene la mezcla a través de reglas de tres.

Por ejemplo para 1:00 a.m.

Si 62973 son los kilogramos de aire total y 42840 son los kilogramos de aire exterior.

62973 kg - 100%

42841 kg - ¿X?

$$X = \frac{(42841)(100)}{62973} \quad X = 68.03\%$$

Por lo que el porcentaje de aire exterior es de 68.03 y de aire interior es de 31.97.

Realizando este mismo procedimiento para cada hora obtenemos los siguientes resultados:

²⁴ Bengoechea Olgufn, Rodrigo. Notas de clase

TABLA 3.18. PORCENTAJE DE AIRE INTERIOR Y AIRE EXTERIOR POR HORA

Hora del día	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
Aire Exterior (%)	68	68	68	68	54	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	63	67	67	67	67	68
Aire Interior (%)	32	32	32	32	46	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	37	33	33	33	33	32

Para calcular la temperatura de la mezcla se utiliza la siguiente expresión:

$$T_{mezcla} = T_{int} (\% \text{ aire interior}) + T_{ext} (\% \text{ aire exterior}) \dots\dots\dots(13)$$

Sustituyendo los valores de la tabla anterior junto con los valores de la temperatura interior del recinto (inciso 3.2.2.2), así como los valores de temperaturas exteriores a diferentes horas del día (inciso 3.2.2.4), en la expresión 14 obtenemos los siguientes resultados:

TABLA 3.19. TEMPERATURAS DE LA MEZCLA

Hora del día	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
Temperatura °C	26	26	26	26	25	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	26	26	26	26	26	26

Sustituyendo todos los datos en la expresión 12 podemos obtener el cálculo de la carga del equipo, lo cual nos dará en KJ/h de acuerdo al análisis de unidades de dicha expresión.

TABLA 3.20. CARGA DEL EQUIPO EN KJ/h

Hora del día	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Carga del equipo (KJ/h)	1377430	1377430	1377430	1377430	484429	26947	76999.7	131521	131472	128238	124500	131834

Hora del día	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Carga del equipo (KJ/h)	143839	155641	149832	142708	124667	106677	1471176	1995107	1990406	1985706	1982345	1978983

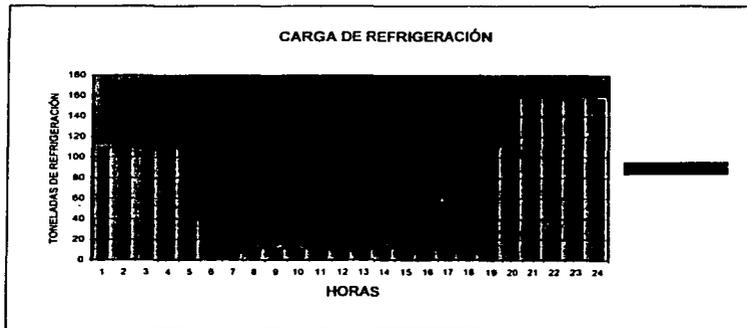
Convirtiendo estos datos en toneladas de refrigeración²⁵ que son las unidades más comúnmente utilizadas para referirse a la carga de enfriamiento o refrigeración.

TABLA 3.21. CARGA DEL EQUIPO EN TONELADAS DE REFRIGERACIÓN

Hora del día	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
CARGA DEL EQUIPO EN TR	109	109	109	109	38	2	6	10	10	10	10	10	11	12	12	11	10	8	116	158	157	157	157	156

De la tabla anterior se puede obtener la siguiente gráfica sobre la carga de refrigeración que describe las necesidades de enfriamiento del local estudiado.

GRÁFICA 3.1. CARGA DE REFRIGERACIÓN



²⁵ 1 Tonelada de refrigeración = 12660.765 KJ

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS DE RESULTADOS

CAPÍTULO IV. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Conociendo que la discoteca actualmente cuenta con una carga de refrigeración de 90 toneladas y que la carga máxima de refrigeración es de 157.5 toneladas de refrigeración podemos concluir que el local tiene un déficit en la carga de enfriamiento de 67.5 toneladas, razón por la cual su equipo actual es insuficiente.

De acuerdo a lo mencionado en el capítulo 2 en el inciso 2.6.2. sobre la clasificación de los bancos de hielo por su tipo de carga, se decidió que lo que más convenía para este local es hacer una combinación de los dos sistemas existentes. Es decir, tener un almacenamiento total y uno parcial. Esta combinación se reflejará de la siguiente manera: se conservarán los equipos actuales con los que cuenta el local con una capacidad neta de 90 toneladas de refrigeración y la carga de refrigeración restante se cubrirá con los bancos de hielo durante las horas no pico tarifarias. Se recurrirá a un almacenamiento total, es decir, se apagarán los equipos de refrigeración totalmente durante las horas pico de la tarifa eléctrica y la carga se cubrirá únicamente con bancos de hielo. De esta manera se obtendrá el mayor ahorro en cuanto a costo de inversión inicial, menores almacenes de hielo, menor tamaño del equipo, menor costo de mantenimiento, menor demanda eléctrica.

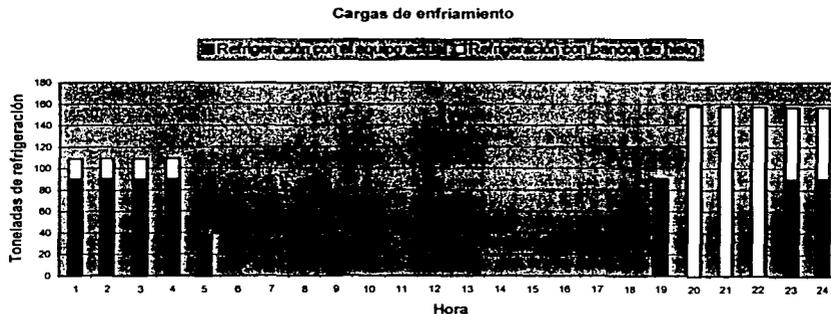
De acuerdo a lo desarrollado en el párrafo anterior, las toneladas del equipo de bancos de hielo que se deben tener para cubrir la demanda se obtendrán de restar las 90 toneladas de refrigeración ya existentes a la carga de refrigeración calculada anteriormente durante las horas no pico dentro de las tarifas eléctricas y manteniendo la misma carga durante las horas pico, obteniéndose la siguiente tabla:

TABLA 4.1. CARGA DEL EQUIPO PARA LOS BANCOS DE HIELO

Horas del día	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Carga de hielo en toneladas de refrigeración	18.8	18.8	18.8	18.8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	116	157.6	157	157	66.6	66.3

De la tabla anterior se propone obtener la siguiente gráfica que describe el comportamiento de la carga de enfriamiento contando ya con los bancos de hielo.

GRÁFICA 4.1. CARGA DE ENFRIAMIENTO UTILIZANDO BANCOS DE HIELO



Realizando la sumatoria de la tabla anterior obtenemos la carga de refrigeración total que se necesita almacenar en los bancos de hielo para cubrir con la demanda requerida que es de 679.69 toneladas de refrigeración (2055376.79 kcal)

4.1. CÁLCULO DE LOS BANCOS DE HIELO

4.1.1. Cálculo Del Volumen De Hielo

Para obtener el volumen de hielo requerido para cubrir con la demanda necesaria se utilizará la siguiente expresión, basándonos en el calor de fusión del hielo:

$$Q = m_{\text{hielo}} \lambda \dots\dots\dots (14)^{26}$$

Donde:

Q es la ganancia de calor del sistema (kcal)

m_{hielo} es la masa del hielo (Kg)

λ es el calor de fusión del hielo (79.92 Kcal/Kg)

Despejando la masa de hielo de la expresión 14 y sustituyendo los datos obtenidos de la carga del sistema obtenemos la siguiente expresión:

$$m_{\text{hielo}} = \frac{Q}{\lambda} = \frac{2055376.79 \text{ kcal}}{79.92 \text{ kcal / Kg}}$$

$$m_{\text{hielo}} = 25716.32 \text{ Kg}$$

Utilizando la masa de hielo obtenida así como la densidad del mismo podemos obtener el volumen de hielo necesario para cubrir con la demanda.

$$V_{\text{hielo}} = \frac{m_{\text{hielo}}}{\rho_{\text{hielo}}} = \frac{25716.32 \text{ Kg}}{920 \text{ Kg / m}^3}$$

$$V_{\text{hielo}} = 27.95 \text{ m}^3$$

4.1.2. Experimentación

Se diseño un experimento para conocer la velocidad y la cantidad de hielo que se puede formar con un equipo como el que estamos analizando.

4.1.2.1. Material y Equipo

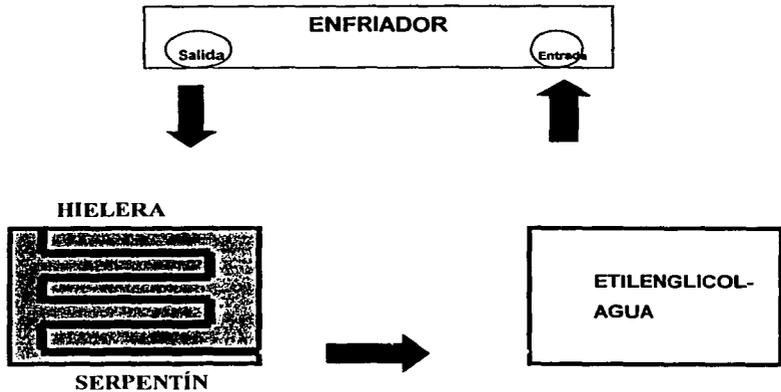
▪ Enfriador con una capacidad de 5 toneladas de refrigeración y un gasto de 0.9463 l/s de la mezcla de etilenglicol (30%) y agua (70%) (15 GPM²⁷)

²⁶ Bengoechea Olguin, Rodrigo. Notas de clase

²⁷ GPM = galones por minuto

- Hielera con agua
- Recipiente con etilenglicol-agua (30%-70%)
- Serpentín fabricado con 9 tubos de 1.27 centímetros ($\frac{1}{2}$ ") y con una longitud de 70 centímetros.
- Mangueras de 2.54 centímetros (1") para la conexión del equipo.
- Termómetro
- Cronómetro
- Vernier
- Amperímetro de gancho.

FIGURA 4.1. DIAGRAMA DE CONEXIONES



4.1.2.2. Desarrollo

1. Colocar el serpentín dentro de la hielera y llenar de agua.
2. Conectar el equipo como se muestra en el diagrama de conexiones (figura 4.1.) por medio de las mangueras de 2.54 cm (1").

3. Encender la enfriadora y tomar las primeras mediciones de la temperatura del agua en la hielera y de la mezcla de etilenglicol-agua a la entrada y la salida. También se inicializa el cronómetro.
4. Medir con el vernier el cambio de espesor en la capa de hielo a través del tiempo.
5. Medir el amperaje en la línea de alimentación con el amperímetro de gancho.
6. Graficar espesores contra tiempo.

4.1.2.3. Etilenglicol-agua

Dentro del estudio que se realizó se llegó a la conclusión de que el mejor anticongelante que se podría utilizar para alcanzar los propósitos que requerimos es el etilenglicol-agua. Este resultó mejor que los refrigerantes o anticongelantes convencionales debido a su precio accesible, disponibilidad, características favorables en cuanto a nuestro proceso se refiere, baja agresividad como agente corrosivo y que además no es un contaminante ambiental como lo pueden ser los otros fluidos. Este normalmente tiene un pH de 8.8 a 9.2 y nunca debe de ser empleado con un pH menor a 7.5. Su composición es $C_2H_6O_2$, teniendo un 38.70% de carbono, (.74% de hidrógeno y 51.55% de oxígeno).

Ventajas en el uso del etilenglicol-agua

- Es incoloro y prácticamente inoloro.
- Es completamente miscible en agua.
- Tiene una corrosividad relativamente baja.
- Baja volatilidad.
- Ligeramente viscoso.
- Peso por litro = 1.1158 kg.
- Viscosidad en centipoises: 21 a 20°C, 17.3 a 25 °C y de 48.37 a 0°C.
- Calor específico a 20° C: 0.561 cal/g/°C.
- Calor de formación -108.1 kcal/mol.
- Calor de fusión 44.7 cal/g.

- Calor de vaporización 191 cal/g.
- Tensión superficial a 20° = 4.9344×10^{-5} kg/cm (48.4 dinas/cm).

El etilenglicol cuenta para los siguientes porcentajes de dilución en agua con las siguientes temperaturas de congelamiento:

Porcentaje de dilución en agua(%)	Temperatura de congelamiento (°C)
20.44	-3.5
29.88	-8
40.23	-15
50.18	-24
58.37	-36

Para nuestro estudio se requería alcanzar una temperatura de -8°C , por lo que se ocupo una mezcla de 30% etilenglicol-agua y 70% agua.

Para un uso adecuado del etilenglicol-agua se deben tomar en cuenta las siguientes especificaciones:

- Peligroso si se llega a ingerir.
- A bajas temperaturas tiene un pobre coeficiente de transferencia de calor debido a su baja viscosidad en éstas condiciones.
- Es relativamente tóxico pero en comparación con soluciones de metanol, su toxicidad es baja.
- No es adecuado para tener contacto con alimentos.
- La calidad del agua que se emplea para utilizar el etilenglicol-agua es importante. Es recomendado que se empleen aguas suaves bajas en iones de cloro y sulfato.

Usos del etilenglicol-agua

1. Anticongelante en sistemas de enfriamiento y calefacción.
2. En fluidos para frenos hidráulicos.
3. Humectante industrial.
4. Ingrediente de condensadores electrolíticos.
5. Solvente en las industrias asociadas a las pinturas y plásticos.

6. Empleado en la formulación de tintas para impresoras.
7. Agente suavizante de celofán.
8. Estabilizador de espuma empleada para extinguir incendios con aceites y gasolinas.

4.1.2.4. Funcionamiento

El prototipo de laboratorio funciona bajo los mismos principios que el equipo que se aplicará para nuestro caso de estudio, por lo que los resultados obtenidos en este experimento se consideraran como fiables. El trabajo que realiza este equipo es el de enfriar el etilenglicol-agua que entra a través del enfriador y que alcanza temperaturas de hasta -8°C para que el glicol a su vez circule por el serpentín y enfrie el agua para convertirla en hielo; el agua calienta el glicol y éste vuelve a entrar al enfriador, repitiéndose así el ciclo.

