

Reben Exuuw
6/3/03



697.93

Escuela Superior Politécnica del Litoral

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

"Diseño del sistema de Aire Acondicionado Central y del Sistema de Agua Caliente usando el calor rechazado en los condensadores de los enfriadores de agua para un Hospital de la ciudad de Guayaquil"

TESIS DE GRADO

**Previa a la obtención del Título de
INGENIERO MECANICO**

Presentada por:

Francisco Javier Romy Novas

Guayaquil – Ecuador

1985

A G R A D E C I M I E N T O

Al Ing. Eduardo Donoso Pérez, Director de Tesis, por su entusiasta colaboración y acertada dirección para la realización de este trabajo.

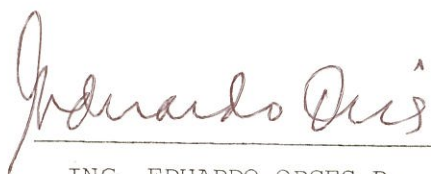
A mis padres y hermanos, quienes me dieron un ejemplo de responsabilidad y seriedad para enfrentar la vida.

DEDICATORIA

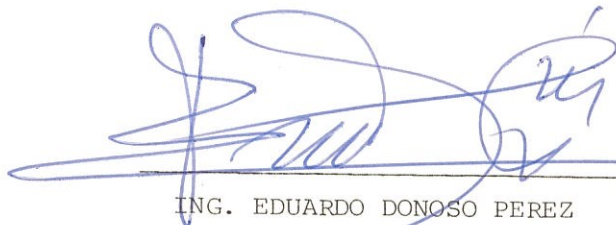
A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

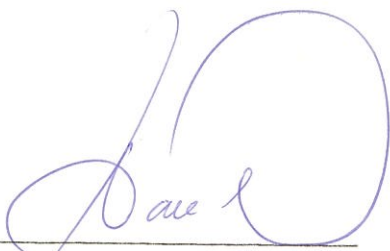
A MI NOVIA



ING. EDUARDO ORCES P.
DECANO DE LA FACULTAD
DE ING. MECANICA



ING. EDUARDO DONOSO PEREZ
DIRECTOR DE TESIS



ING. RAUL LASCANO H.



ING. ANGEL VARGAS Z.

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos Profesionales de la ESPOL).

A handwritten signature in black ink, reading "F. Romay N.". The signature is stylized, with a large, looping "F" and "R".

.....
Francisco Javier Romay Novas

R E S U M E N

El presente trabajo nos introduce en la Conservación Energética aplicada a sistemas de aire acondicionado central y de equipos de frío en general.

Todo equipo de frío rechaza calor a la atmósfera, energía que es desperdiciada al disiparse en el ambiente. Esta tesis pretende estudiar la posibilidad de aprovechar el calor rechazado de un sistema de aire acondicionado central y convertirlo en calor útil, por medio de una bomba de calor industrial.

Con el objeto de hacer una aplicación local a este estudio, se ha tomado como caso particular un hospital, en donde el sistema de agua caliente funcionará con una bomba de calor industrial. Por lo tanto, esta tesis empieza desde el cálculo de la carga de aire acondicionado del hospital, luego se hace la selección de la central de enfriamiento; después se establecen los requerimientos de agua caliente, para así seleccionar el equipo recuperador de calor y también se hace un análisis ingenieril del sistema bomba de calor-central de enfriamiento. Finalmente, un estudio económico nos dirá si el sistema propuesto es rentable comparado con un sistema convencional de calentamiento de agua. Esta tesis incluye las especificaciones técnicas de todos los equipos seleccionados y termina con las conclusiones y

recomendaciones con respecto a este trabajo.

INDICE DE ABREVIATURAS

A	Area
BHP	Caballos de fuerza al freno
BTU	Unidad térmica británica
Cp	Calor específico a presión constante
CFM	Pies cúbicos por minuto
cm	Centímetro
COP	Coeficiente de performance
D	Densidad de personas
DDTE	Diferencia de temperatura equivalente
F	Iluminación
Fu	Factor de uso
FCE	Factor de carga de enfriamiento
FCS	Factor de carga sensible
FDGS	Factor de Ganancia solar
FPS	Pies por segundo
Gal	galón americano (3.785 lts)
GPM	Galones por minuto
II	Cabezal de presión
h	Coeficiente de película
HP	Caballos de fuerza
hr	Hora
Hz	Hertz (frecuencia)
K	Conductividad térmica
Kw	Kilovatios
Lb	Libra
lt	Litro
m	metro

$\dot{m}$	Flujo másico
MBTU/H	Miles de BTU por hora
Min.	Minuto
mm	Milímetro
NP	Número de personas
P	Presión
Pa	Pascales
PSIG	Libras por pulgada cuadrada manométricas
psig	Libras por pulgada cuadrada manométricas
pulg	Pulgada
q, Q	Ganancia de calor
qs, Qs	Ganancia de calor sensible
ql, QL	Ganancia de calor latente
R	Resistencia térmica
r	Radio
RPM	Revoluciones por minuto
s	Segundo
T, t	Temperatura
TONS	Toneladas de refrigeración
U	Coefficiente de transferencia de Calor
V	Velocidad
W	Vatios
Δ	Incremento o diferencial
η	Eficiencia
"	Pulgada
$\approx$	Aproximadamente igual

INDICE GENERAL

	<u>Pág.</u>
TITULO	I
AGRADECIMIENTO	II
DEDICATORIA	III
RESPONSABILIDAD DEL DIRECTOR DE TESIS	IV
DECLARACION EXPRESA	V
RESUMEN	VI
INDICE DE ABREVIATURAS	VII
INDICE GENERAL	X
INDICE DE FIGURAS	XIII
INDICE DE TABLAS	XV
INTRODUCCION	18
CAPITULO 1:	
DESCRIPCION DEL SISTEMA Y SUS COMPONENTES	24
1.1 Sistema de Aire Acondicionado	24
1.1.1 Equipo de Refrigeración Central	24
1.1.2 Sistema de Circulación de Agua Helada	25
1.1.3 Sistema de Enfriamiento de Agua	26
1.1.4 Sistema de Manejo de Aire	26
1.2 Sistema de Agua Caliente.	26
1.2.1 Bomba de Calor	27
1.2.2 Sistema de Circulación de Agua Caliente	28
1.2.3 Sistema de Circulación del Agua Usada como Fuente de Calor.	28
CAPITULO 2:	
CALCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO	30
2.1 Ganancia a través de Techos, Paredes y Ventanas	31
2.2 Carga por Personas	37
2.3 Carga por Luces	38
2.4 Ganancia a Través de Paredes Interiores y Tumbados	40

2.5 Carga por Ventilación	41
2.6 Carga por Equipos	44
2.7 Resultados de Carga de Enfriamiento Total por Zonas . .	47
CAPITULO 3:	
SELECCION DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO A USARSE. . . .	53
3.1 Sistema	53
3.1.1 Sistema de Aire Acondicionado	53
3.1.2 Tipos de Enfriadores	55
3.1.3 Características Generales de los Enfriadores de <u>Máquina Centrífuga</u>	56
3.2 Requerimientos de Agua Helada	57
3.3 Selección del Equipo Enfriador	58
3.3.1 Principales Características de Diseño de los En- friadores de Doble Compresor <u>Centrífugo</u> Marca McQUAY (Tipo PF)	58
3.3.2 Selección	63
CAPITULO 4:	
REQUERIMIENTOS DE AGUA CALIENTE	66
4.1 Generalidades sobre el Sistema de Agua Caliente en Hos- pita <u>les</u>	66
4.1.1 Parámetros Generales para la Selección de Calenta- dores de Agua	66
4.1.2 Estudio de la Demanda de Agua Caliente en Hospita- les	67
4.1.3 Principios Generales para Diseñar Sistemas de A- gua Caliente	75
4.2 Datos sobre los Requerimientos de Agua Caliente por Zo- nas	77
4.2.1 Requerimientos de Temperatura	77
4.2.2 Cálculo de la Demanda Total de Agua Caliente . .	78
CAPITULO 5:	
SELECCION DEL EQUIPO RECUPERADOR DE CALOR	80
5.1 Generalidades sobre la Bomba de Calor Industrial . . .	80
5.1.1 Ciclo Termodinámico	80
5.1.2 ¿Cómo Funciona la Bomba de Calor Industrial? . .	83
5.1.3 Aplicaciones	83

5.2 Selección de la Bomba de Calor "Templifier"	86
CAPITULO 6:	
DISEÑO COMPLETO DEL SISTEMA Y OBTENCION DE RESULTADOS EN BA SE A CRITERIOS DE OPERACION	98
6.1 Selección de la Torre de Enfriamiento	100
6.2 Selección de Bombas, Válvulas y Accesorios para el Sis- tema Total	104
6.2.1 Tuberías	104
6.2.2 Válvulas	108
6.2.3 Bombas	113
6.2.4 Aislamiento Térmico	119
6.2.5 Tanque de Agua Caliente	125
6.3 Obtención de Puntos de Operación	126
6.3.1 Enfriador de Agua	126
6.3.2 Torre de Enfriamiento	133
6.3.3 Bomba de Calor	133
CAPITULO 7:	
ANALISIS ECONOMICO DEL SISTEMA RECUPERADOR DE CALOR Y COMPA RACION CON UN SISTEMA CONVENCIONAL DE CALENTAMIENTO DE AGUA	138
7.1 Costo Inicial - Equipo e Instalación	139
7.1.1 Selección del Sistema Convencional	139
7.1.2 Costo Inicial	141
7.2 Costo Operacional	144
7.2.1 Energía y Combustibles	144
7.2.2 Mantenimiento	146
7.3 Análisis del Costo-Beneficio del Sistema Recuperador de Calor	147
7.3.1 Datos para Hacer el Análisis Económico	148
7.3.2 Parámetros Calculados en el Análisis Económico	153
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	157
APENDICES	164
BIBLIOGRAFIA	185

INDICE DE FIGURAS

<u>No.</u>		<u>Pág.</u>
2.1	Construcción del Techo	32
2.2	Construcción de Pared Especial	35
2.3	Típica Distribución de Aire en un Hospital	43
3.1	Performance Típica del Impulsor de un Compresor . .	59
3.2	Performance Típica del Impulsor de un Doble Compre- sor	59
3.3	Operación de los Compresores	62
3.4	Enfriador de Agua . Seleccionado	65
4.1	Perfiles de Demanda Horaria de Agua Caliente en Hos- pitaes	69
4.2	Tasa de Recuperación vs. Capacidad de Almacenamiento para Hospitaes	70
4.3	Curva Modificada de Hunter para Flujos de Agua Ca- liente (hasta 400 Aplicaciones)	73
4.4	Curva Modificada de Hunter para Flujos de Agua Ca- liente (hasta 3000 Aplicaciones)	73
5.1	Performance de una Bomba de Calor Industrial	82
5.2	Funcionamiento de una Bomba de Calor Industrial . .	84
5.3	Capacidad de Calentamiento y Enfriamiento de la TPB- 020A	88
5.4	Coeficiente de Performance de la TPB-020A	89
5.5	Potencia de Entrada a la TPB-020A	89
5.6	Capacidad de Calentamiento de la TPB-020A	92
5.7	Caída de Presión en el Condensador (Arreglo Estan- dar)	94

<u>No.</u>		<u>Pág.</u>
5.8	Multiplicador para la Caída de Presión	95
5.9	Caída de Presión en el Evaporador	95
5.10	Bomba de Calor Seleccionada	97
6.1	Diagrama Esquemático de Acople de Sistemas	99
6.2	Pérdidas por Fricción para Agua en Tubería Comercial de Acero (Cédula 40)	107
6.3	Principales Tipos de Válvulas	111
6.4	Diagrama Esquemático de Tubería Aislada	123
6.5	Diagrama Esquemático del Sistema de Agua Caliente .	127
6.6	Diagrama Esquemático del Sistema de Enfriamiento de Agua	128
6.7	Ubicación de Equipos en la Sala de Máquinas	129
6.8	Puntos de Operación de la Bomba de Calor a 3 Tempera turas de la Fuente de Calor	136
8.1	Eficiencia del Sistema Recuperador de Calor	159
8.2	Eficiencia del Sistema Convencional	159

INDICE DE TABLAS

<u>No.</u>		<u>Pág.</u>
2.1	Coeficientes de Transferencia de Calor para Divisiones Interiores	41
2.2	Ganancia de Calor de Equipos Médicos	46
2.3	Carga por Zonas en Planta Baja	48
2.4	Carga por Zonas en el Primer Piso (Central de Esterilización y Quirófanos	50
2.5	Carga por Zonas en 1ero., 2do., 3ero. y 4to. piso (Hospitalización)	51
2.6	Carga por Zonas en el 5to. piso	52
3.1	Alternativas de Enfriadores de Agua (Doble Compresor)	64
4.1	Demandas de Agua Caliente para Varios Tipos de Edificios	72
4.2	Demanda de Agua Caliente en F.U. (Fixture Units)	74
6.1	Factores de Capacidad para enfriadores Evaporativos Evapco	103
6.2	Tabla para Selección del enfriador Evaporativo EVAPCO	103
6.3	Caída de Presión	104
6.4	Cálculo de Tuberías	106
6.5	Rangos de Presión y Temperatura de Varios Tipos de Válvulas	112
6.6	Características de las Bombas Centrífugas	115
6.7	Caída de Presión a Vencer por la Bomba del Sistema de Enfriamiento	117

<u>No.</u>		<u>Pág.</u>
6.8	Caída de Presión a Vencer por la Bomba de Circulación entre la Bomba de Calor y los Tanques de Almacenamiento	118
6.9	Controles de Seguridad del Enfriador de Agua . .	131
6.10	Puntos de Operación del Enfriador de Agua a 10, 60 y 100% de la Carga de Enfriamiento	135
6.11	Puntos de Operación de la Bomba de Calor a 10, 60 y 100% de la Carga de Enfriamiento	137
7.1	Gastos de Compra e Instalación	142
7.2	Costo Inicial Total	143
7.3	Tarifa Promedio Esperada en el Sector Industrial . .	150
7.4	Precios Esperados para el Diesel	152
7.5	Ahorro en Costos de Energía	154
7.6	Valor Presente de los Ahorros de Energía	155
A-1	Propiedades Térmicas de Materiales Usados en Construcción	166
A-2	Diferencia de Temperatura Equivalente para Techos Planos	167
A-3	Diferencia de Temperatura Equivalente para Paredes .	168
A-4	Posición Solar, Intensidad y Factor de Ganancia Solar para 2.19 grados Latitud Sur	169
A-5	Ganancia de Calor por Personas	171
A-6	Densidad de Personas	173
A-7	Tabla de Iluminación Recomendada	174
A-8	Relaciones Generales de Presión y Ventilación para Diferentes Areas de Hospitales	176

<u>No.</u>		<u>Pág.</u>
A-9	Factor de Carga Sensible para Artefactos sin Campana	178
A-10	Propiedades Físicas de Tubería sin Costura ASTM A-53	
	Cédula 40	179

I N T R O D U C C I O N

Objetivo

El objetivo principal de esta tesis es estudiar la factibilidad de utilizar en nuestro país una bomba de calor industrial, que use como fuente de calor el agua proveniente del condensador de un enfriador de agua de un sistema de aire acondicionado central, con el fin de obtener un sistema de calentamiento de agua que no use combustibles derivados del petróleo.