4.1.2.5. Resultados

El equipo se puso a funcionar durante diversos periodos de tiempo, obteniéndose los siguientes resultados:

TABLA 4.2. MEDICIONES PARA TUBOS DE 1.27 cm (1/2") Y TUBOS DE 2.54 cm (1")

Tiempo(h)	Diámetro(mm)	Espesor de hielo (mm)
0	15.875	0
1	19.61	1.8675
2	24.3	4.2125
3	29.94	7.0325
4	36.99	10.5575
5	45.7	14.9125
6	50.2	17.1625
7	54.6	19.3625
8	59.2	21.6625
9	61.06	22.5925
10	63.6	23.8625
11	66.45	25.2875
12	68.84	26.4825
13	74.66	29.3925
14	75.68	29.9025

Tiempo (h)	Diámetro (mm)	Espesor de hielo (mm)
0	28.575	0
1	33.67	2.5475
2	35.51	3.4675
3	46.75	9.0875
4	55.08	13.2525
5	64.9	18.1625
6	70.3	20.8625
7	74.5	22.9625
8	79.4	25.4125
9	81.43	26.4275
10	82.34	26.8825
11	85.2	28.3125
12	87.3	29.3625
13	88.6	30.0125
14	89.9	30.6625

Ecuaciones que modelan el crecimiento del hielo en función del tiempo

> Para tubo de 1.27 cm (½")

Para las primeras 5 horas

$$\varepsilon_1 = 15.875e^{0.2114706t}$$

Para la sexta hora

$$\varepsilon_2 = 45.7e^{9.39167 \times 10^{-2}t}$$

Para la séptima hora

$$\varepsilon_3 = 50.2e^{8.4019 \times 10^{-2}t}$$

Para la octava hora

$$\varepsilon_4 = 54.6e^{8.088766 \times 10^{-2}t}$$

> Para tubo de 2.54 cm (1")

Para las primeras 5 horas

$$\varepsilon_1 = 28.575e^{0.164063t}$$

Para la sexta hora

$$\varepsilon_2 = 64.9e^{7.9924 \times 10^{-2}t}$$

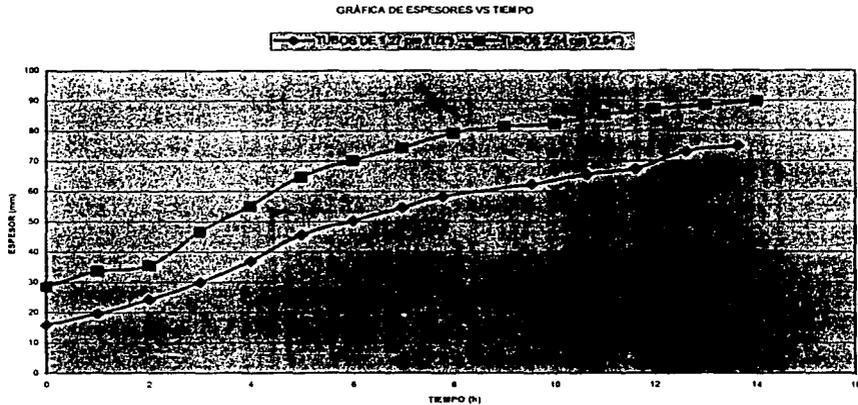
Para la séptima hora

$$\varepsilon_3 = 70.3e^{5.8027 \times 10^{-2}t}$$

Para la octava hora

$$\varepsilon_4 = 74.5e^{6.3699 \times 10^{-2}t}$$

GRÁFICA 4.2. GRÁFICA DE COMPARACIÓN ENTRE ESPESORES CON RESPECTO AL TIEMPO



A partir de estas gráficas podemos concluir que los periodos de tiempo más convenientes para fabricar el hielo para obtenerse la máxima eficiencia es de 5 a 6 horas. De igual manera hemos determinado que el máximo espesor de hielo que se puede obtener bajo estas características es de 50.2 mm para tubos de 1.27 cm (1/2") y de 70.3 mm para tubos de 2.54 cm (1"); este resultado nos ayudará a obtener el cálculo de los tubos requeridos (a partir de este punto, esta mediciones se colocarán en un recuadro más oscuro)

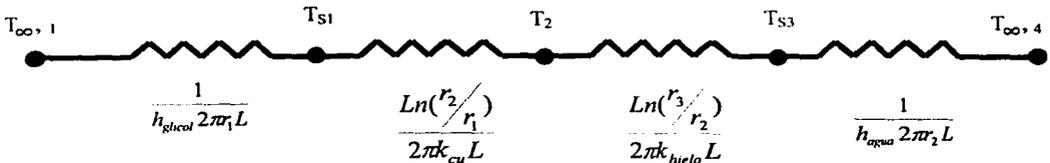
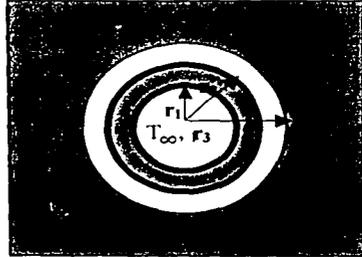
4.1.3. Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor, U .

Uno de los resultados más importantes que se obtuvo de la experimentación fue el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor. Para su cálculo se utilizó el método de las resistencias²⁸.

²⁸ Incropera, Frank. Fundamentos de Transferencia de Calor. p.p.90-93

FIGURA 4.2. CORTE TRANSVERSAL DEL TUBO DE EXPERIMENTACIÓN

-  Etilenglicol-agua
-  Tubo de cobre
-  Hielo
-  Agua



Del esquema anterior podemos obtener la siguiente expresión

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{agua}} 2\pi r_2 L} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_{\text{hielo}} L} + \frac{1}{h_{\text{glicol}} 2\pi r_1 L} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_{\text{cu}} L}} \dots (15)^{29}$$

De la tabla A.5 del Anexo A obtenemos los datos de la conductividad térmica del hielo y del cobre y de la experimentación obtenemos los r_1, r_2, r_3 .

➤ **Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección, h, del agua.**

Considerando que en el recipiente donde se almacena el agua no se presenta velocidad alguna, tomamos que este líquido presenta una convección libre o natural y utilizamos las ecuaciones correspondientes.

²⁹ Incropera, Frank. *Fundamentos de Transferencia de Calor*. Cuarta Edición. P.p. 92

$$R_{ad} = \frac{g\beta(T_s - T_{\infty})D^3}{\nu\alpha} \dots\dots\dots(16)^{30} \quad \alpha = \frac{k}{\rho C_p} \dots\dots\dots(17)^{31}$$

Donde

- R_{ad} es el Número de Rayleigh
- g es la gravedad (9.81 m/s²)
- β es el coeficiente de expansión (K⁻¹)
- ν es la viscosidad cinemática (m²/s)
- α es la difusividad térmica (m²/s)
- k es la conductividad térmica (W/m.K)
- ρ es la densidad del agua (kg/m³)
- C_p es el calor específico (J/kg.K)

De la tabla A.6. del Anexo obtenemos los datos de las propiedad termofísicas del agua y las sustituimos en las expresiones 13 y 14, obteniendo los siguientes resultados:

$$\alpha = \frac{0.574}{(4.211)(1)} = 0.136309$$

$$R_{ad} = \frac{(9.81)(-1-5)(0.045)^3}{(1.5475 \times 10^{-6})(0.136309)} = 25427.4833$$

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección del agua utilizamos la siguiente expresión:

$$h = \frac{k}{D} N_{UD} \dots\dots\dots(18)^{32}$$

Para obtener el número de Nussel utilizamos la siguiente expresión haciendo nuevamente la consideración de que el agua presenta una convección libre:

³⁰ *Idem*. p.490
³¹ *Idem*
³² *Idem*. p.p.314

$$N_{UD} = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 R_{ad}^{1/6}}{\left(1 + \left[\frac{0.359}{Pr} \right]^{9/16} \right)^{8/27}} \right\}^2 \dots\dots\dots(19)^{33}$$

Sustituyendo los valores obtenemos que $N_{UD} = 6.712705$. Sustituyendo este resultado en la expresión 18, obtenemos el siguiente resultado:

$$h_{agua} = \frac{0.574}{0.045} (6.712705) = 85.6242 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

Es importante hacer notar que el h_{agua} irá cambiando con respecto a las variaciones del espesor del hielo.

➤ **Calculo del coeficiente de transferencia de calor por convección, h, del glicol.**

Tomando como consideración que el flujo de glicol dentro de los tubos es turbulento y que el Reynolds obtenido a partir del gasto de la máquina es de 10,444, podemos utilizar la siguiente expresión:

$$N_{UD} = 0.023 R_{ed}^{4/5} Pr^{0.4} \dots\dots\dots(20)^{34}$$

Donde:

N_{UD} es el Número de Nusselt

R_{eD} es el Número de Reynolds

Pr es el Número de Prandtl

De la tabla A.7 del Anexo A obtenemos el número de Prandtl para el glicol a las condiciones del experimento y lo sustituimos en la expresión 20, obteniendo el siguiente resultado:

$$N_{UD} = 0.023(10444)^{4/5} (767.35)^{0.4} = 538.63$$

Utilizando la expresión 18 y sustituyendo los resultados anteriores podemos obtener:

$$h_{glicol} = \frac{0.240614}{0.0127} (538.63) = 10,204.875 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

³³ *ibid.* p.p. 502

³⁴ *ibid.* p.p. 358

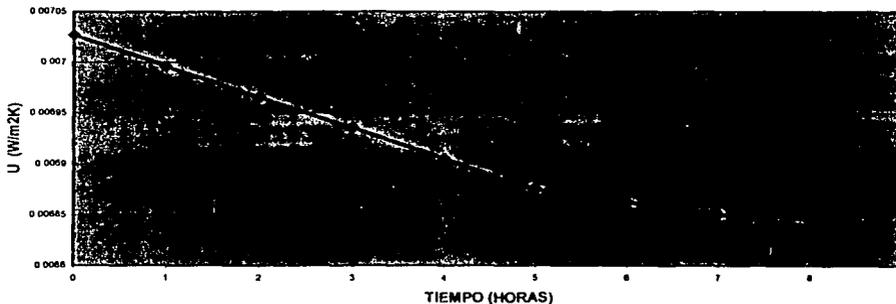
Sustituyendo los resultados anteriores en la expresión 15 podemos obtener el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor, U, a diferentes tiempos durante el experimento y graficarlo.

TABLA 4.3. CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR, U.

r_1 (m)	r_2 (m)	Tiempo (h)	Diámetro (mm)	r_3 (m)	D_3 (m)	R_{a0}	N_{L0}	h_{agua} (W/m ² .K)	U (W/m ² .K)
0.00635	0.0079375	0	15.875	0.0079375	0.015875	1116.36515	3.177272257	114.882159	0.00702684
0.00635	0.0079375	1	19.61	0.009805	0.01961	2104.25249	3.664371502	107.259013	0.00699606
0.00635	0.0079375	2	24.3	0.01215	0.0243	4003.90615	4.255963316	100.531808	0.0069651
0.00635	0.0079375	3	29.94	0.01497	0.02994	7488.94182	4.945854226	94.8203181	0.00693522
0.00635	0.0079375	4	36.99	0.018495	0.03699	14122.7107	5.784139747	89.7565887	0.00690522
0.00635	0.0079375	5	45.7	0.02285	0.0457	26632.6063	6.792872107	85.3196628	0.00687547
0.00635	0.0079375	6	54.6	0.0251	0.0502	35300.1231	7.304988354	83.5271577	0.00686234
0.00635	0.0079375	7	59.2	0.0273	0.0546	45419.5677	7.800805846	82.0084717	0.00685064
0.00635	0.0079375	8	61.06	0.0296	0.0592	57893.551	8.314590984	80.6178247	0.00683941
0.00635	0.0079375	9	63.6	0.03053	0.06106	63523.6535	8.521135597	80.1036985	0.00683512
0.00635	0.0079375	10	66.45	0.0318	0.0636	71785.448	8.802153746	79.4408215	0.00682948
0.00635	0.0079375	11	68.84	0.033225	0.06645	81874.757	9.116123633	78.7457482	0.00682343
0.00635	0.0079375	12	74.66	0.03442	0.06884	91030.652	9.378384354	78.1986145	0.00681856
0.00635	0.0079375	13	75.68	0.03733	0.07466	116125.882	10.01339018	76.9848106	0.0068074
0.00635	0.0079375	14	75.68	0.03784	0.07568	120950.715	10.1241821	76.7875333	0.00680553

GRÁFICA 4.3. COMPORTAMIENTO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR CON RESPECTO AL TIEMPO

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR



4.1.4. Consumo Energético

Del experimento se obtuvo que el enfriador al estar trabajando ocupa una corriente 20 A y un voltaje 220 V. A partir de estas mediciones podemos obtener el número de Watts que consume a partir de la siguiente expresión:

$$W = 2 \cdot V \cdot I \cdot fp \dots\dots\dots (21)^{35}$$

Donde

W es el número de Watts

V es el voltaje (V)

I es la corriente (A)

fp es el factor de potencia

Sustituyendo las mediciones obtenemos:

$$W = 2(220)(20)(0.90) = 7920$$

Si de la placa obtenemos que el enfriador del experimento tiene una capacidad de enfriamiento de 5 toneladas y las convertimos a Kilocalorías obtenemos 15120.65 Kcal³⁶ (60,003.62 BTU³⁷) . Por la tanto podemos obtener cuantos Kilocalorías (BTU's) consume la máquina por cada watt.

$$W = \frac{15120 \text{ Kcal}}{7920 \text{ W}} = 1.90 = \frac{60,003.62 \text{ BTU}}{7920 \text{ W}} = 7.57$$

$$1W = 1.90 \text{ Kcal (7.57 BTU)}$$

4.1.5. Eficiencia Energética

La eficiencia energética nos establece como funciona nuestro equipo con respecto a otros equipos. Este eficiencia se puede medir con un factor de funcionamiento llamado Coeficiente de Funcionamiento (COP)³⁸ y este coeficiente se define como:

$$COP = \frac{\text{capacidad de refrigeración}}{\text{consumo equivalente de potencia del compresor}} \dots\dots\dots (22)$$

Sustituyendo los datos de nuestro experimento, obtenemos:

³⁵ Bengoechea Olguin, Rodrigo. Notas de clase

³⁶ 1TR = 3024.13 Kcal

³⁷ 1KJ = 12660.7653 TR

1KJ = 0.947867 BTU

³⁸ Jennings, Burges, Et.Al. Air Conditioning and Refrigeration, 4a edición .p.p. 370

Capacidad de refrigeración = 5 TR = 15,120 Kcal/h (60,000 BTU /h)

Demanda de potencia = 7.920 KW = 6,805.64 Kcal/h (27,007.2³⁹ BTU/h)

Sustituyendo en la expresión 22 para el COP obtenemos el siguiente resultado:

$$COP = \frac{15120}{6805.64} = 2.22$$

4.1.6. Cálculo De Los Tubos Requeridos Para El Serpentin

Se calcula el Δ_{espesor} entre el tubo y el hielo generado de la siguiente manera:

$$\Delta_{\text{espesor}} = \text{Diámetro} - \text{Espesor del hielo} \dots\dots\dots(15)$$

Posteriormente se calcula el área total (hielo y tubos) con la siguiente expresión:

$$A_{\text{total}} = \frac{\pi}{4}(D)^2 \dots\dots\dots(16)$$

Para obtener el área del hielo se debe restar el área del tubo. Obteniendo el área del tubo:

$$A_{\text{tubo de } 1/2"} = \frac{\pi}{4}(D)^2 = \frac{\pi}{4}(15.875)^2 = 197.9326 \text{ mm}^2$$

$$A_{\text{tubo de } 1"} = \frac{\pi}{4}(D)^2 = \frac{\pi}{4}(28.575)^2 = 642.1863 \text{ mm}^2$$

$$A_{\text{hielo}} = A_{\text{total}} - A_{\text{tubo}} \dots\dots\dots(17)$$

Los incrementos del área se obtienen restando al área medida en cada hora el área de la hora inmediata anterior:

$$\Delta_{\text{área}} = A_{\text{hielo } x} - A_{\text{hielo } x-1} \dots\dots\dots(18)$$

Para obtener la longitud de hielo necesaria para cumplir con los 28 m³ (inciso 4.1.1) de hielo totales requeridos por la carga de refrigeración para cada hora de generación, utilizamos la siguiente expresión:

$$L_{\text{tubo}} = \frac{V_{\text{hielo}}}{A_{\text{hielo}}} = \frac{28\text{m}^3}{A_{\text{hielo}}} \dots\dots\dots(19)$$

Para obtener el número de tubos es necesario dividir la longitud del tubo entre 6.1m, que es la medida estándar de los tubos de cobre.

$$\text{N}^{\circ} \text{ de tubos} = \frac{L_{\text{tubo}}}{6.1} \dots\dots\dots(20)$$

³⁹ 1KW = 3410 BTU/h

Sustituyendo en las expresiones 15,16,17,18,19,20 los datos obtenidos en el experimento se tabulan para cada hora en la siguiente tabla:

TABLA 4.4. RESULTADOS PARA TUBOS DE 1.27 cm (1/2")

Tiempo (h)	Diámetro (mm)	Espesor del hielo (mm)	Δ espesor (mm)	Área total (mm ²)	Área de hielo (mm ²)	Δ área (mm ²)	Área (m ²)	Long. (m)	Nº de tubos
0	15.875	0	1.8675	197.932609	9.02247E-06	104.093904	9.02247E-12	3.10336E+12	5.08748E+11
1	19.61	1.8675	2.345	302.026513	104.0939131	161.743248	0.000104094	268987.8704	44096.3722
2	24.3	4.2125	2.82	463.769762	265.8371615	240.26398	0.000265837	105327.6368	17266.82571
3	29.94	7.0325	3.525	704.033741	506.1011411	370.595228	0.000506101	55324.90984	9069.65735
4	36.99	10.5575	4.355	1074.62897	876.6963696	565.667241	0.000876696	31938.08138	5235.751046
5	45.7	14.9125	2.25	1640.29621	1442.36361	338.938577	0.001442364	19412.58071	3182.390281
█	█	█	█	█	█	█	█	█	█
7	54.6	19.3625	2.3	2341.39759	2143.464989	411.140231	0.002143465	13062.96121	2141.469051
8	59.2	21.6625	0.93	2752.53782	2554.605219	175.680689	0.002554605	10960.59766	1796.819289
9	61.06	22.5925	1.27	2928.21851	2730.285908	248.685647	0.002730286	10255.33623	1681.202661
10	63.6	23.8625	1.425	3176.90416	2978.971555	291.101939	0.002978972	9399.216972	1540.855241
11	66.45	25.2875	1.195	3468.00609	3270.073494	253.953077	0.003270073	8562.498688	1403.688309
12	68.84	26.4825	2.91	3721.95917	3524.026571	655.940984	0.003524027	7945.45655	1302.533861
13	74.66	29.3925	0.51	4377.90015	4179.967555	120.438295	0.004179968	6698.616588	1098.133867
14	75.68	29.9025		4498.33845	4300.40585	4300.40585	0.004300406	6511.013373	1067.379242

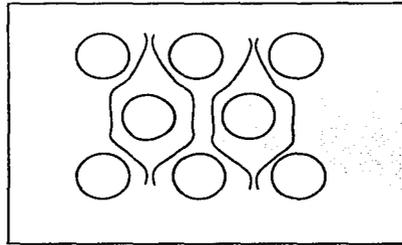
TABLA 4.5. RESULTADOS PARA TUBOS DE 2.54 cm (1")

Tiempo (h)	Diámetro (mm)	Espesor del hielo (mm)	Δ espesor (mm)	Área total (mm ²)	Área de hielo (mm ²)	Δ área (mm ²)	Área (m ²)	Long. (m)	Nº de tubos
0	28.575	0	2.5475	642.18634	0.886340141	249.423429	8.8634E-07	31590580.99	5178783.769
1	33.67	2.5475	0.92	891.609769	250.3097689	100.112191	0.00025031	111861.3953	18337.93365
2	35.51	3.4675	5.62	991.72196	350.4219598	727.182806	0.000350422	79903.66818	13098.962
3	46.75	9.0875	4.165	1718.90477	1077.604766	667.128248	0.001077605	25983.55249	4259.598768
4	55.08	13.2525	4.91	2386.03301	1744.733015	926.635492	0.001744733	16048.30067	2630.868962
5	64.9	18.1625	2.7	3312.66851	2671.368507	574.194511	0.002671369	10481.51909	1718.281818
█	█	█	█	█	█	█	█	█	█
7	74.5	22.9625	2.45	4365.16969	3723.869689	593.093665	0.00372387	7519.060101	1232.632803
8	79.4	25.4125	1.015	4958.26335	4316.963354	256.774378	0.004316963	6486.040697	1063.28536
9	81.43	26.4275	0.455	5215.03773	4573.737732	117.209908	0.004573738	6121.907648	1003.591418
10	82.34	26.8825	1.43	5332.24764	4690.94764	376.854	0.004690948	5968.943196	978.5152781
11	85.2	28.3125	1.05	5709.10164	5067.80164	284.902972	0.005067802	5525.078128	905.7505128
12	87.3	29.3625	0.65	5994.00461	5352.704612	179.844755	0.005352705	5231.000406	857.5410502
13	88.6	30.0125	0.65	6173.84937	5532.549367	182.503063	0.005532549	5060.958003	829.6652464
14	89.9	30.6625	-30.6625	6356.35243	5715.052431	5715.05243	0.005715052	4899.342629	803.1709228

4.1.7. Disposición de los Tubos

Para eliminar cortes, uniones, soldaduras y conexiones optaremos por instalar los tubos completos. Por las condiciones térmicas y de la mecánica de fluidos es necesario dejar una separación entre ellos e intercalar las camas de tubos en cada fila como se muestra en la siguiente figura:

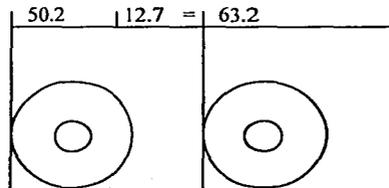
FIGURA 4.3. DISPOSICIÓN DE LOS TUBOS



Donde las líneas azules indican los flujos del agua al fundir y los círculos los tubos con hielo.

Considerando que el diámetro del hielo generado en tubos de 1.27 cm ($\frac{1}{2}$ " después de seis horas es de 50.2 mm, de la tabla podemos obtener que el área total es de 1979.23479 mm². Fijando que la separación ideal entre tubos para que el agua pueda circular correctamente entre los cilindros de hielo para fundirlos en 1.27 cm ($\frac{1}{2}$ "), podemos obtener la siguiente geometría de distribución del arreglo de los tubos con hielo en el agua

FIGURA 4.4. GEOMETRÍA DE LA DISPOSICIÓN DE LOS TUBOS



Obteniendo el área del rectángulo proyectado:

$$A_{\text{rectángulo}} = (63.2)(63.2) = 3994.24 \text{ mm}^2$$

Restando al área del rectángulo proyectado al área total, obtenemos el área real de agua que no se convertirá en hielo:

$$A_{\text{agua}} = A_{\text{rectángulo}} - A_{\text{total}} \dots\dots\dots(21)$$

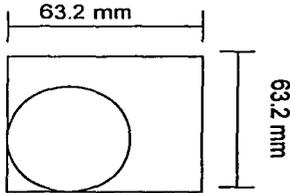
$$A_{\text{agua}} = 3994.24 - 1979.23479 = 2015.01 \text{ mm}^2$$

Esta área de agua, en relación con el área del rectángulo es del 50% aproximadamente; por lo que el área ocupada por el hielo y los tubos corresponde al 50% restante.

4.1.8. *Cálculo de las Dimensiones del Banco De Hielo*

Determinando que la separación óptima entre tubo y tubo es de 1.27 cm (½") pulgada, podemos determinar las dimensiones totales del banco de hielo, donde el área de cada tubo es la mostrada en la siguiente figura

FIGURA 4.5. ÁREA POR TUBO



$$A_{\text{rectángulo}} = (63.2)(63.2) = 3994.24 \text{ mm}^2$$

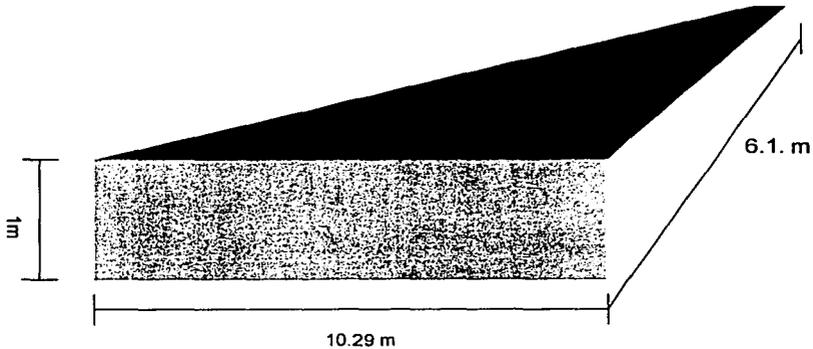
Por lo que el área del banco de hielo se obtendrá al multiplicar el número de tubos requeridos para hacer 28 m³ de hielo en 6 horas por el área frontal del rectángulo.

$$A_{\text{banco de hielo}} = (N^{\circ} \text{ de tubos})(\text{Área frontal del rectángulo})$$

$$A_{\text{banco de hielo}} = (2576)(0.00399424) = 10.29 \text{ m}^2$$

**ESTA TESIS NO SALE
DE LA BIBLIOTECA**

FIGURA 4.6. DIMENSIONES DEL BANCO DE HIELO POR ANÁLISIS TÉRMICO



4.2. DISEÑO A DETALLE DEL BANCO DE HIELO

El diseño de los bancos de hielo analizado en este capítulo nos permite disponer el arreglo de los tubos como se muestra a detalle en los planos.

Con el objeto de cumplir con un diseño inteligente que además de considerar el mantenimiento, los problemas de mecánica de fluidos, transferencia de calor y la modularidad para facilitar tanto la manufactura como los costos, llegamos al arreglo mostrado en los planos. Dicho arreglo tiene, en general, dos sistemas de módulos para el ensamble.

El primer módulo para ensamble y manufactura es un arreglo de 9 tubos de 1.27 cm ($\frac{1}{2}$ " de cobre tipo M a una distancia de 9.90 cm (3.9") entre cada uno y estos se sueldan a dos cabezales de 2.54 cm (1") de tubo de cobre tipo M por los que estos nueve tubos son alimentados y vaciados (uno en cada extremo de los 9 tubos alineados). Dos tubos de 2.54 cm (1") que alimentan y vacian (cada uno) a los 9 tubos miden 86.86 cm (34.2") y están barrenados y avellanados (como se muestra en los planos del apéndice B) para eliminar las T's y con ello costos y

peso (debido a que eliminamos materiales y partes). Hacemos este primer módulo de ensamble para su producción en serie de tal manera que sin cortar tubos de media y únicamente barrenados los de 2.54 cm (1") que los alimentan, también aceleramos el proceso, razón por la cual se reduce el tiempo de manufactura.

Los barrenos que mencionamos se realizan con herramienta para taladro que hace un taladro en el tubo a avellanar y después de haber realizado el barreno, es extraído mientras avellana hacia fuera al tubo barrenado. Los tubos (cabezales) de 2.54 cm (1") tienen el primer barreno a 4.572 cm (1.8") de la orilla y el último a 9.144 cm (3.6") del extremo opuesto, con una distancia de 9.144 cm (3.6") entre cada avellanado. Esta será la posición y la "T" para colocar los tubos de 1.27 cm (½").

Los cabezales de 2.54 cm (1") llevan un tapón hembra de cobre o latón en un extremo, con lo que tenemos aire atrapado que eliminará las vibraciones por el golpe de ariete en el arranque o paro de los equipos.

Del lado opuesto al tapón los cabezales no llevan ningún proceso de manufactura, pues estos serán empleados para conectarse a un alimentador principal de lo que será el segundo módulo de ensamble y manufactura que más adelante explicaremos.