Importancia del Proyecto

La conservación de la energía en el Ecuador es todavía un concepto apenas conocido dentro de su sector industrial. La mayoría de los industriales ecuatorianos, o no lo conocen, o sólo tienen de él una idea vaga porque lo han leído en algún artículo de revistas extranjeras (o nacionales raras veces) muy de pasada, y por esta falta de información no se ha evaluado y por tanto comprendido su profundo significado socio-económico.

Recién se están dando en los tiempos que corremos los primeros pasos -por cierto los más difíciles- para crear conciencia en la industria de la importancia real que entraña el ahorro de energía. La -

pregunta: ¿Quién gana en un proyecto de conservación y ahorro energético? debe ser analizada y medida cuidadosamente para que nos conduzca a una toma de decisiones enmarcadas dentro del campo de la productividad capaces de proporcionar sustanciales utilidades marginales - que hoy por hoy se desperdician.

Cada barril de petróleo ahorrado en el consumo de una factoría industrial representa:

- a) 28 U.S. dólares de entrada para el país, a través de su balanza - de pagos, porque lo exporta. Resultaría entonces que el Ecuador, como país, es el primer beneficiado.
- b) El propio industrial obtendría una reducción de sus costos de producción equivalentes al ahorro de un barril de petróleo, o sea 42 galones de diesel, igual a 882 sucres (9.14 dólares) a precios de hoy (21 sucres por galón), que automáticamente pasan a incrementar los beneficios de la empresa.
- c) El erario nacional ganaría entonces, a groso modo por cada barril economizado por un consumo de energía racionalizado en la industria, la diferencia entre 28 y 9.14 dólares; o sea: 18.86 dólares que significan 1820 sucres.

Esta cifra la ganaría el fisco sin hacer nada, frente a sólo 882 sucres que ganaría el industrial haciéndolo todo.

A veces, implementar un programa de ahorro energético requiere para cualquier industrial inversiones muy altas. Tan altas que lo desaniman a su realización porque no le resultan rentables en términos de dinero. Y no va a cambiar, ni se le puede exigir que cambie su actitud, en tanto siga disfrutando de energía barata. Este es en gran- des rasgos el primer problema a enfrentar. Un gran ganador poten- - cial, el Estado, o sea todo el pueblo ecuatoriano permanece siendo - el gran perdedor en la realidad por el mero hecho de no crear meca- nismos de ayuda e incentivos en favor del sector industrial, para fo- mentar el ahorro de energía proveniente de combustibles fósiles, por parte del Gobierno.

Si bien es cierto que debemos preocuparnos por la implementación de tecnologías modernas que traten de aprovechar fuentes de energía renovables, como la solar, la biomasa, eólica, etc., pienso que el primer gran paso debe ser encaminado hacia el mejor uso de la energía - que hoy utilizamos: el petróleo, y tratar de aumentar la eficiencia energética del consumo en todas las industrias del país.

Un estudio hecho por el INE (Instituto Nacional de Energía), proyec- tado hasta el año 2000, establece que si el país sigue usando su energía proveniente del petróleo como se lo hace hoy, para dentro de 10 años nos convertiremos en importadores de petróleo. La misma proyección establece que si se implementan programas serios de conser- vación energética, este plazo de 10 años se duplicaría.

Por lo tanto, la importancia de cualquier estudio en conservación e

nergética, es muy grande, tremenda diría yo, pues involucra la supervivencia futura del país.

Este proyecto en particular, se concentra únicamente en una de las tantas maneras de ahorrar energía no renovable, mediante el uso de una bomba de calor industrial, que a base de una fuente de energía térmica de baja temperatura (30°C), y electricidad, obtiene energía térmica de mayor nivel de temperatura (60°C), y con un rendimiento - de 4 a 1; es decir, que por cada unidad de energía en forma de electricidad gastada por la bomba de calor en el compresor, se obtienen 4 unidades de energía térmica a nivel del condensador.

Las bombas de calor pueden ser usadas en todo tipo de industria, según se verá más adelante. Esta tesis hace el estudio del aprovecha-miento del calor rechazado de un sistema de aire acondicionado central, según se dijo en el resumen, mostrando una de las tantas posibilidades del uso de una bomba de calor.

Metodología

El desarrollo de los aspectos teóricos y prácticos relacionados con el sistema de calentamiento de agua presentado en esta tesis, se hará en base a un caso práctico: un Hospital de la ciudad de Guayaquil.

En el capítulo I se presenta una descripción somera de los sistemas

de aire acondicionado y de agua caliente seleccionados para este Hospital.

En el capítulo 2 se hace el cálculo de las cargas de aire acondicionado, empezando por las cargas externas a través de techos, paredes y ventanas; luego se establecen las ganancias de calor internas generadas por las luces, personas, divisiones interiores y equipos médicos; también se hace un cálculo de los requerimientos de aire exterior y total (recirculado más exterior), de cada zona del Hospital, de acuerdo con las más modernas normas americanas, con el fin de establecer la carga impuesta al sistema de aire acondicionado por ventilación.

En el capítulo 3 se hace la selección del tipo de sistema de aire acondicionado a usarse y de la unidad de enfriamiento central; también se incluyen las especificaciones técnicas del mismo.

En el capítulo 4 se habla acerca del sistema de agua caliente en hospitales; se establecen normas de diseño y la forma de calcular los requerimientos de agua caliente; también se calcula la demanda máxima probable para nuestro caso de estudio.

En el capítulo 5 se hace la selección de la bomba de calor industrial requerida, y se dan las especificaciones técnicas de la misma.

En el capítulo 6 se hace la selección del condensador evaporativo, -

de las bombas de circulación, válvulas, tubería, etc.; y se hace el análisis ingenieril del funcionamiento del sistema recuperador de calor a varias cargas de aire acondicionado impuestas al enfriador de agua; se establecen puntos de operación de todos los principales equipos.

El capítulo 7 se concentra en el análisis económico del costo-beneficio del sistema recuperador de calor, y se establece la rentabilidad del proyecto.

Finalmente, se presentan las conclusiones y recomendaciones con respecto al presente estudio.

C A P I T U L O 1

DESCRIPCION DEL SISTEMA Y SUS COMPONENTES

A continuación serán descritos muy superficialmente los sistemas de aire acondicionado y agua caliente seleccionados para este hospital, sin entrar a consideraciones de diseño, puesto que cada sistema se analizará en detalle en capítulos posteriores.

1.1 SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

El sistema de aire acondicionado que será seleccionado es central, del tipo "todo aire" (aire primario conformado por una mezcla de aire fresco más aire recirculado, que es enfriado y filtrado en unidades de manejo de aire y distribuído por un sistema de ducto único) y básicamente sus componentes son:

1.1.1 Equipo de Refrigeración Central

Será un enfriador de agua, compuesto de:

- Dos compresores centrífugos de refrigerante 12, siendo -

cada uno capaz de manejar el 60% de la carga máxima de enfriamiento, con el fin de trabajar con un sólo compresor hasta el 60% de la carga del edificio. Cada compresor será movido por un motor eléctrico trifásico.

- Un evaporador de tubo y coraza, donde se enfría el agua.
- Un condensador de tubo y coraza, el cual deberá ser enfriado por un sistema cerrado de agua.
- Dos válvulas de expansión termostática para control del flujo de refrigerante.
- Un sistema de control confiable y versátil, diseñado para máxima eficiencia del enfriador.

1.1.2 Sistema de Circulación de Agua Helada

Conformado por:

- Bombas de circulación, encargadas de impulsar y retornar el agua helada.
- Tubería de distribución, que llevará el agua helada hasta los serpentines de las unidades manejadoras de aire, y luego la retornará hasta el "chiller" (enfriador de a

gua).

- Tanque de expansión y filtro separador de aire.

1.1.3 Sistema de Enfriamiento de Agua

- Torre de enfriamiento del tipo "circuito cerrado", donde se enfriará una parte del agua proveniente del condensador.
- Bombas de circulación.
- Tubería de distribución con sus accesorios.
- Tanque de expansión-reposición.

1.1.4 Sistema de Manejo de Aire

Aunque su diseño y selección no será hecho en esta tesis, cabe anotar que este subsistema es el encargado del control y distribución del aire acondicionado a los diferentes ambientes. Se compone de unidades manejadoras de aire, ductos y dispositivos de control de temperatura y humedad.

1.2 SISTEMA DE AGUA CALIENTE

Los sistemas convencionales de agua caliente usados en hospita-

les, son aquellos que usan como fuente de energía la liberada en un proceso de combustión.

En nuestro medio, los hospitales producen agua caliente a partir de vapor o de la conversión directa de la energía eléctrica.

El sistema propuesto en esta tesis, usará como fuente de energía el calor de rechazo generado por el sistema de aire acondicionado.

Las ventajas y desventajas de este sistema serán analizadas más adelante. Por ahora, sólo mencionaré los elementos que compondrán el sistema:

1.2.1 Bomba de Calor

No es más que un equipo de refrigeración central, cuya función principal será la de calentar agua en su condensador.

Consta de los mismos elementos que el equipo de refrigeración del sistema de aire acondicionado; es decir, compresor, evaporador, condensador y válvula de expansión. Detalles sobre cada componente serán presentados en el capítulo 6.

1.2.2 Sistema de Circulación de Agua Caliente

Conformado por:

- Bombas de circulación.
- Tanque de agua caliente.
- Tubería de suministro y recirculación de agua caliente a través del hospital.
- Unidades terminales de servicio de agua caliente (llaves, duchas, equipos, etc.)

1.2.3 Sistema de Circulación del Agua Usada como Fuente de Calor

- Bombas de circulación.
- Tubería de suministro de agua hacia la bomba de calor, y de retorno hasta el enfriador.
- Sistema de control de flujo de agua hacia la bomba de calor.

El arreglo y disposición de los sistemas de aire acondicionado y agua caliente será discutido y analizado en el capítulo.

tulo 6.

C A P I T U L O 2

CALCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO

El cálculo de carga de enfriamiento de un hospital, requiere de un cuidadoso análisis de todas las ganancias de calor, ya que es muy importante mantener las condiciones de temperatura y humedad requeridas, de acuerdo con el ambiente a climatizar.

Para el presente estudio, se utilizará el método de la temperatura equivalente o de los factores, adaptado a las condiciones climáticas de la ciudad de Guayaquil, por el Ing. Gustavo Acosta en su tesis de grado.

Este método consiste en calcular una diferencia de temperatura equivalente para cada una de las fuentes, tomando en cuenta las 24 horas del día, de manera que no es necesario hacer un balanceo, puesto que las relaciones usadas para hallar los factores dependen del tiempo.

Las condiciones generales de diseño fueron las siguientes:

Condición Exterior

Temp. bulbo seco 92°F (33.3°C)

Temp. bulbo húmedo 80°F (26.7°C)

Rango Diario 20°F (11.1°C)

Condición Interior

Temp. bulbo seco 75°F (23.9°C)

Humedad relativa 50%

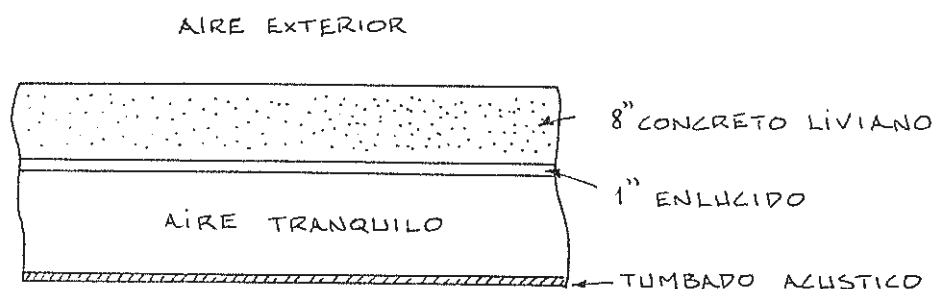
Se escogió como día de diseño el 21 de Diciembre, ya que por experiencia se conoce que en este día se obtienen los mayores valores de intensidad de radiación solar; además se tomó como hora de diseño las 15 horas (3 p.m.), ya que durante el día, ésta es la hora de mayor temperatura de bulbo seco del aire.