Del primer módulo podemos notar que, según las dimensiones y disposición de este arreglo, los cabezales de 2.54 cm (1") tendrán un extremo más largo que otro (conservando el extremo más largo en el cabezal de salida y el de entrada el tramo de orilla más largo apuntando en la misma dirección paralela). Esto se dispuso de esa forma con el objeto de simplificar el ensamble, ya que antes de soldar los tapones de 2.54cm (1") a los cabezales de la misma dimensión notamos que todos los módulos creados son idénticos (288 módulos en nuestro caso). Si vemos al arreglo como un rectángulo, los tapones de 2.54 cm (1") se

colocarán en dos de los cuatro vértices de manera que queden opuestos, es decir, no importa cual se elija para soldar el primer tapón. El segundo se soldará en el vértice opuesto. Este arreglo facilita el ensamble, reduce los costos y minimiza los tiempos.

El segundo módulo está conformado por 6 camas paralelas entre sí a una distancia de 4.572 cm (1.8") entre cada una (primer módulo) conectadas a dos tubos de cobre, de 6.35 cm (2.5") de diámetro y 30.48 cm (12") de longitud. Estos igualmente fueron avellanados esta vez a 2.54 cm (1") para alimentar a los cabezales del primer módulo, razón por la que a éstos tubos de 6.35 cm (2.5") los denominaremos en adelante "alimentador".

Es este alimentador el que constituye el segundo módulo (que en adelante llamaremos simplemente paso) al alimentar y vaciar, a seis camas (primer módulo), por lo que con este arreglo logramos cumplir el ensamble de cada módulo hasta llegar a la cantidad de módulos necesarios para cada caso. En las condiciones que describimos en el análisis térmico y de fluidos, cada módulo de estos (segundo módulo) genera casi 0.6 m³ de hielo. De esta manera, el sistema se construye y se calcula para la cantidad de módulos por tonelada de refrigeración requerida.

El segundo módulo que lleva seis camas o primeros módulos (cada uno), acomoda a estos seis en dos grupos de tres, donde tres están con el extremo corto del cabezal de 2.54 cm (1") al alimentador de 6.32cm (2.5") y los otros 3 con el extremo largo intercalados entre sí, de tal forma que con ello logramos la disposición de los tubos de 1.27 cm (½") que por mecánica de fluidos nos otorga la mejor fusión para el hielo. Igualmente, los tubos de 2.54 cm (1") alimentarán los cabezales de 2.54 cm (1") en la parte inferior y los vaciarán por el extremo opuesto (arriba) para purgar el aire al llenarlos. Los tubos de 6.32 cm (2.5") tienen un tapón en uno de sus extremos y un codo de 6.32 cm (2.5") de diámetro a 90° con un nipple de 7.62 cm (3") de longitud que sube verticalmente (paralelo a los

cabezales) en el otro. El que alimenta las camas y que está en la parte baja tiene el tapón del lado izquierdo, mientras que el del extremo opuesto (parte alta) lo tiene del lado derecho y el codo paralelo a los cabezales de salida apuntando hacia abajo con un nipple también de 7.62 cm (3").

Para conectar los módulos entre sí, utilizamos manguera que une al nipple de 6.35 cm (2.5") de diámetro y 7.62 cm (3") de longitud con una brida de acero inoxidable de 6.35 cm (2.5") de diámetro.

Los únicos segundos módulos o pasos que no llevan el codo de 90° y por lo tanto tampoco el nipple, son los que reciben el etilenglicol-agua del enfriador.

El arreglo general de las cisternas de concreto armado para el banco de hielo es de 4 módulos con dos niveles de seis pasos (segundo módulo) cada uno, de tal manera que trabajarán primero los seis pasos del nivel superior y al cumplir 6 horas, un by pass desvía el flujo de etilenglicol-agua al nivel inferior.

Cada cisterna cuenta con un enfriador de 30 toneladas y está aislada por el interior con 7.62 cm (3") de aislante. La tapa de la cisterna es de lámina multipanel con aislante.

La fusión del hielo la logramos al circular agua con bombas de 15 HP. Contamos con una bomba para cada cisterna de concreto armado. Es por eso que tenemos cuatro en total. Existe un circuito que intercambia calor en las manejadoras de aire retornando el flujo a la parte baja de cada cisterna por medio de seis tubos (uno debajo de cada paso) de PVC sanitario de 3.81 cm (1.5") de diámetro. Estos tienen barrenos de 0.3175 cm (1/8") cada 5 cm en tres líneas rectas paralelas al eje, a las nueve, a las doce y a las tres horas con un tapón de 3.81 cm (1.5") en el extremo. Cabe mencionar que esto es tomando como centro el eje del tubo y ubicando las líneas con las manecillas de un reloj el cual también tiene su centro coincidente con el eje del tubo en una vista de sección.

Estos tubos se alimentan con uno de 10.16 cm (4") también de PVC sanitario que recibe el agua de retorno de las manejadoras.

Los arreglos y materiales dispuestos optimizan la manufactura y el rendimiento del sistema, además de que en la medida de lo posible, reducen el costo total.

Con todos estas consideraciones y arreglos logramos obtener un sistema que en su diseño es robusto, involucra diseño para ensamble, para manufactura, para mantenimiento, en algunos casos para costo. Ninguno de estos diseños está abordado formalmente en su análisis, pero al lector le será fácil reconocer que eliminando cortes, piezas, elementos y soportando tolerancias grandes, cumplimos en general con los objetivos de estos diseños.

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO. FACULTAD DE INGENIERÍA

CAPÍTULO V

ANÁLISIS ECONÓMICO

CAPÍTULO V: ANÁLISIS ECONÓMICO

5.1. ANÁLISIS POR CONSUMO DE ENERGÍA EN EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

Debido a que los demás sistemas (iluminación y misceláneas) permanecerán iguales, el único sistema que analizaremos es el de aire acondicionado.

5.1.1. Cargo Por Consumo De Energía Actual Por Aire Acondicionado

Conociendo que la disco cuenta actualmente con un sistema de 90 toneladas de refrigeración y que como éste es insuficiente cuando se presenta la carga máxima, el sistema es encendido 9 horas antes de que el lugar se abra al público. Es así como alcanzan a cubrir los primeros picos, aunque al final la gente se acaba saliendo debido a la acumulación del calor por la insuficiencia del sistema de aire acondicionado.

En la tabla siguiente se puede observar la distribución de las cargas de refrigeración en el sistema actual así como los kWh. De la tabla 2.2 del obtenemos los datos sobre los periodos en que se utiliza la energía y el costo del kWh en la región de estudio. De esta manera podemos obtener el cargo por kWh de energía que paga actualmente la discoteca Zoo por consumo de aire acondicionado y sumando el cargo por hora podemos obtener el cargo diario. Sabiendo que el local está abierto 3 días a la semana (jueves, viernes y sábado) y que abre todo el año, podemos obtener el cargo por consumo de energía por aire acondicionado durante todo el año.

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO. FACULTAD DE INGENIERÍA

TABLA 5.1. CARGO DE CONSUMO DE ENERGÍA POR REFRIGERACIÓN

Hora del día	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Toneladas de refrigeración	90	90	90	90	90	0	0	0	0	25	25	50
Kilojoules/Hora	1139469	1139469	1139469	1139468.9	1139469	0	0	0	0	316519.1	316519	633038.3
BTU/h	1080065	1080065	1080065	1080065.3	1080065	0	0	0	0	300018.1	300018	600036.3
Kilowatts	135.0082	135.008	135.0082	135.00816	135.0082	0	0	0	0	37.50227	37.502	75.00453
Tipo de energía	Base	Base	Base	Base	Base	Base	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Intermedio
Cargo por consumo de energía (\$)	44.44469	44.4447	44.44469	44.444687	44.44469	0	0	0	0	14.37462	14.375	28.74924

Hora del día	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Total
Toneladas de refrigeración	50	50	50	50	50	50	90	90	90	90	90	90	
Kilojoules/Hora	633038.3	633038	633038.3	633038.27	633038.3	633038	1139469	1139469	1139469	1139469	1139469	1139469	
BTU/h	600036.3	600036	600036.3	600036.27	600036.3	600036	1080065	1080065	1080065	1080065	1080065	1080065	
Kilowatts	75.00453	75.0045	75.00453	75.004534	75.00453	75.005	135.008	135.0082	135.008	135.0082	135.008	135.0082	2085.12605
Tipo de energía	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Punta	Punta	Punta	Punta	Punta	Intermedio	Intermedio	
Cargo por consumo de energía (\$)	28.74924	28.7492	28.74924	28.749238	28.74924	89.405	160.93	160.9297	160.93	160.9297	51.7486	51.74863	

En esta tabla se obtuvo que el cargo por consumo de energía eléctrica por concepto de aire acondicionado que se paga actualmente es de \$1260 al día.

Como se quiere hacer una comparación económica entre el sistema que se utiliza actualmente en el local estudiado y los bancos de hielo se debe de contar con capacidades similares. Debido a que la discoteca en la actualidad tiene un faltante de 70 toneladas de refrigeración, lo que hace que su equipo sea ineficiente, para el análisis se supuso que el sistema convencional cumplía con la carga máxima al igual que el sistema de banco de hielo, por lo que su capacidad aumenta de 90 a 160 toneladas de refrigeración. En la siguiente tabla obtendremos el cargo por

consumo de energía por concepto de aire acondicionado que pagaría la discoteca Zoo si cubriera con la capacidad requerida para su correcto funcionamiento.

TABLA 5.2. CARGO POR CONSUMO DE ENERGÍA REQUERIDO POR REFRIGERACIÓN

Hora del día	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Toneladas de refrigeración	160	160	160	160	40	0	0	0	0	0	0	0
Kilojoules/Hora	2025722	2025722	2025722	2025722	506431	0	0	0	0	0	0	0
BTU/h	1920116	1920116	1920116	1920116	480029	0	0	0	0	0	0	0
Kilowatts	240.0145	240.0145	240.0145	240.015	60.004	0	0	0	0	0	0	0
Tipo de energía	Base	Base	Base	Base	Base	Base	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Intermedio
Cargo por kilowatt hora de energía (\$)	79.01278	79.01278	79.01278	79.0128	19.753	0	0	0	0	0	0	0

Hora del día	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Total
Toneladas de refrigeración	0	0	0	0	0	0	160	160	160	160	160	160	
Kilojoules/Hora	0	0	0	0	0	0	2025722	2025722	2025722	2025722	2025722	2025722	
BTU/h	0	0	0	0	0	0	1920116	1920116	1920116	1920116	1920116	1920116	
Kilowatts	0	0	0	0	0	0	240.015	240.015	240.015	240.0145	240.015	240.0145	2460.149
Tipo de energía	Intermedio	Punta	Punta	Punta	Intermedio	Intermedio							
Cargo por kilowatt hora de energía (\$)	0	0	0	0	0	0	91.9976	286.097	286.097	286.0973	91.9976	91.99756	\$1,470.09

En esta tabla se obtuvo que el cargo por consumo de energía eléctrica por concepto de aire acondicionado que se pagaría si la discoteca contará con un sistema convencional que cumpliera con la capacidad necesaria que sería de es de \$1470 al día.

5. 1.2. Cargo Por Consumo De Energía Por Aire Acondicionado A Través De Bancos De Hielo.

Haciendo un análisis de la misma forma en que se procedió para el consumo del sistema actual, podemos determinar el cargo por consumo de energía (únicamente generado por el sistema de aire acondicionado) utilizando bancos de hielo. El sistema de bancos de hielo se debe dividir en tres partes que generan

consumo: la fabricación de hielo, la fundición del hielo y la utilización combinada de los bancos de hielo y el sistema convencional.

TABLA 5.3. CARGO POR CONSUMO DE ENERGÍA POR LA FABRICACIÓN DE HIELO

Hora del día	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Toneladas de refrigeración	0	0	0	0	0	120	120	120	120	120	120	120	
Kilojoules/Hora	0	0	0	0	0	1519291.8	1519292	1519292	1519292	1519292	1519292	1519292	
BTU/h	0	0	0	0	0	1440087.1	1440087	1440087	1440087	1440087	1440087	1440087	
Kilowatts	0	0	0	0	0	190.23607	190.2361	190.236	190.236	190.236	190.236	190.236	
Tipo de energía	Base	Base	Base	Base	Base	Base	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Intermedio	
Cargo por consumo de energía (\$)	0	0	0	0	0	62.625714	72.91749	72.9175	72.9175	72.9175	72.9175	72.9175	

Hora del día	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Total
Toneladas de refrigeración	120	120	120	120	120	0	0	0	0	0	0	0	
Kilojoules/Hora	1519292	1519292	1519292	1519292	1519292	0	0	0	0	0	0	0	
BTU/h	1440087	1440087	1440087	1440087	1440087	0	0	0	0	0	0	0	
Kilowatts	190.236	190.236	190.236	190.236	190.236	0	0	0	0	0	0	0	02282.833
Tipo de energía	Intermedio	Punta	Punta	Punta	Intermedio	Intermedio							
Cargo por consumo de energía (\$)	72.9175	72.9175	72.9175	72.9175	72.9175	0	0	0	0	0	0	0	

En esta tabla se obtuvo que el cálculo por consumo de energía por concepto exclusivamente de la fabricación del hielo es de \$865 al día.

TABLA 5.4. CARGO POR CONSUMO DE ENERGÍA POR EL USO COMBINADO DEL SISTEMA CONVENCIONAL

Hora del día	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Toneladas de refrigeración	90	90	90	90	38.26	0	0	0	0	0	0	0	
Kilojoules/Hora	1139469	1139469	1139469	1139469	484400.88	0	0	0	0	0	0	0	
BTU/h	1080065	1080065	1080065	1080065	459147.76	0	0	0	0	0	0	0	
Kilowatts	135.008	135.008	135.0082	135.0082	57.393469	0	0	0	0	0	0	0	
Tipo de energía	Base	Base	Base	Base	Base	Base	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Intermedio	
Cargo por consumo de energía (\$)	44.4447	44.4447	44.44469	44.44469	18.89393	0	0	0	0	0	0	0	

Hora del día	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Total
Toneladas de refrigeración	0	0	0	0	0	0	90	0	0	0	90	90	
Kilojoules/Hora	0	0	0	0	0	0	1139469	0	0	0	1139469	1139469	
BTU/h	0	0	0	0	0	0	1080065	0	0	0	1080065	1080065	
Kilowatts	0	0	0	0	0	0	135.008	0	0	0	135.008	135.008	1002.451
Tipo de energía	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Punta	Intermedio	Punta	Punta	Punta	Intermedio	Intermedio	
Cargo por consumo de energía (\$)	0	0	0	0	0	0	54.74	0	0	0	51.7486	51.7486	

En esta tabla se obtuvo que el cargo por consumo de energía por concepto de la utilización del equipo ya existente en el lugar es de \$353 al día

TABLA 5.5. CARGO POR CONSUMO DE ENERGÍA POR LA UTILIZACIÓN DE LAS BOMBAS.

Hora del día	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
HP	60	60	60	60	60	0	0	0	0	0	0	0	
Kilowatts	44.74	44.74	44.74	44.74	44.74	0	0	0	0	0	0	0	
Tipo de energía	Base	Base	Base	Base	Base	Base	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Intermedio	
Cargo por consumo de energía (\$)	14.72	14.724	14.724	14.72	14.72	0	0	0	0	0	0	0	

Hora del día	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Total
HP	0	0	0	0	0	0	0	60	60	60	60	60	
Kilowatts	0	0	0	0	0	0	0	44.74	44.74	44.74	44.74	44.74	402.678
Tipo de energía	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Intermedio	Punta	Punta	Punta	Punta	Punta	Intermedio	Intermedio	
Cargo por consumo de energía (\$)	0	0	0	0	0	0	0	14.72	14.72	14.72	14.72	14.72	

En esta tabla se obtuvo que el cargo por consumo de energía por concepto de la utilización de las bombas que circulan el agua de los bancos de hielo hacia las manejadoras es de \$253 al día.

TABLA 5.6. CARGO POR CONSUMO DE ENERGÍA POR BANCOS DE HIELO

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Cargo por consumo de energía (pesos)	59.1737	59.1737	59.1737	59.1737	19.753	62.6257	72.917	72.917	72.9175	72.9175	72.9175	72.9175

	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	TOTAL
Cargo por consumo de energía (pesos)	72.917	72.917	72.917	72.917	72.917	0	51.749	53.33	53.33	53.332	68.8982	68.898	1

El resultado de esta tabla es el precio total que se debe pagar con concepto de aire acondicionado en la discoteca si se implementará el sistema de bancos de hielo que es de \$1470.71 al día.

5.1.3. Comparación Económica Debida A Los Cargos Por Consumo De Energía Entre Los Sistemas

Cargo por consumo de energía por refrigeración actual al día (pesos)	Cargo por consumo de energía por refrigeración con bancos de hielo al día (pesos)	Ahorro al día (pesos)	Ahorro al mes (pesos)	Ahorro al año (pesos)
1470.08887	1470.71	-0.6198	-7.4379	-89.255

5.2. ANÁLISIS POR COSTOS DE FABRICACIÓN E INSTALACIÓN

Los bancos de hielo constan de varios sistemas que conforman el equipo y en este inciso elaboraremos un presupuesto del costo total del equipo.

TABLA 5.7. PRESUPUESTO

Descripción	Unidades	Costo Unitario	Costo Total
Obra Civil: La cual consta de la fabricación e instalación de 4 contenedores de 2.7m X 1.5m X 1.4m y un espesor de 25 cm. El material que se utilizará es concreto armado.	4 contenedores	\$5000.00	\$20,000.00
Serpentín: el cual consta de 2579 tubos de cobre de 1.27cm (½"), y 576 tapones de 2.54cm (1")	2579 tubos	\$65.00	\$167,635.00
	576 tapones	\$5.00	\$2,880.00
Alimentación: la cual consta de 10 tubos de 6.35cm (2.5") y 96 tapones de 6.35cm (2.5")	10 tubos	\$1259.38	\$12593.80
	96 tapones	\$35.00	\$3,360.00
Enfriadoras: 4 máquinas de 50 toneladas de refrigeración marca McQuay	4 máquinas	\$247,635.00	\$990,540.00

TABLA 5.7. CONTINUACIÓN

Etilenglicol: Anticongelante que circulará a través de los tubos del serpentín.	600 litros	\$10.3 por litro	\$ 6,180.00
Manejadoras de aire: Se utilizarán 4 manejadoras de aire con capacidad de 40 toneladas	4 Unidades	\$227,826.00	\$911,304.00
Bridas de 6.35cm (2.5") Acero Inoxidable 304 con Tornillos y dos Nipples de 7.62cm (3") de largo ya soldados:	56 piezas	\$263.00	\$14,728.00
Manguera 6.35cm (2.5") de diámetro	25m	\$55.70	\$1,392.50
Placas de Acero Inoxidable 304 Troqueladas:	96 unidades	\$ 303.75	\$ 29,160.00
Varilla de Acero Inoxidable 304 de 0.635cm (¼") con perno y barrenos	192 unidades	\$ 54.46	\$ 10,457.10
Bombas centrífugas: las cuales bombearán el agua fría hacia las manejadoras de aire y traerán el agua de retorno nuevamente para descongelar el hielo	4 unidades	\$25,220.00	\$100,880.00
Poliuretano esparado: es el material que aislará los contenedores de concreto. El espesor del aislante es de 7.62cm (3")	220 m ²	\$70.00 m ² /in espesor	\$46,032.00
Agua: es el líquido que llenará los contenedores de concreto.	71.5 m ³	\$3.00/m ³	\$214.50

Válvulas de 3 vías: Modelo G 765D	4 válvulas	\$28,350.00	\$113,400.00
Bombas centrífugas: las cuales circularan el etilen-glicol.	4 bombas	\$4545.45	\$18,181.81
Tapa: fabricada de lámina multipanel para que mantenga protegido el interior de los contenedores. Sus dimensiones son 3.1 m de ancho X 6.25 m de largo y 5 cm de espesor.	4 tapas	\$1649.00	\$6,597.00
Proceso de descongelamiento: el cual consta de 24 tubos de PVC de 3.81cm (1.5") que servirán como rociadores y 4 tubos de 10.16cm (4") de PVC que servirán como alimentadores	24	\$50.00	\$1,200.00
	4	\$170.00	\$680.00
Tubería de instalación: la cual servirá para transportar el agua desde las manejadoras de aire hasta el banco de hielo. Se utilizará PVC hidráulico de 6.35cm (2 ½")	60 metros	\$22.34	\$1,340.67
TOTAL			\$2,548,756.38

En esta tabla se obtiene el costo total de fabricación e instalación de los bancos de hielo requeridos para cubrir la carga de la discoteca Zoo en Boca del Río, Veracruz y que ascienden a \$2,548,756.

5.3. COMPARACIÓN DE LOS COSTOS TOTALES**TABLA 5.8. COMPARACIÓN FINAL**

	SISTEMA CONVENCIONAL	BANCOS DE HIELO
Cargos por operación (día)	\$1470	\$1470
Costo inicial	\$570,000	\$2,548,756

Esta tabla nos sirve para tener una mejor visualización de los costos que implica el funcionamiento de la discoteca Zoo a través de un sistema convencional o a través de un sistema de bancos de hielo.

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

Después de un análisis técnico-económico, tanto teórico como experimental, podemos concluir lo siguiente:

Los bancos de hielo para acondicionamiento de aire tienen su principal aplicación durante los periodos pico de la curva de demanda eléctrica en los cuales el costo del kWh es mayor, es decir, almacenamos hielo producido con energía eléctrica con costo a tarifa básica, para utilizar el hielo en las horas de tarifa pico, reduciendo el consumo de energía eléctrica en dicho periodo pico y así el costo económico del kWh promedio por día, como se puede observar en la siguiente tabla:

	SISTEMA CONVENCIONAL	BANCOS DE HIELO
KWh/día	2460.14	3687.91
Cargos por operación	\$1470*	\$1470*
Costo del kWh promedio por día	\$0.598	\$0.399
Costo inicial	\$570,000	\$2,548,756
Costo de energía anual/ costo inicial	0.37	0.083

* En este caso coincidieron estos valores

En general, en México las horas pico de tarifa eléctrica son reducidas y desafortunadamente es muy difícil que coincidan con las horas en las que tenemos una mayor demanda térmica ambiental.

Para el caso particular de nuestro análisis en la discoteca Zoo en Boca del Río Veracruz, el proyecto de instalación de bancos de hielo resulta económicamente inviable debido a:

1. No sustituimos el equipo convencional ya instalado, sino que el diseño se basó en emplear el equipo existente (el cual no cumplía con la capacidad necesaria) y auxiliarlo con los bancos de hielo. Aunque se sustituya el equipo existente y se utilice solamente almacenamiento total, la situación no mejoraría considerablemente, a pesar de que sí existiría un ahorro, los bancos de hielo para la discoteca Zoo siguen siendo inviables.
2. Las horas pico de la curva de demanda son únicamente tres.
3. Las horas de demanda para la tarifa máxima ocurren durante la noche, cuando las cargas térmicas variables relacionadas con los efectos del sol son mínimas, lo que nos obliga a generar el hielo durante el día con condiciones de carga térmica variables máximas.

Gracias a este trabajo fue que se desarrolló un diseño (ver inciso 4.2. y planos Anexo B) que cuenta con muchas ventajas en comparación con los diseños de equipos extranjeros. Las principales ventajas de este tipo de diseño son las siguientes:

1. Contamos con diseños modulares que permitieron disminuir los costos de los procesos de manufactura, ensamble, mantenimiento y costos de los bancos de hielo, logrando así que estos sean mucho más económicos que los importados. Un equipo similar de la compañía Calmac para la carga requerida en la discoteca Zoo en Boca del Río, Veracruz se cotizó \$4,500,000 mientras que el diseño desarrollado en este trabajo tiene un presupuesto aproximado de \$3,000,000, por lo que se tendría un ahorro aproximado del 33%
2. El lograr que los bancos de hielo sean modulares proporciona una mayor flexibilidad. Esto es gracias a que en vez de trabajar con una sola unidad de dimensiones considerables, ahora contamos con varias unidades pequeñas e independientes. Gracias a esto evitamos interrumpir nuestro

proceso de almacenamiento o fusión de hielo por razones de mantenimiento.

3. La implementación de un proceso de fusión externa de hielo más eficiente que el de los equipos estadounidenses, los cuales emplean una fusión interna. Esto aumenta el rendimiento global de nuestro sistema debido a que nos evitamos los problemas que una fusión interna generan al crear una capa de hielo aislante que evita que éste se derrita rápidamente. Aunado a esto, contamos con flujos turbulentos al descongelar el hielo, razón por la cual la transferencia de calor sea homogénea y más efectiva.

La corroboración tanto teórica como experimental de nuestro fenómeno físico hace que contemos con las herramientas necesarias para calcular el tamaño exacto y lograr la implementación de nuestro sistema de bancos de hielo en cualquier local que cumpla con las condiciones necesarias para la instalación de dicho sistema para todo tipo de carga que éste requiera y en cualquier condición tanto geográfica como climática.

Esto se logró empleando materiales cuya disponibilidad en el territorio nacional facilitan su implementación, pudiendo así omitir los materiales de baja disponibilidad.

Uno de los logros más importantes de este trabajo de tesis es que se consiguió que el equipo utilizado para el desarrollo del banco de hielo experimental fuera donado a la Facultad de Ingeniería y que debido a su importancia se establecerá como una práctica nueva para el laboratorio de Aire Acondicionado y Refrigeración, el cual no contaba con el equipo necesario para desarrollarla.

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO. FACULTAD DE INGENIERÍA

BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Esenciales

- BUDINSKI,
The Formalization of Selection Procedures

- CARRIER, WILLIS,
CHERNE, REALTO,
Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating,
Tercera Edición, Editorial Pitman Publishing Corporation.

- ESQUERRA I PIZA,
Climatización de Confort e Industrial,
Editorial Marcombo, España, 1992.

- HERNÁNDEZ GORIBAR, EDUARDO,
Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración,
Editorial Limusa, México, 1973.

- INCROPERA, FRANK,
DE WITT, DAVID,
Fundamentos de Transferencia de Calor,
Cuarta Edición, Editorial Prentice Hall, México, 1999.

- JENNINGS, BURGESS,
LEWIS, SAMUEL,
Aire Acondicionado y Refrigeración,
Editorial C.E.C.S.A. México, 1979.

- PITA, EDWARD,
Acondicionamiento de Aire. Principios y Sistemas,
Segunda Edición. Editorial C.E.C.S.A. México, 1997.

Complementarias

Páginas Web

- www.cfe.gob.mx
- www.conae.gob.mx
- www.york.com
- www.kbs.com.mx

Catálogos

- ✕ Calmac Catalog
- ✕ Baltimore Aircoil Company Catalog

ANEXO A

ANEXO A

TABLA A.1 FACTORES DE MUROS

Horas del día	8	10	12	14	16	18	20	22	24
NE	3	3	3	8	8	6	6	7	6
SE	4	4	3	8	9	9	8	7	7
SO	4	4	3	3	4	6	10	11	10
NO	3	3	3	3	3	4	6	10	11
TECHO	3	17	27	32	28	18	8	3	1

De *Air Conditioning and Refrigeration* 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis.

TABLA A.2 FACTORES DE VIDRIO

Horas del día	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Junio	219	417	390	330	225	103	40	38	38	38	32	24	8
Julio y Mayo	192	358	374	301	198	84	38	38	38	35	32	21	8
Abril y Agosto	122	301	320	241	135	48	38	38	38	35	29	19	5
Septiembre y Marzo	0	225	235	160	59	38	38	38	38	35	29	16	0
Octubre y Febrero	0	119	141	78	35	38	38	38	35	32	24	10	0
Noviembre y Enero	0	65	70	38	35	35	35	35	35	29	21	8	0
Diciembre	0	38	48	32	32	35	35	35	32	29	19	5	0

Tomado de *Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cheme, Waller A. Grant y William H. Roberts.