2.1 GANANCIA A TRAVES DE TECHOS, PAREDES Y VENTANAS

Techos

Para los techos expuestos al sol, se consideraron los siguientes valores de U:

Fig. 2.1 CONSTRUCCION DEL TECHO



Resistencia fílmica exterior	0.333	$\left(\frac{\text{hr-pie}^2 - ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}\right)$
Resistencia 8" concreto liviano	6.670	"
Enlucido 1"	0.200	"
Espacio aire tranquilo	1.000	"
Tumbado acústico	1.786	"
Resistencia fílmica interior	0.685	"

Para techo plano sin tumbado, se obtiene:

$$U = \frac{1}{\sum R} = \frac{1}{0.333 + 6.670 + 0.200 + 0.685} = 0.127 \frac{\text{BTU}}{\text{hr-pie}^2 - ^\circ\text{F}}$$

$$\left(0.721 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 - ^\circ\text{C}}\right)$$

Para techo plano con tumbado:

$$U = \frac{1}{0.333 + 6.67 + 0.20 + 1.00 + 1.786 + 0.685} = 0.094 \frac{\text{BTU}}{\text{hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}}$$

$$(0.534 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{-}^\circ\text{C}})$$

Los valores de resistencia térmica fueron obtenidos de la tabla A-1, que fue tomada del libro de Fundamentos de la ASHRAE.

Los valores calculados para U corresponden con el techo No. 8 de la tabla A-2, que nos da la diferencia de temperatura equivalente para cada hora del día 21 de diciembre.

Concluyendo, la ganancia por techos está dada por:

$$Q = U \times A \times \text{DDTE}$$

donde:

$$U = 0.127 \frac{\text{BTU}}{\text{h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}} \text{ ó } 0.094 \frac{\text{BTU}}{\text{h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}}$$

A = área de techo en pies cuadrados.

DDTE = diferencia de temperatura equivalente ($^\circ\text{F}$), obtenida de la tabla A-2.

Paredes Exteriores

Se entiende por paredes exteriores a todas aquellas paredes que están expuestas a un ambiente exterior donde hay radiación solar. Para nuestro cálculo, se escogió el tipo de pared No. 4 de la tabla A-3, que tiene un valor de $U = 0.415 \frac{\text{BTU}}{\text{h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}}$, ($2.36 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$) y que corresponde a una pared de tipo construcción mediana construída de 4" (10.2 cm) de ladrillo común, 4" (10.2 cm) de ladrillo de acabado y 0.75" (1.9 cm) de enlucido, con un peso de 90 lb/pie² (440 Kg/m²).

La tabla A-3 nos da los valores de diferencia de temperatura equivalente (°F) para nueve diferentes orientaciones de pared y a las 24 horas del día.

Finalmente, la ganancia por paredes, se calculó por:

$$Q = U \times A \times \text{DDTE}, \text{ donde:}$$

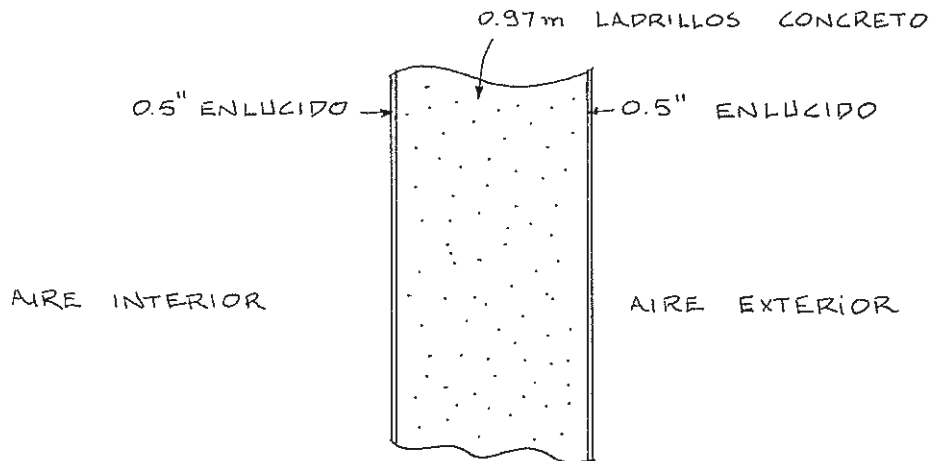
$$U = 0.415 \frac{\text{BTU}}{\text{h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}}$$

$$A = \text{Area de pared expuesta en pie}^2.$$

$$\text{DDTE} = \text{Diferencia de temperatura equivalente en } ^\circ\text{F} \\ \text{de la tabla A-3, de acuerdo a la hora de di} \\ \text{seño y orientación de la pared.}$$

En el hospital hay dos cuartos cuyas paredes son de 1 m. de espesor, donde lógicamente el valor de U es distinto del anterior, a sí que calcularé el coeficiente de transferencia de calor total para estos cuartos.

Fig. 2.2 CONSTRUCCION DE PARED ESPECIAL



Resistencia fílmica exterior	0.333	$\frac{\text{hr-pie}^2-\text{°F}}{\text{BTU}}$
0.97 m. de ladrillo de concreto	5.273	"
Enlucido 1"	0.200	"
Resist. fílmica interior	0.685	"
	6.491	$\frac{\text{hr-pie}^2-\text{°F}}{\text{BTU}}$

$$U = \frac{1}{\sum R} = 0.154 \frac{\text{BTU}}{\text{h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}} \quad (0.874 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{-}^\circ\text{C}})$$

Las diferencias de temperatura equivalente se sacarán del tipo - de pared No. 1, de la tabla A-3, cuyo U coincide con el calculado.

Ventanas

Para el cálculo de fenestración a través de ventanas, se asumió que no existen volados horizontales o verticales, ni otros elementos sombreadores externos o internos. De manera que la ganancia solar por ventanas estará dada por:

$$Q = A \times \text{FDGS} + U(t_o - t_i)$$

donde:

A = Area de ventana en pie²

FDGS = Factor de ganancia solar obtenido de la tabla A-4, de acuerdo con la hora de diseño y la orientación de la fachada.

U = 1.13 BTU/h-pie²-°F (6.416 W/m²-°K) Coeficiente de transferencia de calor típico para vidrios comunes de 1/8" (3.2 mm).

$$t_o = 92^{\circ}\text{F} (33.3^{\circ}\text{C}) \text{ Temp. exterior de diseño}$$

$$t_i = 75^{\circ}\text{F} (23.9^{\circ}\text{C}) \text{ Temp. interior de diseño}$$

2.2 CARGA POR PERSONAS

La ganancia de calor en un ambiente debido a las personas, tiene dos componentes: sensible y latente.

La carga latente es instantánea; es decir, llega sin retraso al ambiente. Sin embargo, la carga sensible de una persona no es instantánea, puesto que parte de ella es almacenada en el cuarto antes de pasar al aire en el espacio. Este efecto de retraso es tá considerado en el factor de carga sensible, el cual depende - del total de horas que cada persona está en el espacio y varía con la hora de entrada al espacio a ambientar. Sin embargo, - cuando la condición del sitio de diseño es tal que siempre hay personas entrando o saliendo de los espacios a acondicionar, es recomendable usar un factor de carga sensible igual a 1; y como esta es una condición que se cumple en un hospital, entonces se consideró que $FCS = 1$.

Entonces, para calcular la ganancia por personas, se usaron las relaciones siguientes:

$$Q_s = NP \times q_s \times FCS$$

$$Q_L = NP \times q_l$$

donde:

NP = número de personas en el espacio a acondicionar.

FSC = 1

qs = componente sensible tomado de la tabla A-5, de acuerdo al tipo de actividad.

ql = componente latente tomado de la tabla A-5, de acuerdo al tipo de actividad.

Para estimar el número de personas en cada local, se usaron densidades normales de personas en hospitales, oficinas y lugares de docencia, las cuales están tabuladas en la tabla A-6, y que fueron tomadas del Libro de Fundamentos de la ASHRAE 1977 y el estándar ASHRAE 62-81.

$$NP = \frac{D \times A}{1000}$$

D = Densidad de personas de la tabla A-6 en $\left(\frac{\text{Personas}}{1000 \text{ pie}^2}\right)$

A = Area de piso en pies cuadrados.

2.3 CARGA POR LUCES

La carga por luces es una de las principales fuentes de calor a

considerar. Es necesario considerar numerosos factores porque - la ganancia de calor puede diferir notablemente del vatiaje sumi nistrado a las luces.

Parte de la energía emitida por las luces en forma de radiación, es absorbida en el espacio y luego transferida al aire por convección. La manera en que las luces son instaladas, el tipo de distribución de aire y la masa de la estructura son importantes. También hay que considerar entre qué horas del día se encuentran encendidas las luces. Todos estos factores están considerados - en el factor de carga de enfriamiento. Sin embargo, cuando las luces están prendidas las 24 horas del día, o cuando el equipo - de aire acondicionado no tiene operación continua, debe usarse - un factor de carga de enfriamiento igual a 1.

Para el presente cálculo se usaron los niveles de iluminación necesaria, recomendados por la ISI de Gran Bretaña, de acuerdo a las necesidades y uso del local, que están tabulados en la tabla A-7.

Entonces:

$$Q = A \times F \times FCE$$

donde:

A = Area de piso en pie².

$F =$ Iluminación recomendada (tabla A-7)

$FCE = 1$, debido a 24 horas de continua operación de las luces.

2.4 GANANCIA A TRAVES DE PAREDES INTERIORES Y TUMBADOS

Para este cálculo se consideraron condiciones estables de transferencia de calor, de manera que:

$$Q = U \times A \times \Delta T$$

donde:

$U =$ Coeficiente de transferencia de calor.

$A =$ Area de la división interior a considerar.

$$\Delta T = (92-75)-5 = 12^{\circ}\text{F} \text{ (6.67}^{\circ}\text{C)}$$

los valores de U considerados se encuentran en la tabla 2-1.

Tabla 2-1

COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

PARA DIVISIONES INTERIORES

División Interior	U	
	$\left(\frac{\text{BTU}}{\text{h-pie}^2-\text{°F}}\right)$	$\left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2-\text{°K}}\right)$
Pared Interior	0.415	2.356
Vidrio Interior	1.13	6.416

Cuando el ambiente tiene techo expuesto al sol, la carga por tum
bado está considerada; si nó, se asumirá una ganancia por tumba-
do de 1.5 BTU/h-pie^2 (4.73 W/m^2).

2.5 CARGA POR VENTILACION

La función principal del aire exterior es controlar la calidad -
del aire. La cantidad de aire exterior requerida en un ambiente,
depende de la tasa de generación de contaminantes y del nivel má
ximo aceptable de los mismos.

El aire de ventilación es una mezcla de aire exterior, de cali -
dad aceptable, y de aire recirculado desde el espacio acondicio-
nado.

En un hospital, en adición a conseguirse un ambiente que sea confortable y razonablemente libre de polvo, olores y contaminantes químicos, el ingeniero debe enfrentar otra importante consideración en su diseño, y ésta es la de eliminar bacterias y microorganismos en el aire. Se ha comprobado mediante investigaciones, que aire recirculado con cantidades convenientes de aire exterior, si está apropiadamente filtrado, estará libre de contaminación bacteriana.

Ya que no es objeto de esta tesis estudiar los métodos de controlar la calidad y limpieza del aire en hospitales, me limitaré a presentar en la tabla A-8 los niveles mínimos recomendables de cambios de aire exterior y de cambios totales de aire para varias áreas de un hospital.

Esta tabla establece estándares normales para E.E. U.U. y fué obtenida del libro de Aplicaciones de ASHRAE (1982).

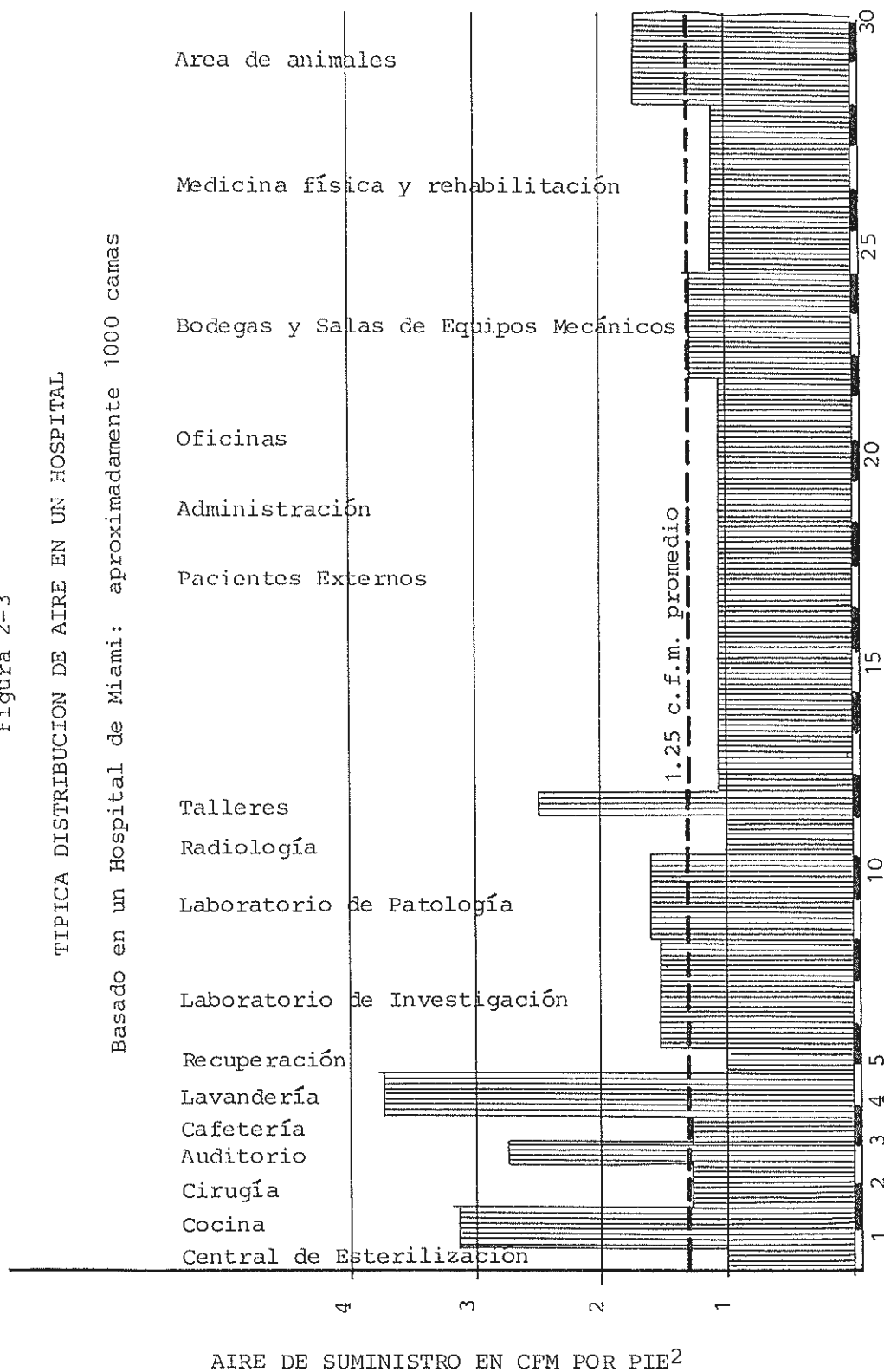
De esta tabla puede observarse que los cambios de aire variarán dependiendo de la zona. En la figura 2-3 puede verse el patrón típico de distribución de aire en un hospital, cuyo promedio se encuentra en el valor de 1.25 cfm/pie^2 (7.5 camb/hora).