TABLA A.3 CONDICIONES EXTERIORES EN BOCA DEL RÍO, VERACRUZ

Horas del día	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Tbs (°C)	27	27	27	27	27	27	28	28	29	30	31	33
Humedad (%)	80	80	80	80	80	76	70	70	70	67	67	62
Tbh (°C)	24.2	24.2	24.2	24.2	24.2	23.5	23.4	23.4	24.5	25	25.5	27
h _{ext} (Kcal/Kg)	21.8	21.8	21.8	21.8	21.8	21.2	21	21	22	22.5	23	24.5

Horas del día	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Tbs (°C)	33	33	33	30	30	27	27	27	27	27	27	27
Humedad (%)	62	62	62	70	70	76	80	80	80	80	80	80
Tbh (°C)	27	27	27	25.5	25.5	23.5	24.2	24.2	24.2	24.2	24.2	24.2
h _{ext} (Kcal/Kg)	24.5	24.5	24.5	23.1	23.1	21.2	21.8	21.8	21.8	21.8	21.8	21.8

Tomadas del Instituto Meteorológico Nacional

Donde:

Tbs = temperatura de bulbo seco

Tbh = temperatura de bulbo húmedo

h_{ext} = entalpia a condiciones exteriores

TABLA A.4 COEFICIENTES DE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE DIVERSOS MATERIALES

Descripción/ Composición	Densidad ρ (kg/m ³)	Conductividad Térmica, k (Kcal/m.°C, hr)
Cemento	1255	0.45
Yeso	800	0.138
Concreto	2 300	1.5
Vidrio	2 600	0.7

TABLA A. 5 PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DE LA MATERIA

Descripción	Temperatura K	Densidad, ρ , (Kg/m ³)	Conductividad Térmica, k, (W/m.K)	Calor específico, Cp, (J/kg.K)
Hielo	273	920	1.8863	2040
Cobre	300	8933	406	385

TABLA A.6. PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DE LA MATERIA (2)

Descripción	Temperatura (K)	Calor Específico, Cp, (kJ/kg.K)	Número de Prandtl (Pr)	Coefficiente de expansión (β)	Conductividad Térmica, k, (W/m.K)	Densidad, ρ , (kg/m ³)
Agua	275	4.211	10.26	22×10^{-6}	0.574	1000
Etilenglicol	268	2.273	767.35	-	0.240	1135

De *Fundamentos de Transferencia de Calor*, 4ª edición, por Frank Incropera, David De Witt

TABLA A.7 CALOR PRODUCIDO POR LAS PERSONAS

GRADO DE ACTIVIDAD	APLICACIÓN TÍPICA	Temperaturas del cuarto									
		28°C		27°C		26°F		24°C		21°C	
		Kcal/h Sen Lat		Kcal/h Sen Lat		Kcal/h Sen Lat		Kcal/h Sen Lat		Kcal/h Sen Lat	
Sentado	Teatro	44	44	49	39	53	35	58	30	66	23
Sentado, trabajo ligero	Escuela	45	55	49	52	54	47	60	40	69	31
Trabajo de oficina Actividad moderada	Oficinas, hoteles, casas	50	68	50	63	54	59	62	52	72	42
Parados, caminando ligero	Almacenes	50	68	50	63	54	71	64	52	72	42
Caminando, sentado, de pie	Cafeterías Bancos	45	81	50	76	55	71	64	62	73	53
Trabajo sedentario	Restaurantes	48	91	55	83	60	78	71	68	81	57
Trabajo Ligero	Fábrica, trabajo ligero	48	141	55	134	62	127	74	115	92	72
Baile Moderado	Discotecas	55	159	62	152	69	145	82	132	101	113
Caminando	Fábricas, trabajo algo pesado	68	184	76	176	83	169	96	156	116	136
Jugando	Boliche	113	252	117	248	122	243	132	233	152	213

De *Modern Air Conditioning, Heating and Ventilating*, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cheme, Walter

A. Grant y William H. Roberts.

TABLA A.8. GANANCIA DE CALOR DEBIDA AL EQUIPO MISCELÁNEO

Dispositivo	Calor Disipado durante el funcionamiento (Kcal/h)	
	Calor Sensible	Calor Latente
Luz eléctrica y aparatos eléctricos, por kw instalado	860	-
Motores con la carga aplicada en el mismo cuarto por HP*		
De 1/8 - 1/2 HP	1,071	-
De 1/4 - 3 HP	932	-
De 3 - 20 HP	743	-
Computadora	129	-
Televisor	200	-
Tornamesa	200	-
Amplificador	4,000	-
Cafetera eléctrica (3 galones)	554	378
Cafetera eléctrica (5 galones)	857	580
Estufa de gas	781	430
Calentador de agua	794	970
Horno doméstico de gas	2,041	1,008
Cafetera de gas (3 galones)	630	630
Cafetera de gas (5 galones)	983	983
Licuadora	50	-
Refrigeradores	2000	-
Equipo calentado por vapor, por pie cuadrado*		
Superficies calentadas por vapor:		
Pulida	33	-
Sin pulir	83	-
Superficie aislada	20	-
Secadores de pelo para sala de belleza:		
Tipo soplador	578	101
Tipo casco	471	83
Restaurantes, por comida servida	8(Kcal)	-

De Air Conditioning and Refrigeration, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis.

* Con carga conectada fuera del cuarto, reste 641 Kcal /h.

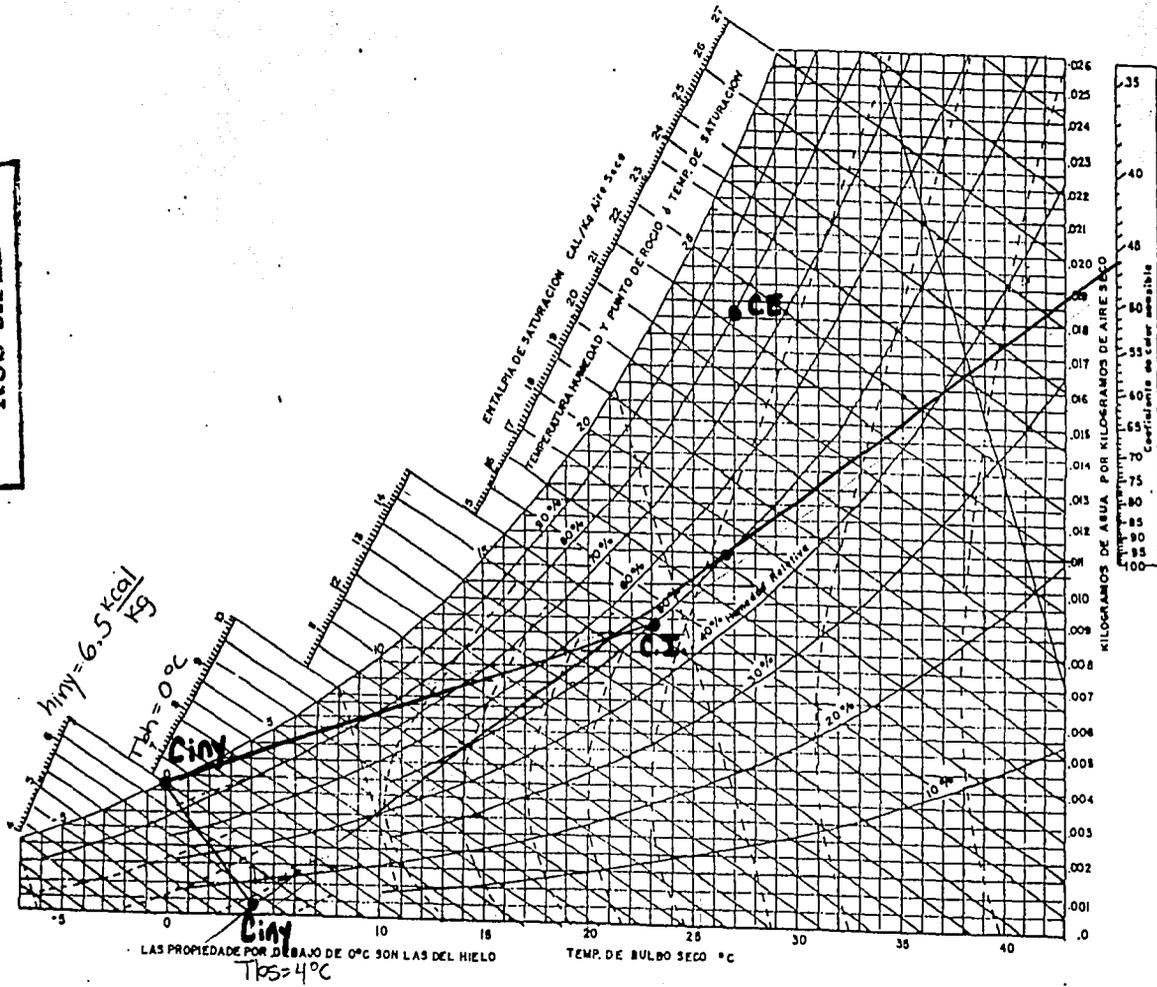
* Para equipo cubierto, reduzca los valores un 50%.

TABLA A.9. VENTILACIÓN RECOMENDADA PARA DIFERENTES LUGARES

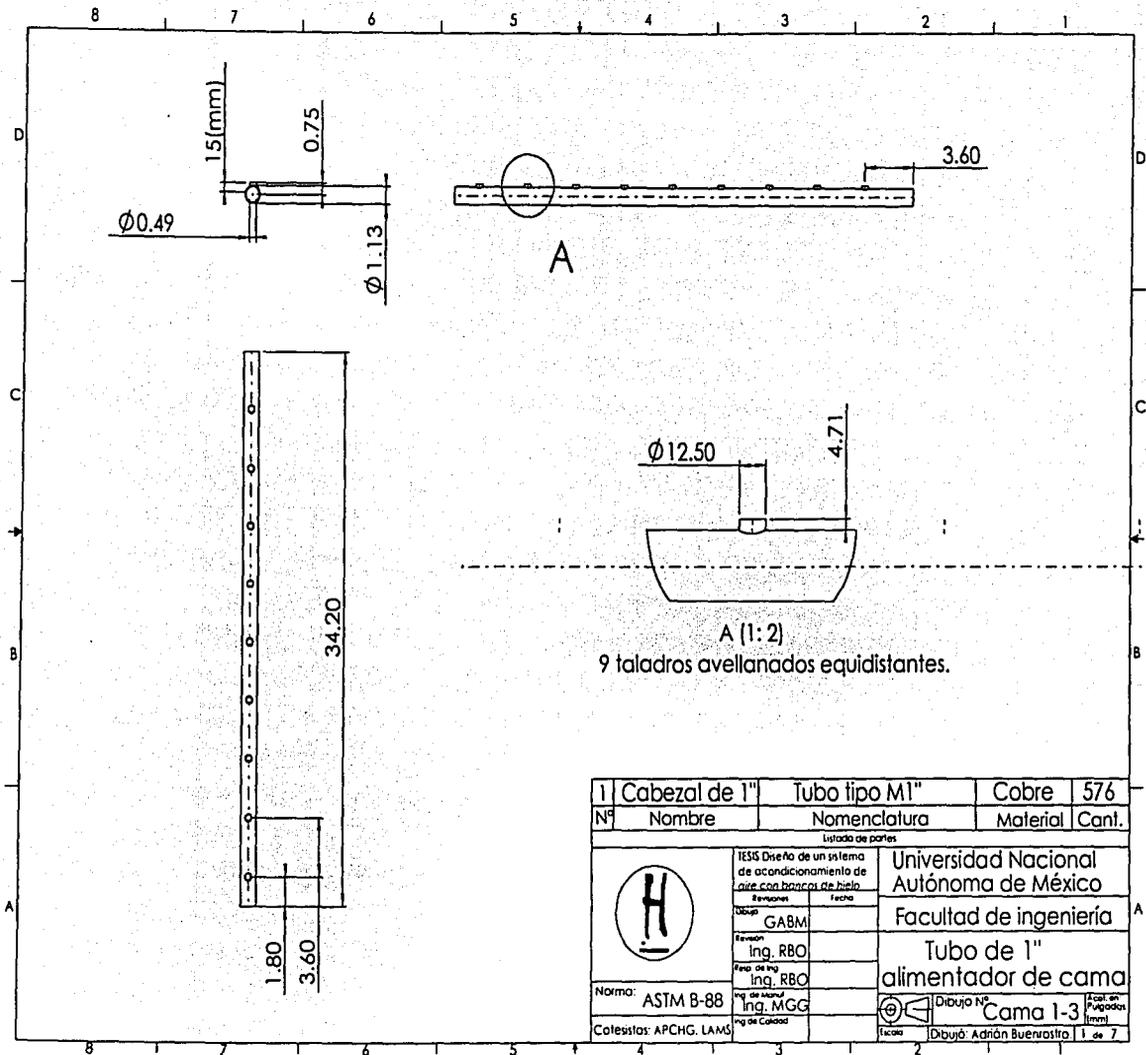
APLICACIÓN	HUMO DE CIGARROS	m ³ /min. Por persona	
		Recomendado	Mínimo
Departamentos normales	Poco	0.6	0.4
Departamentos lujo	Poco	0.8	0.7
Bancos	Ocasional	0.3	0.2
Peluquerías	Considerable	0.4	0.3
Salones de Belleza	Ocasional	0.3	0.2
Bares	Mucho	0.8	0.7
Sala de Juntas	Excesivo	1.41	0.8
Fabrics	Nada	0.3	0.2
Cafetería	Considerable	0.3	0.2
Quirófanos	Nada	-	-
Salas de Espera	Nada	0.6	0.4
Habitaciones de Hotel	Mucho	0.8	0.7
Restaurantes	Considerable	0.3	0.3
Oficinas	Considerable	0.8	0.7
Salones de clase	-	-	-
Teatros	Nada	0.2	0.14
Teatros	Poco	0.4	0.3
Tocadores	-	-	-

De Modern Air Conditioning Heating and Ventilating, 3ª edición, por Willis H. Carrier, Realto E. Cheme, Walter A. Grant y William H. Roberts.

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

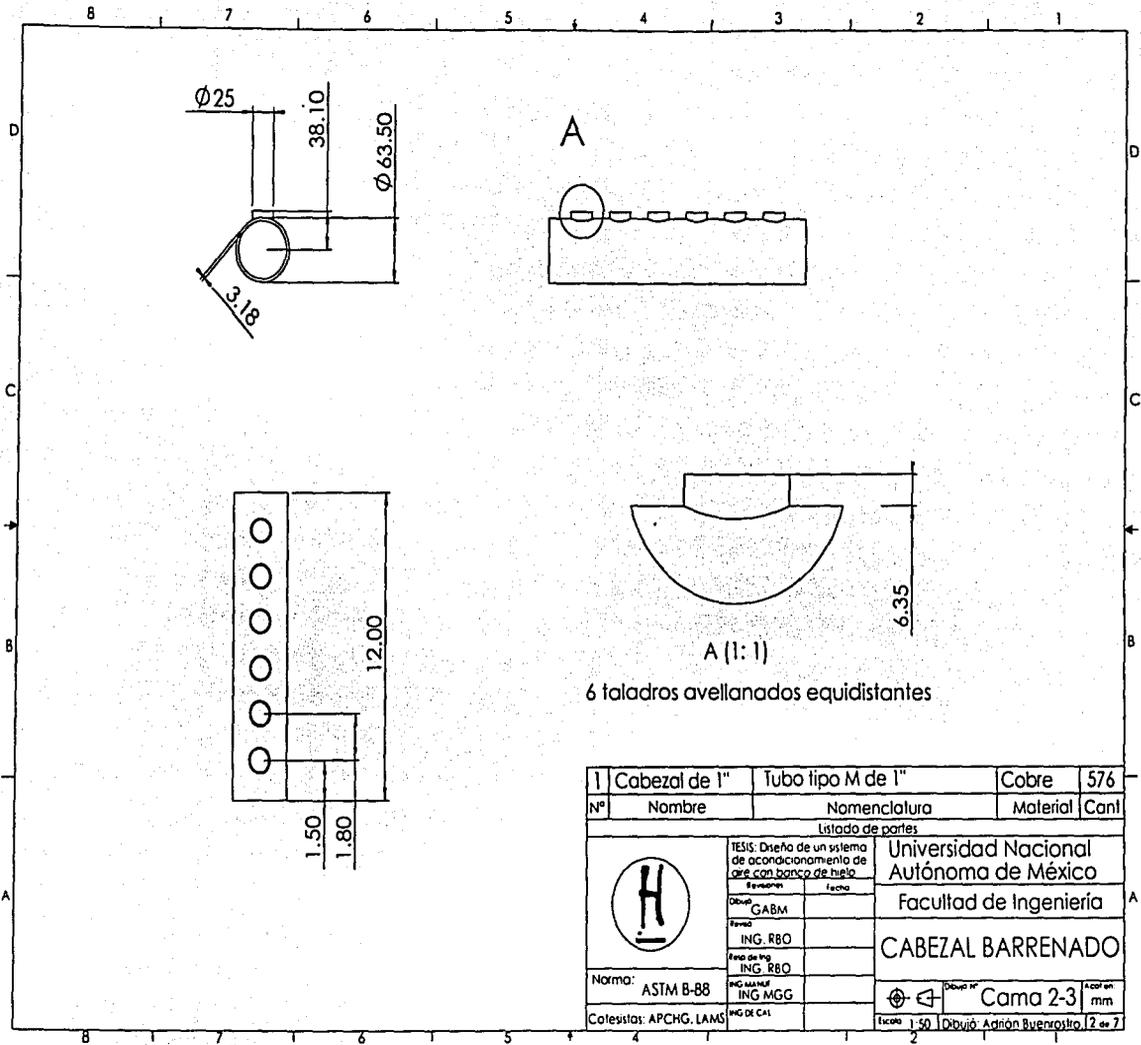


ANEXO B



Nº	Nombre	Nomenclatura	Material	Cant.
1	Cabezal de 1"	Tubo tipo M1"	Cobre	576
Lista de partes				
	TESIS Diseño de un sistema de acondicionamiento de aire con bancos de hielo		Universidad Nacional Autónoma de México	
	Revisión			
Dibujó		GABMI	Facultad de ingeniería	
Revisión		Ing. RBO		
Diseño de Ing.		Ing. RBO	Tubo de 1" alimntador de cama	
Norma:		ASTM B-88		
Calestos:		APCHG. LAMS	Dibujo Nº Cama 1-3	
Ing. de Materiales		Ing. MGG		
Ing. de Colocad			Escala: 1:1 Purgadas (mm)	
			Escala: 1:1 Dibujó: Adrián Buenarastro 1 de 7	

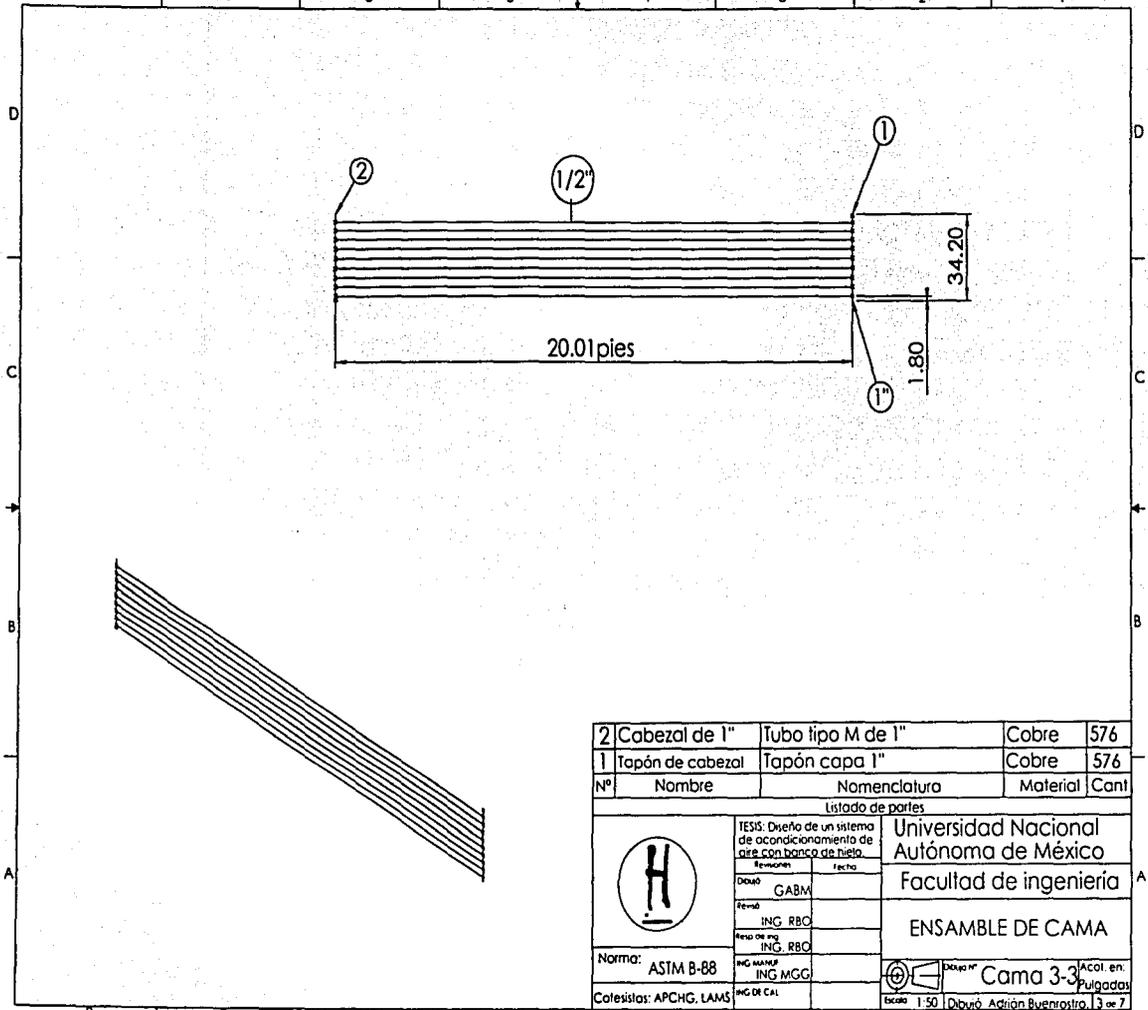
101



6 taladros avellanados equidistantes

1	Cabezal de 1"	Tubo tipo M de 1"	Cobre	576
Nº	Nombre	Nomenclatura	Material	Cantl
Listado de partes				
	TESIS: Diseño de un sistema de acondicionamiento de aire con banco de hielo Revisión: _____ Fecha: _____		Universidad Nacional Autónoma de México Facultad de Ingeniería CABEZAL BARRENADO	
	Dibujó	GABM		
	Revisó	ING. RBO		
	Revisó Ing.	ING. RBO		
Norma:	ASTM B-88	ING. MGG	Escala: 1:50 Dibujo: Adrián Buenrostro, 12 de 7	
Colestias:	APCHG. LAMS	ING DE CAL		

8 7 6 5 4 3 2 1



2	Cabezal de 1"	Tubo tipo M de 1"	Cobre	576
1	Tapón de cabezal	Tapón capa 1"	Cobre	576
Nº	Nombre	Nomenclatura	Material	Cant

Listado de partes

	TESIS: Diseño de un sistema de acondicionamiento de aire con banco de hielo.	
	Diseñó: GABM	Dibujo:
	Revisó: ING. RBO	Fecha:
	Puso de eng.: ING. RBO	Escala:
	Norma: ASTM B-88	ING. MARR: ING. MGG:
Cotistas: APCHG, LAMS	ING. DE CAL:	Escala: 1:50

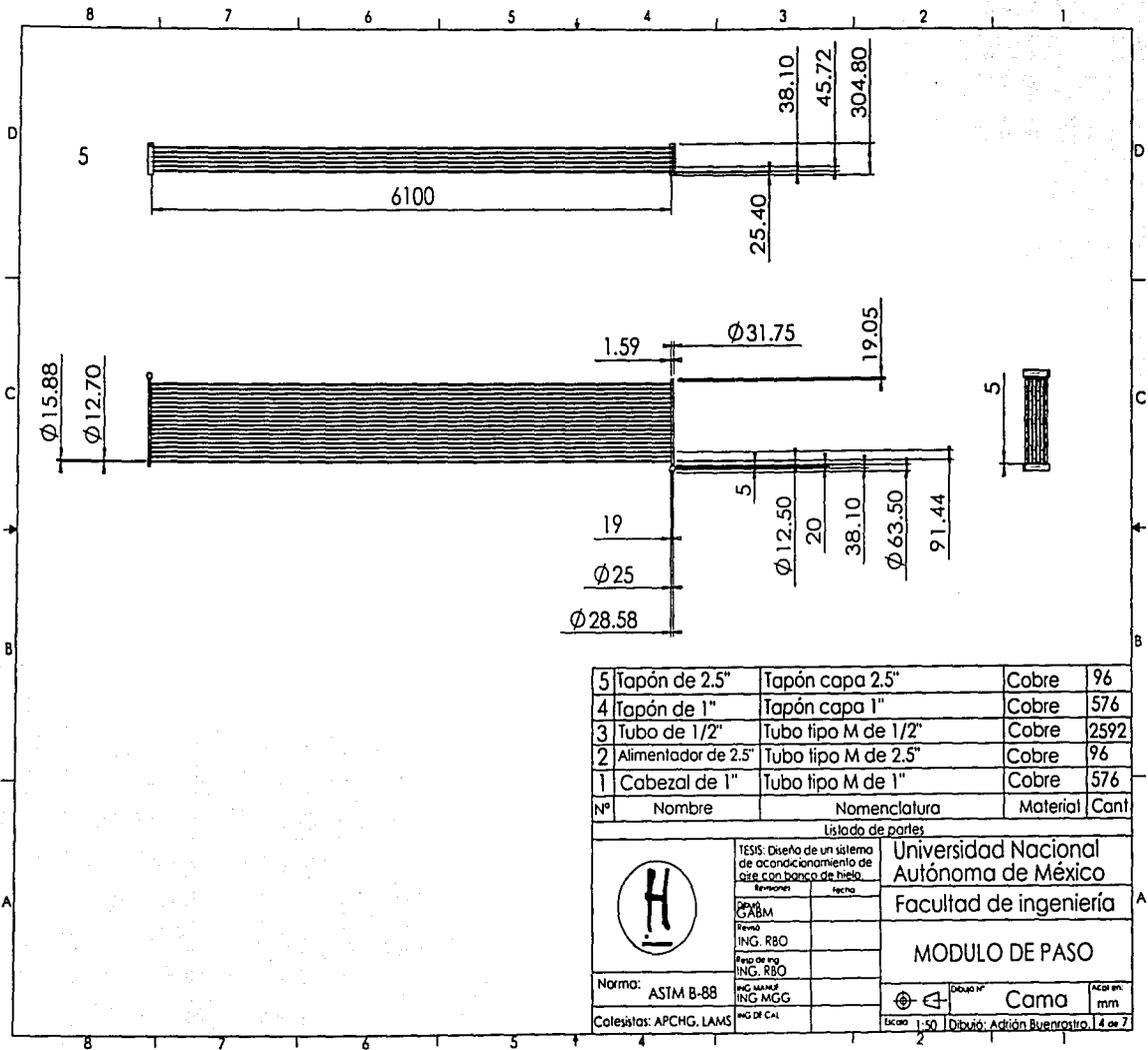
Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de ingeniería

ENSAMBLE DE CAMA

Dibujo Nº: Cama 3-3
Acot. en Pulgadas: 3 de 7
Escala: 1:50
Dibujó: Adrián Buenrostro