La relación entre cambios por hora y CFM por pie^2 basado en 10 pies de altura promedio del piso al tumbado, es $6 \text{ camb/hora} = 1.0 \text{ CFM/pie}^2$.

Figura 2-3

TÍPICA DISTRIBUCION DE AIRE EN UN HOSPITAL

Basado en un Hospital de Miami: aproximadamente 1000 camas



Area del Hospital en unidades de 10000 pies cuadrados
 FUENTE: VA Hospital Building System, 1977

El cálculo exacto de la carga de enfriamiento, considerando el aire de ventilación, requiere del análisis psicrométrico de cada ambiente. Sin embargo, un cálculo aproximado de la carga por ventilación puede hacerse mediante las siguientes relaciones:

$$\text{Carga sensible} = 1.1(92-75)\text{CFM} = 18.7 \times \text{CFM (BTU/h)}$$

$$\text{Carga latente} = 4840 \times \text{CFM} \times .00993 = 48.1 \times \text{CFM (BTU/h)}$$

donde:

$$\text{CFM(pie}^3\text{/min)} = \frac{\text{Cambios}}{\text{hora}} \times \text{Area(pie}^2) \times \text{Altura(pie)} \times \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min.}}$$

Para mayor detalle de las relaciones usadas, consultar la referencia (1), págs. 95, 96 y 97.

La altura entre piso y tumbado es de 2.50 m., a excepción de los quirófanos, donde es 3.40 m.

Es necesario comprobar que los CFM de aire exterior en cada ambiente, sea superior al mínimo aceptable de 5 CFM por persona.

2.6 CARGA POR EQUIPOS

En la estimación de la carga de enfriamiento, la ganancia de calor ocasionada por la generación de calor de equipos, debe ser

tomada en cuenta. Existe una variedad infinita de equipos que -
generan calor y por lo tanto éste es un factor que complica enorme
mente la estimación de este tipo de carga; por lo tanto, en este
estudio se consideraron individualmente los equipos de mayor
importancia, y cuyas ganancias de calor se encuentran en sus respe
ctivos catálogos.

Para estos equipos se usaron las siguientes relaciones:

$$q_s = \text{Calor sensible} \times \text{FCE} \times F_u$$

$$q_l = \text{Calor latente}$$

donde,

FCE = factor de carga sensible de la tabla A-3

F_u = factor de uso = 0.50 y 1.00

Se usó un factor de carga sensible de 0.82, correspondiente a 8
horas de operación continua desde las 9 a.m.

En la tabla 2.2 se encuentran las ganancias de calor suministra-
das en catálogos:

TABLA 2.2
GANANCIA DE CALOR DE EQUIPOS MEDICOS

EQUIPO	Carga Sensible (BTU/h)	Carga Latente (BTU/h)
Simulador	10239*	
Comp. planificación	7000*	
Cámara Gamma	7611	
RX Mamografía	1560*	
Tomógrafo Axial	13600	
Accelerador Lineal	34130*	
Esterilizador Vapor	14190*	7310
Esterilizador Eléctrico	12408*	6392
Lavadora Instrumentos	13200*	6800
Radiot. Superficial	6134	

* En estos equipos se utilizó un factor de uso igual a 1.

NOTA: Estas ganancias son únicamente representativas para los equipos de este hospital. De ninguna manera se podrán usar para otros equipos similares de características distintas.

Para el resto de ambientes donde se conoce hay generación de calor por equipos, se usaron valores promedio obtenidos del libro de Fundamentos de ASHRAE 1981 y son los detallados a continuación:

Oficinas Generales	4 (BTU/h-pie ²) (12.6 W/m ²)
Oficinas con termin. Computac.	15 (BTU/h-pie ²) (47.0 W/m ²)
Dptos. Compras y Cobranzas	7 (BTU/h-pie ²) (22.0 W/m ²)
Area de Computador	125 (BTU/h-pie ²) (395.0 W/m ²)
Laboratorios en general	50 (BTU/h-pie ²) (158.0 W/m ²)

2.7 RESULTADOS DE CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL POR ZONAS

Para realizar el cálculo de carga de cada ambiente, se utilizó - un computador personal. El programa usado está codificado en - lenguaje BASIC, el cual recopila todos los datos y fórmulas pre sentados anteriormente, y su listado se encuentra en el apéndice B.

Los resultados están tabulados a continuación, por pisos.

TABLA 2.3

CARGA POR ZONAS EN PLANTA BAJA

Z O N A	AREA (M2)	SENSIBLE (MBTU/H)	TOTAL (MBTU/H)	DENSIDAD (BTU/H-M2)
Dirección	22.68	17.09	19.63	865.52
Reuniones	10.00	9.80	11.24	1124.00
Administración	12.95	3.91	5.36	413.89
Secretaría y Espera	66.25	27.74	36.21	546.56
Contabilidad	41.80	26.43	31.10	744.01
Jefe de Enfermería	22.00	5.66	8.11	368.63
Tomografía Axial	25.90	15.99	20.49	791.11
Mandos y Trabajo	21.50	6.97	10.70	497.67
Mamografía	15.50	6.98	9.67	623.87
Ecografía	15.50	5.91	8.61	555.48
Cuarto Oscuro	7.60	4.17	5.56	731.57
Bario	3.42	2.06	2.62	766.08
Archivo de Placas	8.17	4.47	5.45	667.07
Secretaría	39.40	21.14	25.58	649.23
Lab. Radioactivo	12.73	10.46	12.67	995.28
Rayos X General	20.39	7.68	11.22	550.26
Rayos X General	20.39	7.68	11.22	550.26
Inyecciones	18.40	4.77	7.12	386.95
Gamma y Scanner	44.10	32.00	39.67	899.54
Consultorio	15.20	3.96	6.35	417.76
Jefe de Servicio	13.30	3.20	4.69	352.63
Sala de Moldes	13.68	2.72	4.24	309.94
Lab. Física y Dosim.	13.60	9.63	12.21	897.79
Cámara Oscura	6.82	1.73	2.92	428.15
Electromiografía	17.49	6.54	9.58	547.74
Terapia de Juegos	15.17	10.62	13.48	888.59
Terapia Ocupacional	15.17	10.55	13.35	880.02
Electroterapia	13.12	6.73	9.01	686.73
Gimnasio	41.58	22.34	31.18	749.87
Farmacia	39.33	13.84	20.04	509.53
Banco de Sangre	6.29	2.79	3.89	618.44
Preparación Pacientes	7.80	2.79	4.14	530.76
Control de Muestras	10.89	3.91	5.71	524.33
Microb. y Bacteriología	19.00	26.48	30.08	1583.15
Reactivos	13.70	10.27	12.65	923.35
Esterilización	13.70	20.45	29.22	2132.84
Jefe de Laboratorio	13.70	9.51	11.04	805.83
Museo	13.70	12.27	14.24	1039.41
Fotografía	6.66	9.40	10.51	1578.07
Autopsias	18.00	9.26	12.10	672.22
Histología y Citología	46.04	46.69	55.44	1204.17

(Cont.)

TABLA 2.3

CARGA POR ZONAS EN PLANTA BAJA

Z O N A	AREA (M2)	SENSIBLE (MBTU/H)	TOTAL (MBTU/H)	DENSIDAD (BTU/H-M2)
Uroan. Biom. y Quim. Sang.	72.96	74.40	88.25	1209.56
Consultorio	17.10	4.96	7.93	463.74
Observación e Hidratación	30.72	12.71	18.55	603.84
Evaluación	40.96	17.15	24.92	608.39
Quimioterapia	48.00	18.92	26.49	551.87
Biopsias y Endoscopias	28.88	22.61	27.62	956.37
EEG 1	14.06	10.75	13.20	938.83
EEG 2	14.06	10.75	13.20	938.83
Urología	21.45	8.91	12.64	589.27
Medicina	21.20	8.97	12.66	597.16
Cirugía	21.20	17.33	25.51	1203.30
Psicología	20.28	9.27	12.79	630.67
Oftalmología	13.34	9.59	11.91	892.80
Otorrinolaringología	21.30	9.01	12.72	597.18
Ginecología	39.48	16.30	23.16	586.62
Preparación	30.08	13.90	19.60	651.59
Admisión	39.48	17.78	25.28	640.32
Curaciones	15.68	14.54	17.26	1100.76
Admisión	30.38	31.64	37.40	1231.07
Enfermería y Control	20.50	6.02	9.58	467.31
Secret. y Postconsulta	23.31	13.73	16.71	716.85
Servicio Social	27.70	16.27	19.81	715.16
A. Domiciliarias	14.80	5.79	7.44	502.70
Inspector del Hospital	17.64	4.12	6.09	345.23
Simulador	29.60	20.76	25.53	862.50
Mandos	12.88	4.49	6.52	506.21
Exámen	16.12	4.52	7.32	454.09
Radioterapia Superf.	16.12	8.72	11.52	714.64
Inserciones	24.00	8.22	12.39	516.25
Examen	14.26	4.04	6.52	457.22
Secretaría y Oficina	38.95	12.17	16.52	424.13
Equipo Computación	5.90	11.27	12.03	2038.98
Central Computación	10.80	7.30	8.68	803.70
Cobalto	34.56	6.27	12.58	364.00
Acelerador lineal	54.15	35.80	45.73	844.50
Comedor	98.28	56.30	80.92	823.36
Corredores y Esperas	799.40	254.08	387.17	484.32
T O T A L	2602.20	1275.95	1722.45	

TABLA 2.4

CARGA POR ZONAS EN EL 1ER. PISO

(CENTRAL DE ESTERILIZACION Y QUIROFANOS)

Z O N A	AREA (M2)	SENSIBLE (MBTU/H)	TOTAL (MBTU/H)	DENSIDAD (BTU/H-M2)
Quirófano General	37.50	37.99	57.24	1526.40
Quirófano General	38.50	40.26	60.02	1558.96
Lavabos Quirúrgicos	48.64	19.10	28.33	582.44
Quirófano Urología	38.50	33.83	53.59	1391.94
Microlaboratorio	11.20	13.10	15.23	1359.82
Oficina Anestesia	12.40	3.44	5.39	434.67
Estar-corredor	42.54	16.55	25.59	601.55
Recuperación	60.76	23.76	34.32	564.84
Corredor	59.52	19.44	32.09	539.14
Oficina Jefe	11.75	4.05	5.36	456.17
Control y Banco de Bacterias	11.75	3.74	5.78	491.91
Quirófano Séptico	24.00	20.12	32.44	1351.66
Capilla	36.12	19.45	26.72	739.75
UCI	91.00	35.43	51.24	563.07
Aislados	12.25	4.13	6.26	511.02
Antecámara	12.25	4.47	6.59	537.95
Oficina	11.40	4.80	6.07	532.45
Equipos	10.26	3.97	5.11	498.05
Microlaboratorio	10.78	14.54	16.58	1538.03
Central Esterilización	175.10	126.09	178.40	1018.84
Rayos X	5.28	3.30	4.21	797.34
T O T A L	761.50	451.56	656.56	

TABLA 2.5

CARGA POR ZONAS EN 1^{ro}-2^{do}-3^{ro}-4^{to} PISO (HOSPITALIZACION)

Z O N A	AREA (M2)	SENSIBLE (MBTU/H)	TOTAL (MBTU/H)	DENSIDAD (BTU/H-M2)
Cuarto	14.43	7.04	9.55	661.81
Exámen	14.43	7.04	9.55	661.81
Oficina	14.43	7.04	9.55	661.81
Dietas	14.43	6.80	8.88	615.38
Estación	14.40	7.40	9.47	657.63
Cuarto	50.16	23.94	32.65	650.91
Cuarto	50.16	27.11	35.83	714.31
Cuarto	50.16	27.11	35.83	714.31
Cuarto	50.16	27.70	36.41	725.87
Cuarto	14.43	6.96	9.47	656.27
Cuarto	14.43	6.96	9.47	656.27
Cuarto	14.43	5.73	8.24	571.03
Cuarto	14.43	5.73	8.24	571.03
Cuarto	50.16	27.99	36.71	731.85
Cuarto	50.16	30.94	41.43	825.95
Corredor	129.36	32.29	54.66	422.54
T O T A L	560.16	257.78	355.94	

TABLA 2.6
CARGA POR ZONAS EN EL 5^{to} PISO

Z O N A	AREA (M2)	SENSIBLE (MBTU/H)	TOTAL (MBTU/H)	DENSIDAD (BTU/H-M2)
Sala de Usos Múltiples	198.33	117.52	159.01	801.74
Aula 1	15.91	9.34	12.54	788.18
Biblioteca	29.08	16.38	20.09	690.85
Aula 2	25.90	18.39	23.61	911.58
Aula 3	25.90	18.39	23.61	911.58
Estar	8.82	3.15	4.42	501.13
Secretaría Docencia	15.20	4.30	6.00	394.73
Coordinación Docencia	11.02	9.33	10.56	958.25
Cuarto	25.90	11.03	14.00	540.54
Cuarto	25.90	11.03	14.00	540.54
Cuarto	25.90	11.03	14.00	540.54
Estar	25.90	11.03	14.00	540.54
Cuarto	29.40	15.47	18.85	641.15
Cuarto	16.28	6.61	8.48	520.88
Cuarto	16.28	8.72	10.59	650.49
Corredor	92.40	19.77	31.88	345.02
T O T A L	588.12	291.49	385.64	

CAPITULO 3

SELECCION DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO A USARSE

3.1 SISTEMA

3.1.1 Sistema de Aire Acondicionado

El sistema que he seleccionado para este hospital es uno central del tipo "todo aire", de ducto único; debido a las ventajas que presenta este tipo de sistema en hospitales, y que son mencionadas más adelante.

La unidad central de refrigeración producirá agua helada, que será distribuída en el hospital hacia las unidades manejadoras de aire, las cuales, mediante un sistema de ductos, suministrarán aire filtrado y acondicionado a los ambientes que conforman cada zona, y lo retornarán al equipo de manejo de aire, donde será mezclado con aire exterior y reacondicionado para volver a ser suministrado.

Las ventajas de los sistemas "todo aire" son:

1. La localización central de los principales equipos com

ponentes permite la operación y mantenimiento en áreas desocupadas, donde es posible seleccionar los sistemas con la adecuada filtración, control de ruido y olores, y con equipos durables de alta calidad.

2. Los sitios acondicionados están libres de tuberías de drenaje, líneas de fuerza y filtros.
3. Permite acondicionar por zonas con gran flexibilidad y con un excelente control de humedad, bajo cualquier condición de operación.
4. Gran adaptabilidad a sistemas recuperadores de calor.
5. Completa libertad de diseño, en lo que respecta a distribución de aire.
6. Es el mejor sistema para aplicaciones con mucho uso de aire exterior, tales como hospitales.

Las desventajas de estos sistemas son:

1. Se requiere espacio para la colocación de los ductos de aire. Generalmente, exige el uso de tumbados para ocultar los ductos. Por lo tanto, los edificios deben tener más altura entre piso y piso.

2. Si el sistema no tiene dispositivos automáticos de balanceo de aire, se hace difícil lograr dicho balanceo.
3. El acceso a los dispositivos terminales, demanda de un diseño conjunto y en colaboración entre los arquitectos, ingenieros estructurales e ingenieros mecánicos.

En lo que respecta al sistema de aire acondicionado, me concentraré en el análisis de la central enfriadora de agua, ya que la parte de distribución de aire y todos sus detalles de ingeniería, se desligan del objetivo principal de esta tesis.

3.1.2 Tipos de Enfriadores

Existen básicamente dos tipos de enfriadores de agua, de acuerdo al proceso de refrigeración en sí; los que usan el ciclo de compresión de vapor, y los que usan el ciclo de absorción. Los primeros a su vez se clasifican en: reciprocantes y centrífugos.

Los enfriadores reciprocantes son usados para menores capacidades de refrigeración que los centrífugos, siendo esta la razón por la cual seleccionaré un enfriador de máquina
Centrífuga

3.1.3 Características Generales de los Enfriadores de Máquina Centrífuga

Son diseñados y construídos para proporcionar una operación bajo severas condiciones de trabajo en forma segura y continua, para todo tipo de aplicaciones industriales y comerciales. La máquina consta de un compresor centrífugo, un evaporador y un condensador.

El agua es enfriada dentro de los tubos del evaporador, al transmitir su calor al refrigerante, causando su ebullición y vaporización. Este refrigerante en fase de vapor, es conducido a la línea de succión del compresor, donde es sometido a un proceso de compresión y descargado al condensador. Debido a la alta temperatura del gas refrigerante, éste entrega su energía al circuito de agua del condensador, logrando su cambio de fase gaseosa a fase líquida, para pasar luego a una cámara flotante. Aquí una válvula de flotador, que automáticamente mantiene un sello líquido que previene el paso de gas al evaporador, se va abriendo a medida que sube el nivel de refrigerante en la cámara, pasando al evaporador que está a una presión inferior. Esta presión ocasiona que parte del líquido se vaporice, permitiendo que el líquido restante se enfríe hasta que su temperatura corresponda con la presión. Luego, el refrigerante líquido es distribuído igualmente en toda la longitud del evaporador. El ciclo descrito se repite continua-

mente.

El equipo motriz del compresor puede ser un motor de combustión interna, una turbina a gas o a vapor, o un motor eléctrico.

El calor extraído del edificio, es generalmente rechazado al ambiente, mediante una torre de enfriamiento.

En esta tesis, se pretende usar este calor rechazado, como fuente de calor para una bomba de calor que produzca agua caliente.

3.2 REQUERIMIENTOS DE AGUA HELADA

El caudal de agua que deberá enfriar un enfriador de agua, está dado por:

$$\text{Caudal (GPM)} = \frac{\text{TONS} \times 24}{\Delta T(^{\circ}\text{F})}$$

Generalmente, se selecciona para un diferencial de temperatura - de 10°F (5.6°C).

Entonces,

$$\text{GPM} = \frac{350 \times 24}{10} = 840 \text{ GPM (53 lts/seg)}$$

3.3 SELECCION DEL EQUIPO ENFRIADOR

Para este estudio, seleccionaré un enfriador de doble compresor centrífugo., cuyas características principales de diseño serán descritas a continuación:

3.3.1 Principales Características de Diseño de los Enfriadores de Doble Compresor Centrífugo Marca McQuay (Tipo PF)

La mayoría de los sistemas de aire acondicionado, operan a un 60% o menos de las toneladas de diseño del edificio, durante un 80% del año aproximadamente. Un gran número de estas horas de operación, ocurren entre el 50% y el 60% de la carga de enfriamiento de diseño.

Por esta razón, el enfriador modelo PF, está diseñado para producir hasta el 60% de su capacidad con un solo compresor, de manera eficiente y confiable.

La eficiencia de operación de un compresor, es una función del diseño de sus componentes, del rango de descarga, de la estabilidad de funcionamiento y de las características del refrigerante. Sobre un rango típico de capacidad de enfriamiento, desde un 100% hasta un 10%, la eficiencia del impulsor de un compresor centrífugo, sigue la línea del sistema presentada en la fig. 3.1. A un 55% de la ca

Fig. 3-1

PERFORMANCE TIPICA DEL IMPULSOR DE UN COMPRESOR

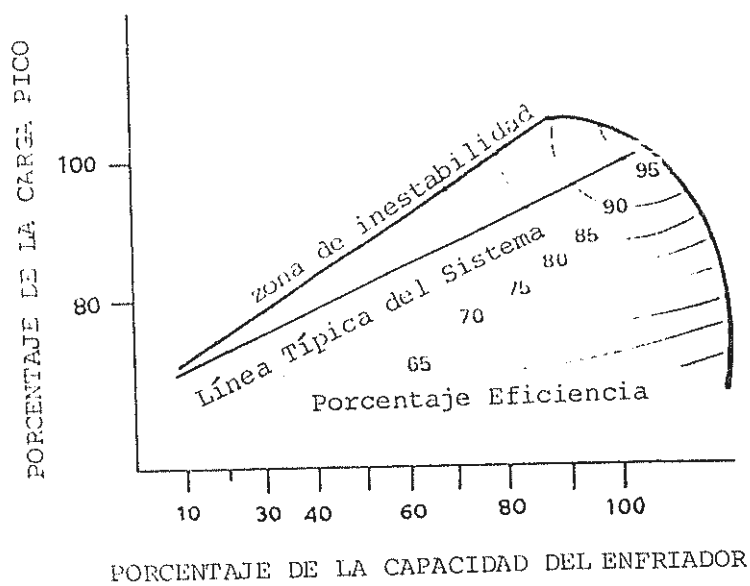
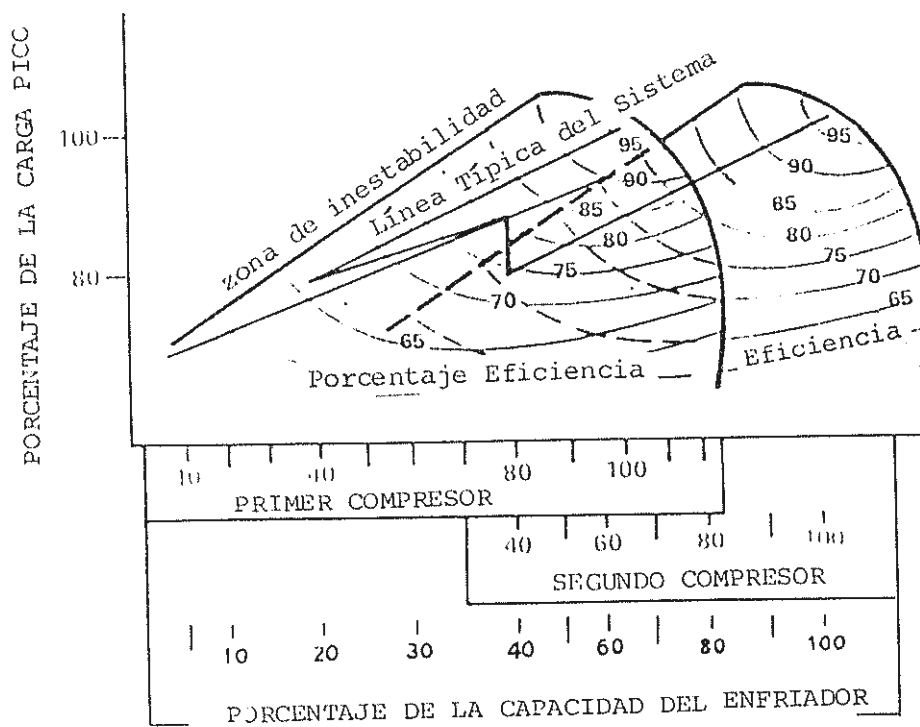


Fig. 3-2

PERFORMANCE TIPICA DEL IMPULSOR DE UN DOBLE COMPRESOR



FUENTE: Catálogo 960-2 de McQUAY, 1984

pacidad del enfriador, la eficiencia del impulsor de una unidad de un compresor, cae al 70%. El mismo impulsor, cuando trabaja en una unidad con dos compresores, a la misma carga, trabajará con una eficiencia del 85%. (Fig. 3.2).

Este incremento en la eficiencia se debe a que la operación del primer compresor se realiza al 88% de su capacidad de diseño. Además, la superficie de transferencia de calor disponible para este compresor está duplicada bajando la diferencia de presión del refrigerante y desviando la línea de funcionamiento del sistema, mientras simultáneamente se expande la capacidad total del compresor.

El marcado mejoramiento de la eficiencia del impulsor, en las unidades de doble compresor sobre las unidades de un compresor, se extiende desde el 5% hasta el 78% de la capacidad del sistema, y es aplicable cuando uno o ambos compresores están funcionando.

Esta innovación en la eficiencia, constituye el principal factor que contribuye a una significativa reducción en la potencia anual consumida.

Los compresores centrífugos McQuay:

- Tienen menor masa para una aceleración a la velocidad má

xima con arranque estrella-delta en menos de 10 segundos.

- Usan un sistema de descarga interno hidráulico, sin conexión al exterior o pérdida de refrigerante asociada.
- Tienen un sistema de control de velocidad variable, que simplifica el balance de la operación de ambos compresores.
- Cada compresor puede trabajar hasta un 10% de su capacidad sin "bypass" de gas caliente. (5% de la capacidad total).
- El compartimiento del motor es hermético, y está separado físicamente de la zona de compresión del refrigerante.

Estas unidades incluyen dos de los más importantes componentes necesarios para una óptima redundancia, excluyendo condensador y evaporador:

- 2 Compresores
- 2 Enfriadores de Aceite
- 2 Bombas de Aceite con su respectivo Motor
- 2 Paneles de Control Completos
- 2 Arrancadores (requeridos)

La operación de los compresores puede verse en la Fig. 3.3. El primer compresor es arrancado y parado en respuesta a la tempera-

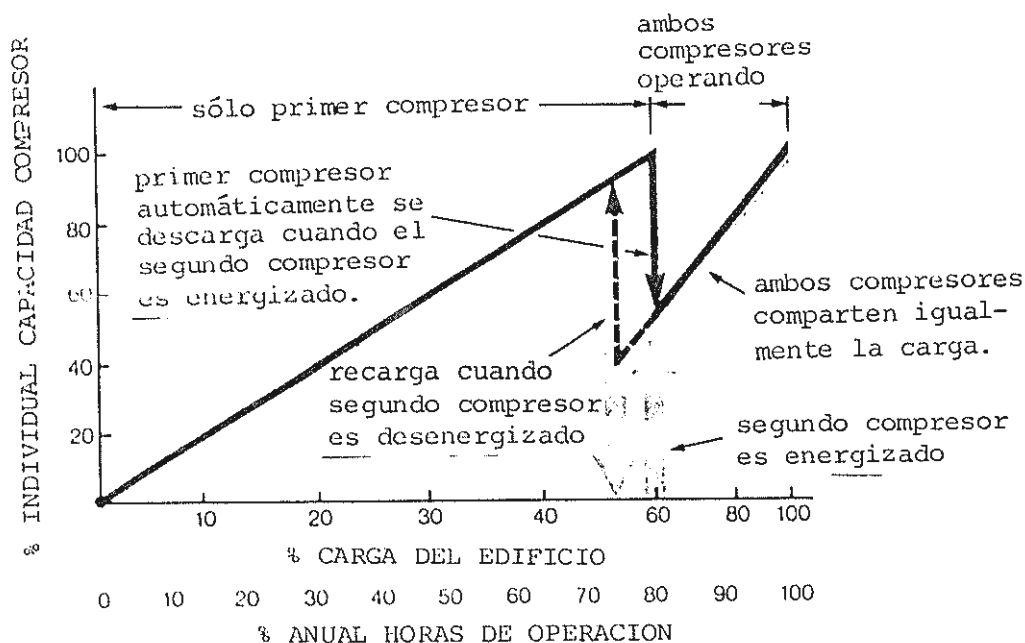
tura de salida del agua helada. La operación del segundo compresor es controlada por el termostato del agua de retorno, el cual tiene un punto de ajuste de aproximadamente un 60% del ΔT de diseño del agua.