111

8 7 6 5 4 3 2 1

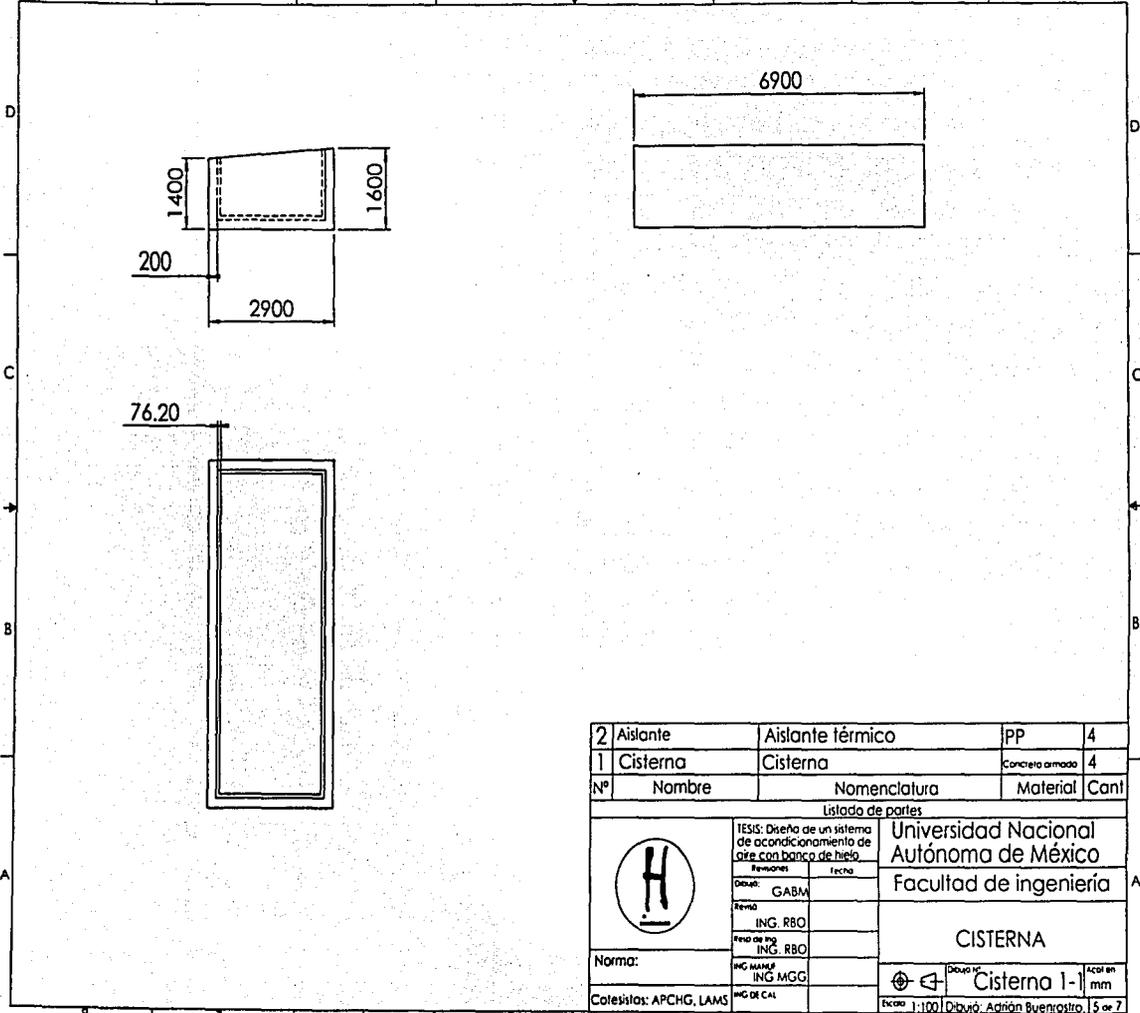


5	Tapón de 2.5"	Tapón capa 2.5"	Cobre	96
4	Tapón de 1"	Tapón capa 1"	Cobre	576
3	Tubo de 1/2"	Tubo tipo M de 1/2"	Cobre	2592
2	Alimentador de 2.5"	Tubo tipo M de 2.5"	Cobre	96
1	Cabezal de 1"	Tubo tipo M de 1"	Cobre	576
Nº	Nombre	Nomenclatura	Material	Cant

Lista de partes

	TESIS: Diseño de un sistema de acondicionamiento de aire con banco de hielo		Universidad Nacional Autónoma de México Facultad de ingeniería	
	Removido CPYB Remo ING. RBO Prop de Ing. ING. RBO	fecha		
Norma: ASTM B-88	ING. MANF ING. MGG	Dibujo Nº	Cama	
Colocistas: APCHG, LAMS	ING DE CAL	Escala 1:50	Dibujo: Adrián Buenrostro	14 de 7

8 7 6 5 4 3 2 1

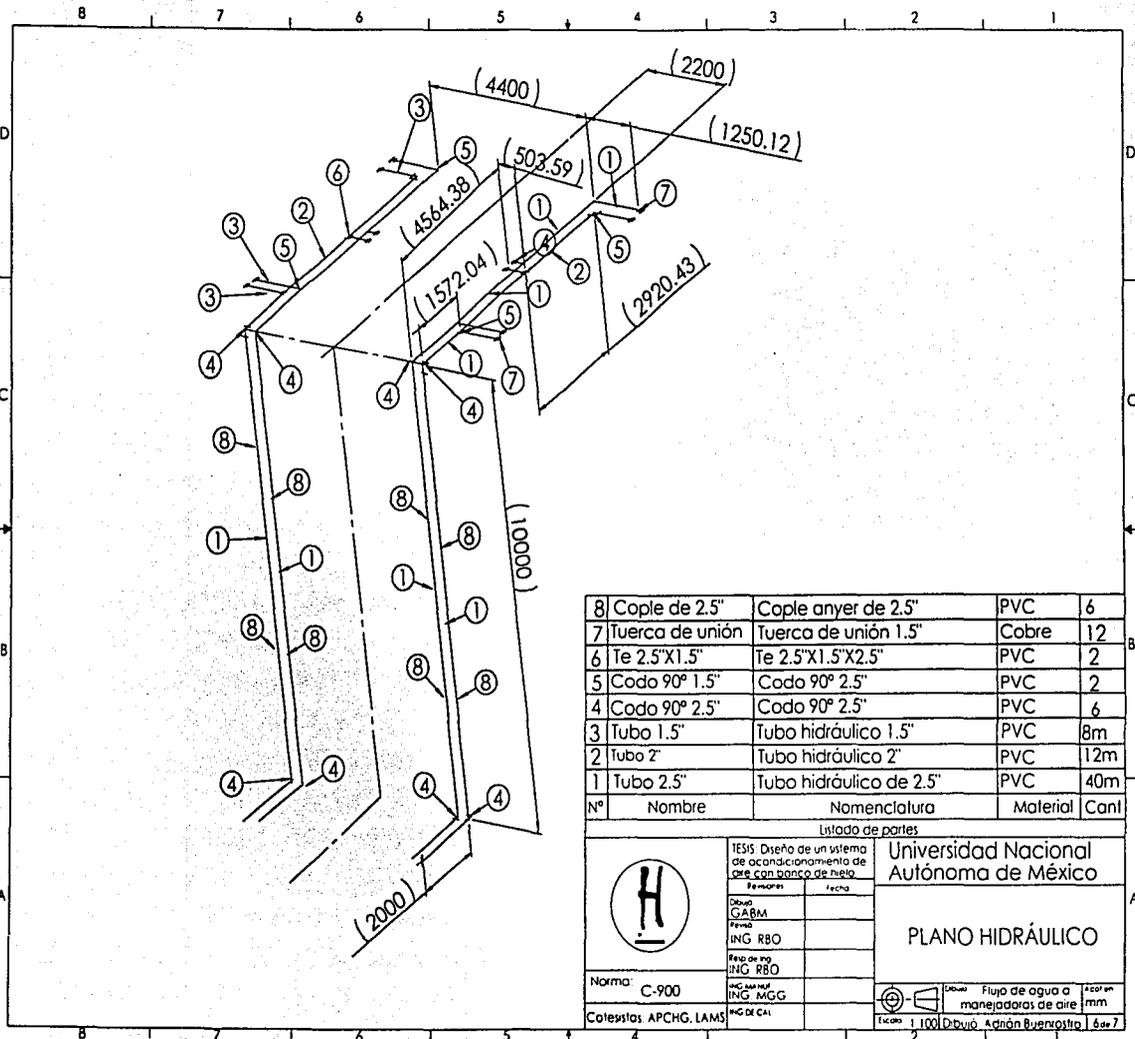


2	Aislante	Aislante térmico	PP	4
1	Cisterna	Cisterna	Concreto armado	4
Nº	Nombre	Nomenclatura	Material	Cant

Listado de partes

	TESIS: Diseño de un sistema de acondicionamiento de aire con banco de hielo		Universidad Nacional Autónoma de México Facultad de ingeniería		
	Revisión	Fecha			
	Dibujó:	GABM		CISTERNA	
	Revisó:	ING. RBO			
Norma:	ING MANUF		Escala: 1:100		
Colestilo:	ING DE CAL				

Dibujó y Acotó en mm: Cisterna 1-1
 Escala: 1:100
 Dibujo: Adrián Buenrostro, 15 de 7



8	Cople de 2.5"	Cople anyer de 2.5"	PVC	6
7	Tuerca de unión	Tuerca de unión 1.5"	Cobre	12
6	Te 2.5"x1.5"	Te 2.5"x1.5"x2.5"	PVC	2
5	Codo 90° 1.5"	Codo 90° 2.5"	PVC	2
4	Codo 90° 2.5"	Codo 90° 2.5"	PVC	6
3	Tubo 1.5"	Tubo hidráulico 1.5"	PVC	8m
2	Tubo 2"	Tubo hidráulico 2"	PVC	12m
1	Tubo 2.5"	Tubo hidráulico de 2.5"	PVC	40m
Nº	Nombre	Nomenclatura	Material	Canf

Lista de partes

H

TESES DISEÑO DE UN SISTEMA DE acondicionamiento de aire con banco de hielo

Revisión	Fecha
Dibujó GARM	
Firmó ING RBO	
Revisó por ING RBO	

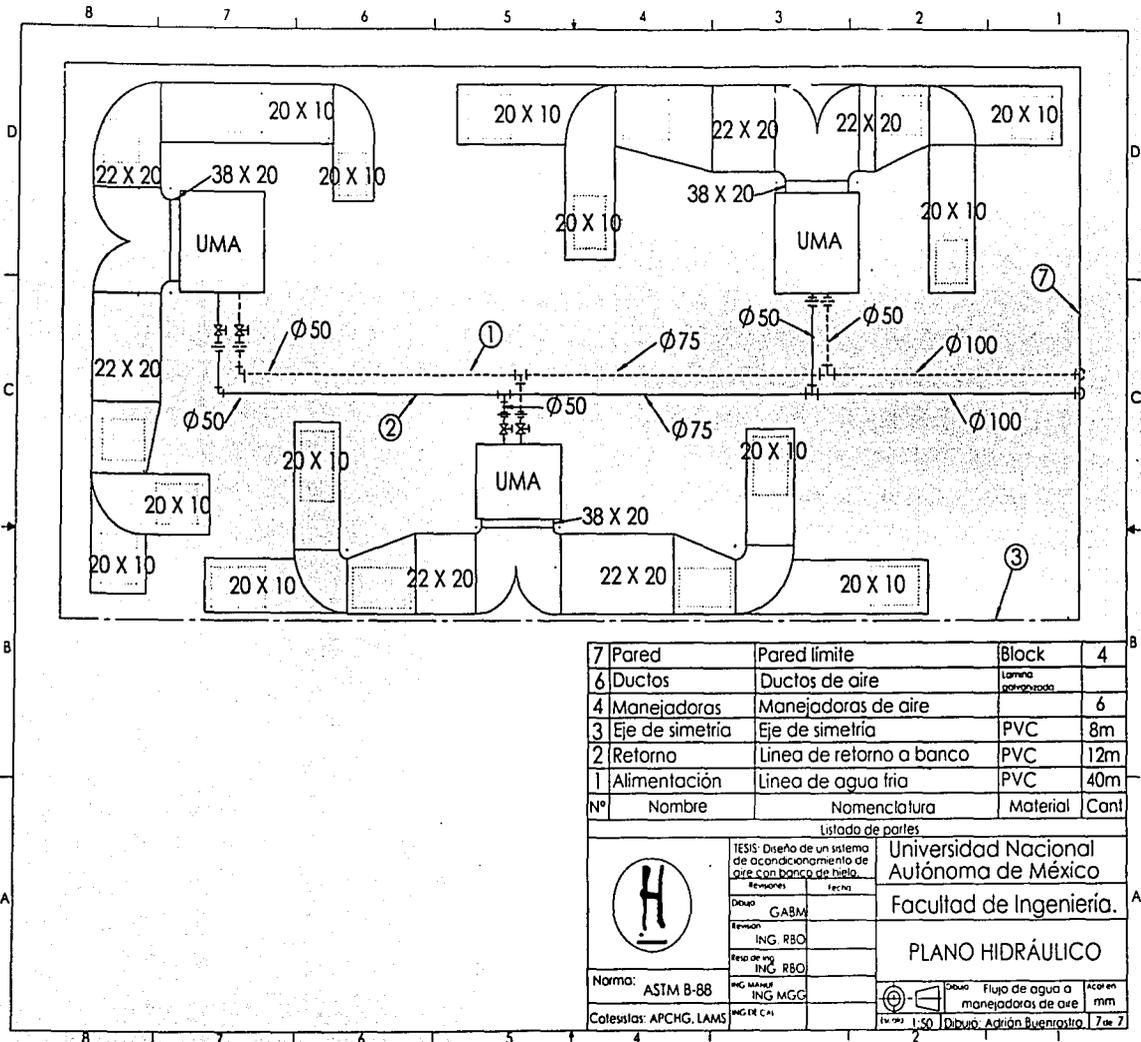
Norma: C-900

Colaboristas APCHG, LAMS

Universidad Nacional Autónoma de México

PLANO HIDRÁULICO

	Escala: Flujo de agua a manejadores de aire	+500 mm
	Escala: Dibujo: Adición de agua a la	mm
Figura 1.100	Dibujo: Adición de agua a la	Boa 7



7	Pared	Pared limite	Block	4
6	Ductos	Ductos de aire	Lamina galvanizada	
4	Manejadoras	Manejadoras de aire		6
3	Eje de simetría	Eje de simetría	PVC	8m
2	Retorno	Línea de retorno a banco	PVC	12m
1	Alimentación	Línea de agua fría	PVC	40m
Nº	Nombre	Nomenclatura	Material	Cant

Listado de partes		Universidad Nacional Autónoma de México Facultad de Ingeniería.		
	TESIS: Diseño de un sistema de acondicionamiento de aire con banco de hielo. Revisiones: _____ Fecha: _____ Dibujo: GABM Revisión: ING. RBO Fecha de Ing: ING. RBO			PLANO HIDRÁULICO
	Norma: ASTM B-88 Catálogo: APCHG. LAMS	ING. MANEJ. ING. MGG ING. RBO C-11	Dibujo: Flujo de agua a manejadoras de aire Escala: _____ mm	7 de 7
			Dibujo: Adrián Buenrostro	

hll