Un switch permite alternar la operación de ambos compresores.

La operación de uno o ambos compresores y el balance de carga es completamente automática.

Fig. 3.3

Operación de los Compresores



FUENTE: Catálogo 960-2 de McQUAY, 1984

3.3.2 Selección

Para la selección se consideraron las siguientes condiciones de diseño:

Evaporador

Temp. de entrada al evaporador: 52°F (11.11°C)

Temp. de salida del evaporador: 42°F (5.56°C)

Factor de incrustación: 0.0005 $\frac{\text{pie}^2\text{-}^\circ\text{F-hr}}{\text{BTU}}$
 (0.1 $\frac{\text{m}^2\text{-}^\circ\text{C}}{\text{KW}}$)

Condensador

Temp. de entrada al condensador: 90°F (32.22°C)

Temp. de salida del condensador: 100°F (37.78°C)

Factor de incrustación: 0.001 $\frac{\text{pie}^2\text{-}^\circ\text{F-hr}}{\text{BTU}}$
 (0.2 $\frac{\text{m}^2\text{-}^\circ\text{C}}{\text{KW}}$)

Capacidad neta de enfriamiento: 350 Tons.

La selección se realizó por computadora, gracias a un programa desarrollado por McQUAY Inc., dando cuatro alternativas posibles. (Ver tabla 3-1).

TABLA 3-1

ALTERNATIVAS DE ENFRIADORES DE AGUA (DOBLE COMPRESOR)

ALTER. NO.	CAUDAL EVAP. (GPM)	CAUDAL COND. (GPM)	ΔP (EVAP.) (PIES AGUA)	ΔP (COND.) (PIES AGUA)	POTENCIA (KW)	KW/TON.
1	840	1050	30.6	17.4	321.5	0.918
2	840	1050	30.6	33.4	296.1	0.846
3	840	1050	23.5	18.1	276.8	0.790
4	840	1050	8.3	7.8	258.1	0.737

Las cuatro alternativas consideran las condiciones de diseño mencionadas al principio de este parágrafo y poseen evaporadores y condensadores de dos pasos.

El voltaje de operación es trifásico, de 60 Hz y 440 voltios; de acuerdo con las disponibilidades de energía eléctrica en el hospital.

Un análisis económico de las cuatro alternativas, nos determina que la mejor opción es la tercera, con un costo de \$ 96753,25 FOB (Dólares).

Las velocidades del agua en los tubos del condensador y del evaporador son:

- Condensador:

$$V(\text{FPS}) = \frac{\text{GPM diseño}}{\text{GPM máximo}} \times 10.0 = \frac{1050}{1587} \times 10 = 6.6 \text{ pie/s (2.0 m/s)}$$

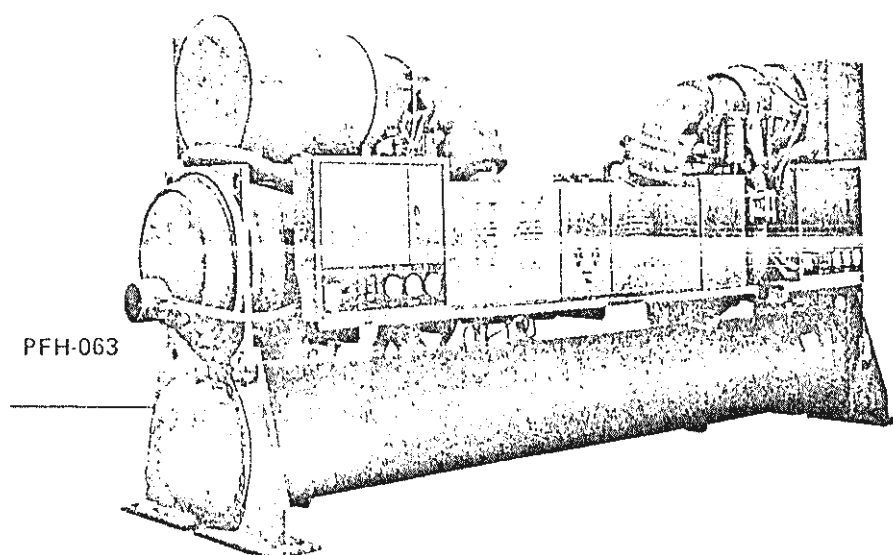
- Evaporador:

$$V(\text{FPS}) = \frac{\text{GPM diseño}}{\text{GPM máximo}} \times 12.0 = \frac{840}{1454} \times 12 = 6.9 \text{ pie/s (2.1 m/s)}$$

Finalmente, la Fig. 3.4 nos muestra una fotografía del tipo de enfriador de agua seleccionado.

Fig. 3-4

ENFRIADOR DE AGUA SELECCIONADO



C A P I T U L O 4

REQUERIMIENTOS DE AGUA CALIENTE

4.1 GENERALIDADES SOBRE EL SISTEMA DE AGUA CALIENTE EN HOSPITALES

4.1.1 Parámetros Generales para la Selección de Calentadores de Agua

En general, el diseño de sistemas de agua caliente y de sus equipos componentes está basado en principios de Termodinámica, Transferencia de Calor y Mecánica de los Fluídos. Esencialmente, tres parámetros interrelacionados son considerados: (1) Tasa de entrada de calor; (2) Capacidad de almacenamiento; y, (3) Flujo de agua caliente de suministro.

Los equipos de calentamiento de agua difieren en su diseño, de acuerdo a la manera en que éstos parámetros estén interrelacionados.

Así, estos equipos pueden clasificarse en:

1. "Tipo Instantáneo": con una alta tasa de recuperación y almacenamiento no apreciable.

2. "Tipo de Almacenamiento": Con una menor tasa de recuperación y una significativa capacidad de almacenamiento.
3. "Tipo Semi-instantáneo": Es una variación de los dos tipos básicos, que consiste en un arreglo de equipos con una limitada capacidad de almacenamiento y con una combinación de un intercambiador de calor y un sistema de control proyectado para obtener una temperatura constante de agua caliente.

El término "tasa de recuperación" se refiere al flujo de agua caliente que debe ser repuesto mientras ésta se utiliza.

La selección de los equipos calentadores de agua, necesita un cuidadoso análisis de las variaciones de la demanda de flujo durante las 24 horas del día, la duración de los períodos de carga pico y de la temperatura requerida.

4.1.2 Estudio de la Demanda de Agua Caliente en Hospitales

En una investigación realizada en 129 edificios de los Estados Unidos por el EEI (Edison Electric Institute) en 1969, se obtuvieron datos sobre las demandas de agua caliente de sistemas de tipo "almacenamiento", para varias clases de edificios. 13 de estos edificios fueron hospitales, en los cuales las demandas de agua caliente incluyen lavabos, ver

tederos, duchas, bañeras, equipos de cocina y de limpieza - para uso del edificio.

Cuando haya otros equipos, tales como los de lavandería pesada y de hidroterapia, sus requerimientos adicionales de agua caliente deben ser añadidos a los recomendados.

Las demandas obtenidas para hospitales, fueron las siguientes:

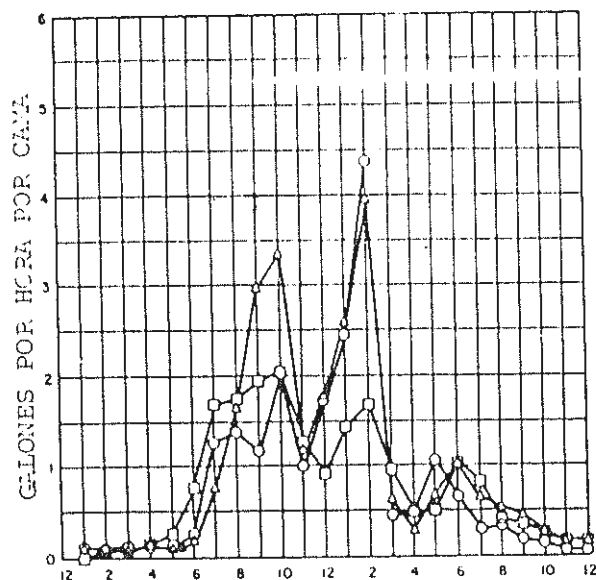
- Demanda horaria máxima: 4.5 gal/cama (17.03 lts/cama)
- Demanda diaria máxima: 30.0 gal/cama (113.55 lts/cama)
- Demanda diaria promedio: 18.4 gal/cama (69.64 lts/cama)

También se obtuvo el perfil horario de flujo para el día de la máxima demanda horaria, para el día en el cual ocurrió - la máxima demanda, y para el promedio de todos los días en los que se hicieron las mediciones. Estas curvas pueden - verse en la figura 4-1.

La figura 4-2 muestra la relación entre la tasa de recuperación y la capacidad de almacenamiento. Cualquier combinación de estos dos parámetros que caiga dentro de la curva, satisfecerá los requerimientos del edificio. Usando la mí

Fig. 4-1

PERFILES DE DEMANDA HORARIA DE
AGUA CALIENTE EN HOSPITALES



○ Día en el cual ocurrió la máxima demanda horaria

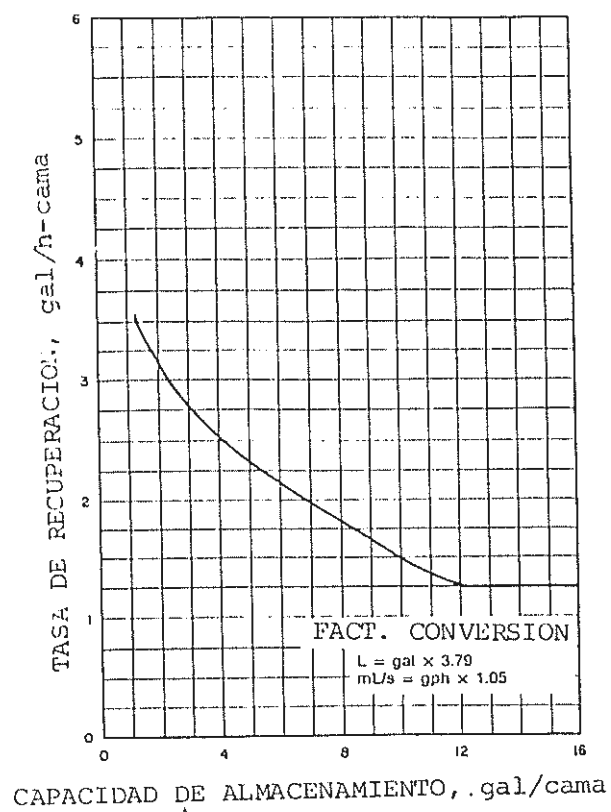
△ Día en el cual ocurrió el máximo consumo diario

□ Promedio de todos los días durante las pruebas

FUENTE: ASHRAE Handbook of Systems, 1976.

Fig. 4-2

TASA DE RECUPERACION VS. CAPACIDAD
DE ALMACENAMIENTO PARA HOSPITALES



FUENTE: ASHRAE Handbook of Systems, 1984.

nima tasa de recuperación y la máxima capacidad de almacena
 miento, nos llevará a seleccionar el equipo de menor capaci
 dad que logrará cubrir las demandas del hospital. Mientras
 mayor sea la tasa de recuperación, mayor será la capacidad
 del equipo calentador y menor será el almacenamiento reque-
 rido.

Cuando queremos diseñar con baja capacidad de almacenamien-
 to, estamos en el caso de los calentadores semi-instantáneos.

El cálculo de las demandas de agua caliente para sistemas tipi
 po "almacenamiento", se realiza sumando los flujos de agua
 en galones por minuto de cada aplicación, los cuales están
 tabulados en la tabla 4-1. Para obtener la demanda máxima
 probable, se multiplica el resultado de la sumatoria de to
 dos los flujos, por un factor de demanda, cuyo valor es -
 0.25 para hospitales.

Cuando el diseño requiere de sistemas tipo "instantáneo" o
 "semi-instantáneo", el cálculo de la demanda de agua caliente
 se lo hace por el método Hunter, (12), el cual consiste
 en obtener el número total de unidades (fixture units) del
 sistema y luego con este dato, entrar a las figuras 4-3 ó -
 4-4 (curva B), para encontrar la demanda máxima probable.

El cálculo del número de unidades (fixture units) debe ha-

TABLA 4-1

DEMANDAS DE AGUA CALIENTE POR APLICACION PARA VARIOS TIPOS DE EDIFICIOS

(Galones de agua por hora, por aplicación, calculados a una temp. final de 140°F - (60°C))

APLICACION	DEPARTAMENTO	CLUB	GIMNASIO	HOSPITAL	HOTEL	INDUSTRIA	RESIDENCIA		ESCUELA
							OFICINA	PRIVADA	
1. Lavabo privado	2	2	2	2	2	2	2	2	2
2. Lavabo público	4	6	8	6	8	12	6	-	15
3. Bañeras	20	20	30	20	20	-	-	20	-
4. Lavaplatos (a)	15	50-150	-	50-150	50-200	20-100	-	15	20-100
5. Lavabo de pies	3	3	12	3	3	12	-	3	3
6. Vertedero Cocina	10	20	-	20	30	20	20	10	20
7. Vertedero Lavandaría	20	28	-	28	28	-	-	20	-
8. Vertedero de Despensa	5	10	-	10	10	-	10	5	10
9. Duchas	30	150	225	75	75	225	30	30	225
10. Vertedero inclinado	20	20	-	20	30	20	20	15	20
11. Duchas hidroterapia				400					
12. Bañeras Hubbard				600					
13. Baños de piernas				100					
14. Baños de brazos				35					
15. Bidé (baño de asiento)				30					
16. Baños flujo continuo				165					
17. Vertederos circulares				20	20	30	20		30
18. Vertederos semicirculares				10	10	15	10		15
19. Factor de demanda	0.30	0.30	0.40	0.25	0.25	0.40	0.30	0.30	0.40
20. Factor capac.almac. (b)	1.25	0.90	1.00	0.60	0.80	1.00	2.00	0.70	1.00

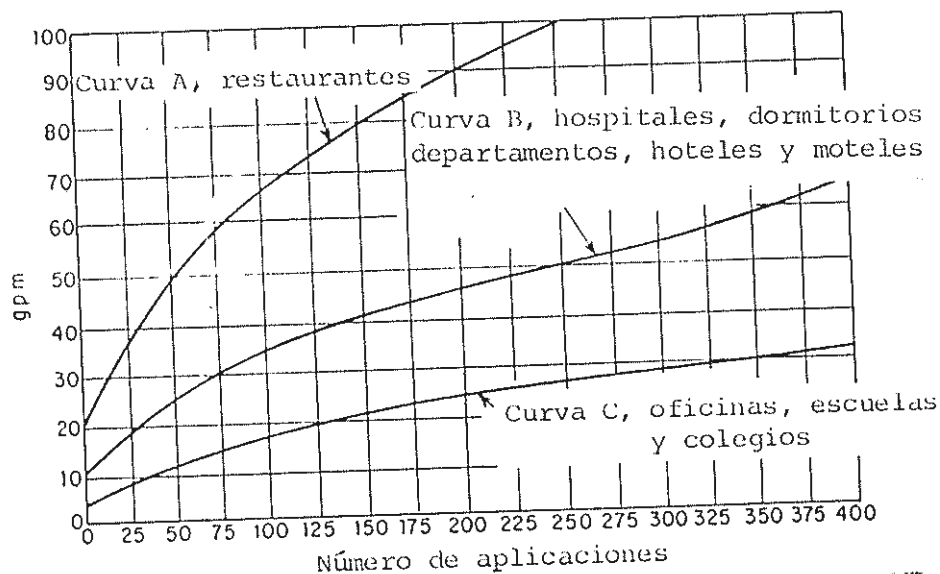
(a) Los requerimientos de los lavaplatos deben ser tomados de los datos del fabricante, si es que son conocidos.

(b) Relación de la capacidad de almacenamiento, a la demanda máxima probable horaria. La capacidad de almacenamiento puede ser reducida cuando se cuenta con una gran disponibilidad de vapor.

FUENTE: ASHRAE Handbook of Systems (1984)

Fig. 4-3

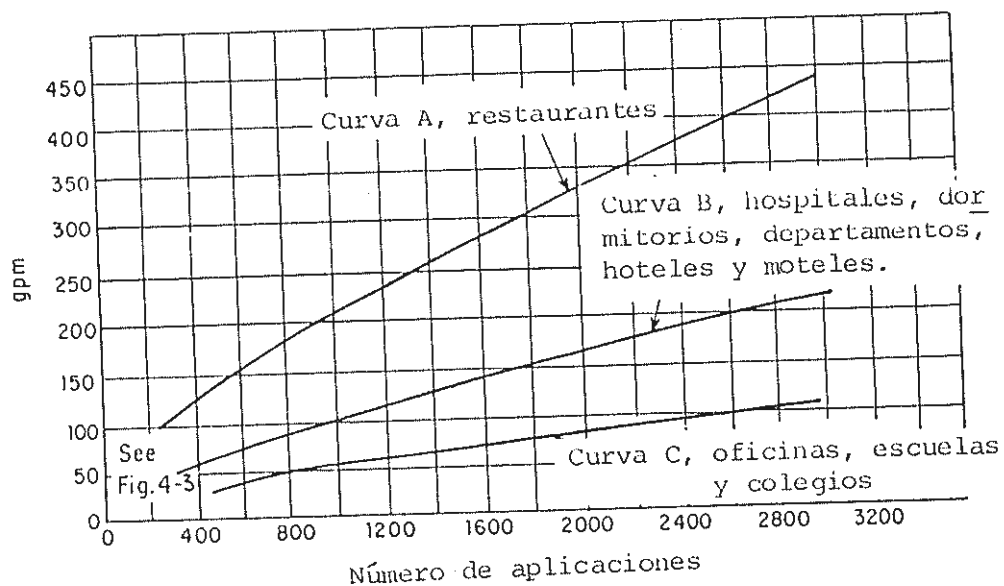
CURVA MODIFICADA DE HUNTER PARA FLUJOS
DE AGUA CALIENTE (hasta 400 aplicaciones)



FUENTE: Practical Plumbing Design Guide, 1979.

Fig. 4-4

CURVA MODIFICADA DE HUNTER PARA FLUJOS
DE AGUA CALIENTE (hasta 3000 aplicaciones)



FUENTE: Practical Plumbing Design Guide, 1979.

TABLA 4-2

DEMANDA DE AGUA CALIENTE EN F.U. (FIXTURE UNITS)

(AGUA A 140°F (60°C))

APLICACION	HOTEL Y				INDUSTRIA				ESUELA	
	DEPARTAMENTO	CLUB	GINASIO	HOSPITAL	DORMITORIOS	INDUSTRIA	OFICINA	ESUELA		
Lavabos privados	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75		
Lavabos públicos	-	1	1	1	1	1	1	1		
Bañeras	1.5	1.5	-	1.5	1.5	-	-	-		
Lavaplatos	1.5	-	-	5	-	-	-	-		
Baño terapéutico	-	-	-	3	1.5	3	-	-		
Vertedero de cocina	0.75	1.5	-	3	2.5	-	-	-		
Vertedero de desgrasa	-	2.5	-	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5		
Vertedero inclinado	1.5	2.5	-	1.5	1.5	3	-	1.5		
Duchas*	1.5	1.5	1.5	1.5	-	4	-	2.5		
Vertedero circular	-	2.5	2.5	2.5	-	3	-	1.5		
Vertedero semicircular	-	1.5	1.5	1.5	-	-	-	-		

* En aplicaciones donde el principal uso es duchas, como gimnasios, o al final de la jornada de trabajo, en industrias, use un factor de conversión de 1.00 para obtener el flujo de diseño en GPM.

FUENTE: ASHRAE Handbook of Systems, 1984.

cérselo en base a la tabla 4-2. Cuando se desconoce el número de aplicaciones del edificio, se recomienda usar un factor de 2.5 F.U. (fixture units) por cada cama hospitalaria, aunque dicha estimación generalmente da demandas un poco mayores, comparadas con el conteo efectivo de las unidades (fixture units).

Todas las aplicaciones que requieran de flujo de agua continuo, deben ser añadidas a los GPM obtenidos por las figuras 4-3 ó 4-4.

4.1.3 Principios Generales para Diseñar Sistemas de Agua Caliente

Existen numerosas recomendaciones y principios básicos para el diseño eficiente de sistemas de agua caliente. A continuación presento los principios generales más importantes y de mayor uso en esta tesis.

- (1) Provea a la cocina de un sistema separado de agua caliente (140°F - 60°C).
- (2) Provea a las lavanderías con lavadoras de tipo comercial de un sistema separado de agua caliente (180°F - 82.2°C). Si son grandes, incluya equipos recuperadores de calor y calentadores tipo "almacenamiento", para la elevación de temperatura requerida.

- (3) Los calentadores de agua deben ser del tipo "semi-instantáneo" con control de calor, a menos que circunstancias especiales requieran de otro tipo.
- (4) Cuando la energía eléctrica es la fuente de calor, los calentadores deben ser del tipo "almacenamiento", para minimizar el consumo eléctrico (Kw), para calentamiento.
- (5) Para hospitales, grandes lavanderías y cocinas, y otras áreas donde el servicio es crítico, deben proveerse dos calentadores, cada uno a mitad de capacidad.
- (6) Aproveche cualquier fuente de calor rechazado para el precalentamiento del agua.
- (7) Provea todos los sistemas de agua caliente con circulación forzada, de líneas de recirculación hasta el calentador. (Con el fin de conservar la temperatura de trabajo). Para hospitales, grandes lavanderías y cocinas, y otras áreas críticas, las bombas de circulación deben instalarse en sistemas "duplex", cada una para capacidad completa.
- (8) Diseñe el sistema de tuberías de manera de llegar a todos los puntos de servicio, con una distribución bien planificada y balanceada, tratando de evitar lazos de

subcirculación o complicadas rutas de las líneas principales.

(9) Dimensione apropiadamente el sistema de circulación de agua caliente, para obtener una operación económica y eficiente.

(10) Provea al sistema de válvulas atemperadoras, en los lugares donde es posible el sobrecalentamiento del agua.

(11) Provea de válvulas termostáticas de mezcla, donde se requiera un control preciso de la temperatura.

(12) Los calentadores deben ser preferiblemente localizados en la parte inferior del sistema.

4.2 DATOS SOBRE LOS REQUERIMIENTOS DE AGUA CALIENTE POR ZONAS

4.2.1 Requerimientos de Temperatura

Para el cálculo de agua caliente, se consideraron tres zonas con las siguientes temperaturas de diseño:

1) Zona del hospital propiamente dicha 140°F (60°C)

2) Alimentación y dietética 140°F (60°C)

3) Lavandería

180°F (82.2°C)

4.2.2 Cálculo Total de la Demanda de Agua Caliente

El cálculo de la demanda de agua caliente, se hizo en base al número de camas hospitalarias, considerando 2.5 F.U. por cama.

Así:

$$120 \text{ camas} \times \frac{2.5 \text{ F.U.}}{\text{cama}} = 300 \text{ F.U.}$$

De la figura 4-3, la demanda máxima probable es de 55 GPM - (3.47 lts/seg).

A falta de datos disponibles sobre perfiles de demanda durante las 24 horas del día para hospitales locales, se tomaron como base los resultados de la investigación citada en 4.1.1.

Demanda máxima horaria = 4.5 gal/cama x 120 camas = 540 gal

Demanda máxima diaria = 30.0 gal/cama x 120 camas = 3600 "

Demanda promedio diaria = 18.4 gal/cama x 120 camas = 2208 "

El cálculo de la demanda correspondiente a la lavandería, -

se lo realizó considerando un flujo máximo de 4 gal/h (15.14 lt/h), por cada libra de ropa de capacidad de las máquinas lavadoras.

$$\text{GPM} = \frac{\text{Capac. (lb)} \times 4}{60} = \frac{250 \times 4}{60} = 16.67 \text{ GPM (63.09 Lts/min).}$$

Estos 16.67 GPM están incluidos dentro del gran total de 55 GPM, ya que la capacidad de lavado es pequeña, y por lo tan to está considerada en la figura 4-3.

C A P I T U L O 5

SELECCION DEL EQUIPO RECUPERADOR DEL CALOR

5.1 GENERALIDADES SOBRE LA BOMBA DE CALOR INDUSTRIAL

La bomba de calor es un dispositivo capaz de extraer energía de una fuente de calor a baja temperatura, y amplificarla a una mayor temperatura, permitiéndole así un uso o aprovechamiento más efectivo.

La mayoría de las bombas de calor operan con un ciclo de compresión de vapor, aunque también hay algunas que operan con el ciclo de absorción, el ciclo de Rankine, y otros.

5.1.1 Ciclo Termodinámico

Termodinámicamente, la bomba de calor ideal es denominada - "Ciclo de Carnot Invertido", el cual puede ser usado con fi nes de refrigeración o de calentamiento.

El coeficiente de performance (COP) para esta segunda apli cación está definido como la relación entre el calor desa rrollado y el trabajo requerido para lograr el fin anterior.

Alternativamente, en el caso de un ciclo ideal, el COP pue de expresarse en función de las temperaturas absolutas de la fuente de calor (T_C) y del fluido procesado (T_H).

$$\text{COP} = \frac{T_H}{T_H - T_C} \quad *$$

(*) Las temperaturas deben estar en escala absoluta (grados Rankine ó grados Kelvin).

Analizando la relación anterior, vemos que el COP disminuye a medida que la temperatura del fluido procesado aumenta. Por esta razón, es muy importante determinar con buen criterio la temperatura requerida en el proceso y así llegar a seleccionar la bomba de calor más apropiada.

En el mundo real de las bombas de calor industriales, varios factores impiden lograr los coeficientes de performance teóricos obtenidos a partir del ciclo ideal de Carnot.

Por ejemplo:

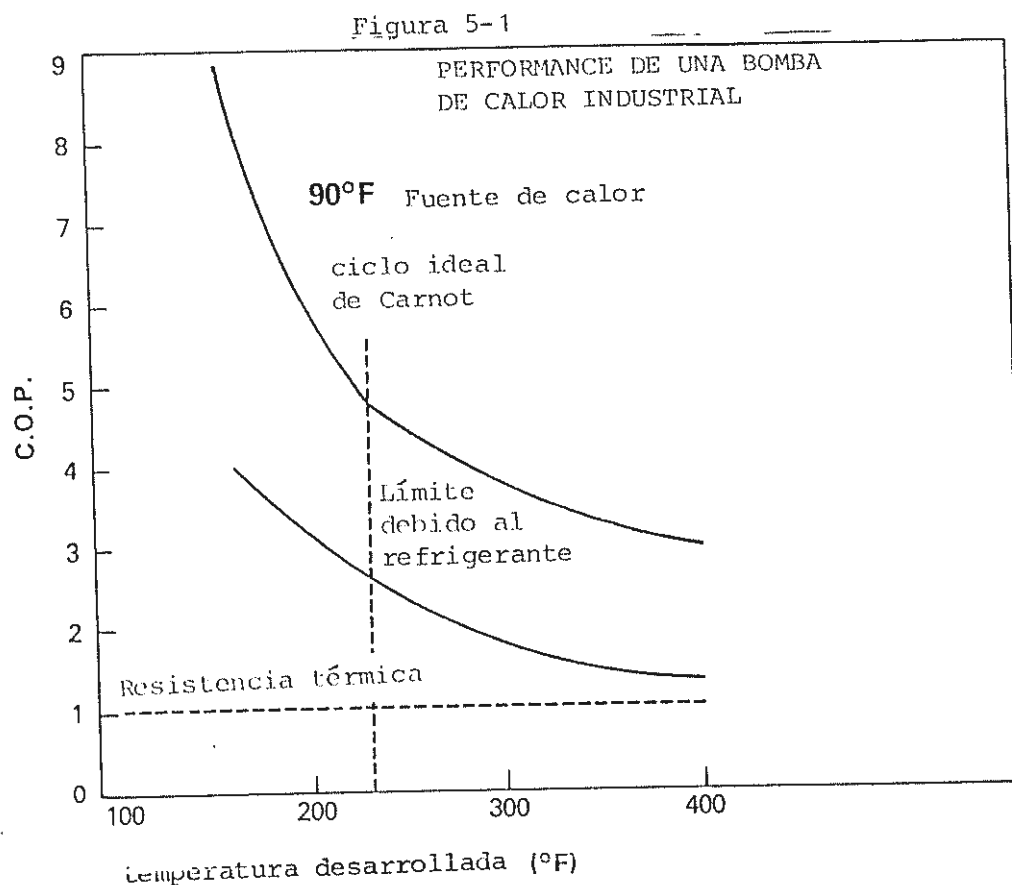
- Para lograr los flujos de calor, el evaporador debe trabajar a una temperatura inferior a T_C , y el condensador a una temperatura superior a T_H .
- En los compresores, hay pérdidas ocasionadas por la fric-

ción de flúidos, válvulas , pérdidas de calor a través de las paredes del compresor, eficiencia del motor, y pérdidas por rozamiento.

La figura 5-1 nos presenta los COP esperados en una instalación industrial, con una fuente de calor a 90°F.

La curva superior muestra el COP ideal, mientras que la inferior muestra el COP real.

Es importante notar que el COP disminuye al aumentar la temperatura final del proceso.



No debe inferirse de esta introducción que una determinada bomba de calor industrial es capaz de desarrollar un amplio rango de temperaturas de agua caliente, ya que para un funcionamiento óptimo, los componentes del sistema deben ser seleccionados de acuerdo con el tipo de aplicación, considerando la temperatura de la fuente de calor, la temperatura requerida en el fluído de proceso y la capacidad de calentamiento que se necesita.

5.1.2 Cómo Funciona la Bomba de Calor Industrial?

Una bomba de calor industrial usa los principios de refrigeración para aprovechar calor de rechazo de torres de enfriamiento, plantas industriales y otras fuentes de energía de bajo grado, (temperaturas cercanas a la ambiental).

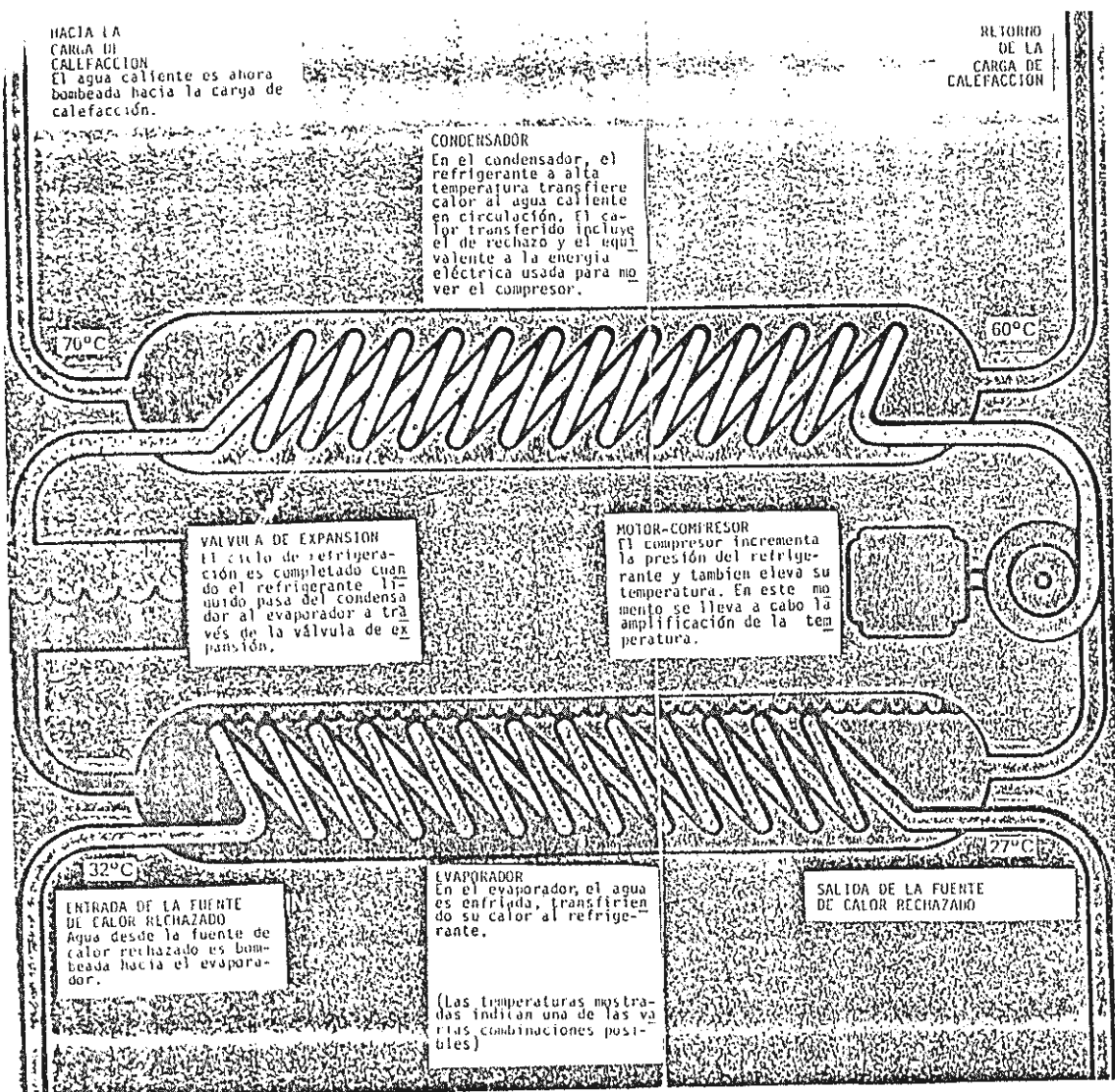
La figura 5.2 explica claramente el funcionamiento de una - bomba de calor industrial, con un ciclo de compresión de vapor.

5.1.3 Aplicaciones

El uso de bombas de calor industriales se hace cada vez mayor, ya que convierte calor rechazado en calor útil, conserva combustibles escasos, y opera con energía eléctrica, que es confiable y segura. Como fuente de calor, se puede apro

Figura 5-2

FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA DE CALOR INDUSTRIAL



FUENTE: Boletín Internacional TP de McQUAY. 1982.

vechar el agua de enfriamiento en un sinnúmero de procesos:

- Hornos metalúrgicos
- Máquinas de soldadura
- Compresores de aire
- Moldes de inyección
- Máquinas de extrusión
- Procesos de refrigeración
- Condensadores de vapor
- Sistemas de aire acondicionado central
- Procesos industriales en general.

A su vez, la aplicación del uso de bombas de calor puede ser muy variada, siendo unos pocos ejemplos:

- Sistemas de agua caliente
- Sistemas de calefacción

- Precalentamiento del agua de alimentación a calderos
- Procesos de lavado
- Procesos en la industria alimenticia (limpieza, cocción, pasteurización, etc.)
- Procesos de secado.

5.2 SELECCION DE LA BOMBA DE CALOR "TEMPLIFIER"

La bomba de calor que seleccionaré es denominada "Templifier", -
construída por McQuay bajo licencia Westinghouse. Es un equipo -
diseñado para trabajar bajo condiciones severas de servicio, en
aplicaciones industriales, comerciales o institucionales.

Pueden generar agua caliente entre los 120°F (49°C) y 220°F (104°C)
en un amplio rango de capacidades de calentamiento. (desde 30 Kw -
térmicos hasta 6000 Kw).

Para la selección de la bomba de calor, hay que considerar los si
guientes datos:

- Máxima demanda instantánea: 55 GPM (3.47 lts/seg)
- Máxima demanda horaria: 540 gal (2043.9 lts)

- Temperatura del agua caliente: 140 °F (60 °C)
- Temperatura del agua de la ciudad: 80 °F (26.67 °C)
- Temperatura del agua usada como
fuente de calor: 100 °F (37.78 °C)
- Mínima carga de enfriamiento del sistema de aire acondicionado: 420 MBTU/H (123.09 Kw)
- Caudal disponible de agua usada como
fuente de calor: 1050 GPM (66.24 lts/seg)

Considerando la máxima demanda horaria, tendremos el punto de partida para la selección de la bomba de calor.

$$Q = mcp \Delta T =$$

$$Q = 540 \text{ gal/h} \times 8.33 \text{ lb/gal} \times 1 \text{ BTU/lb-}^\circ\text{F} \times (140-80) ^\circ\text{F}$$

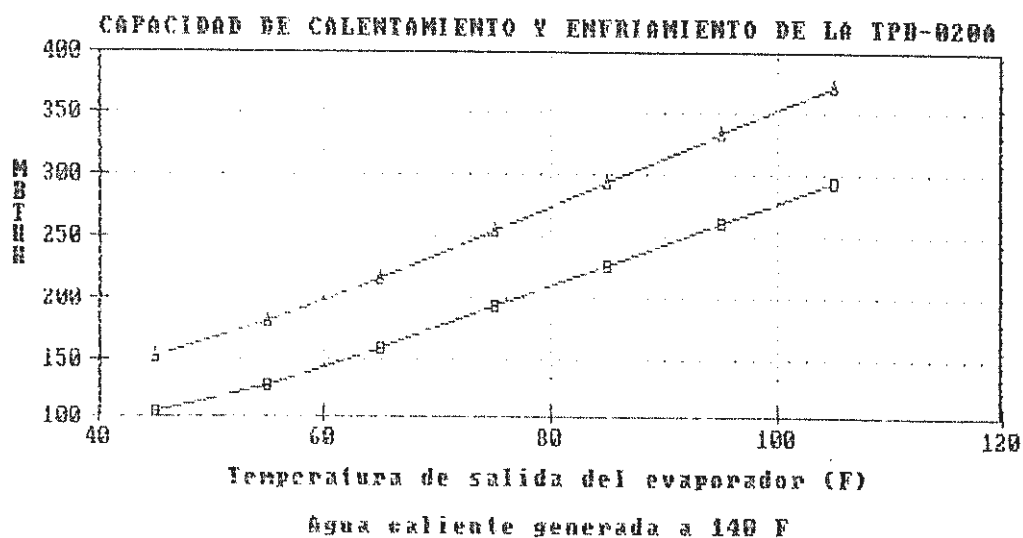
$$Q = 269892 \text{ BTU/h} \approx 270 \text{ MBTU/H} \quad (79.13 \text{ KW}).$$

Consultando el catálogo 1200 de las bombas de calor "Templifier", la bomba de calor de menor capacidad, la TPB-020, satisface los requerimientos del hospital.

Por lo tanto, el modelo seleccionado es el TPB-020-A, que permite la generación de agua caliente a una temperatura máxima de 140°F (60°C).

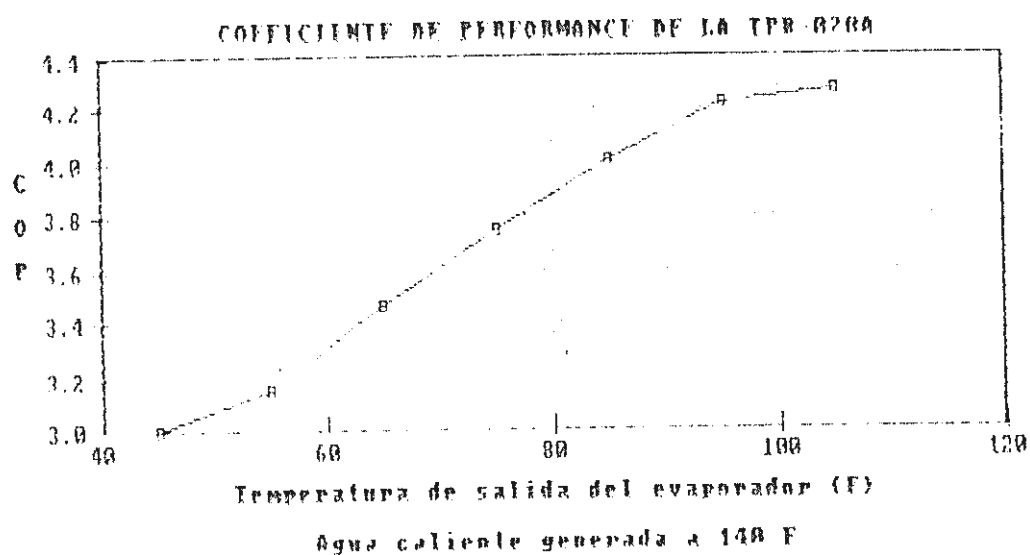
Las curvas de funcionamiento de esta bomba de calor, están presentadas a continuación, en las figuras 5-3, 5-4 y 5-5.

Figura 5-3



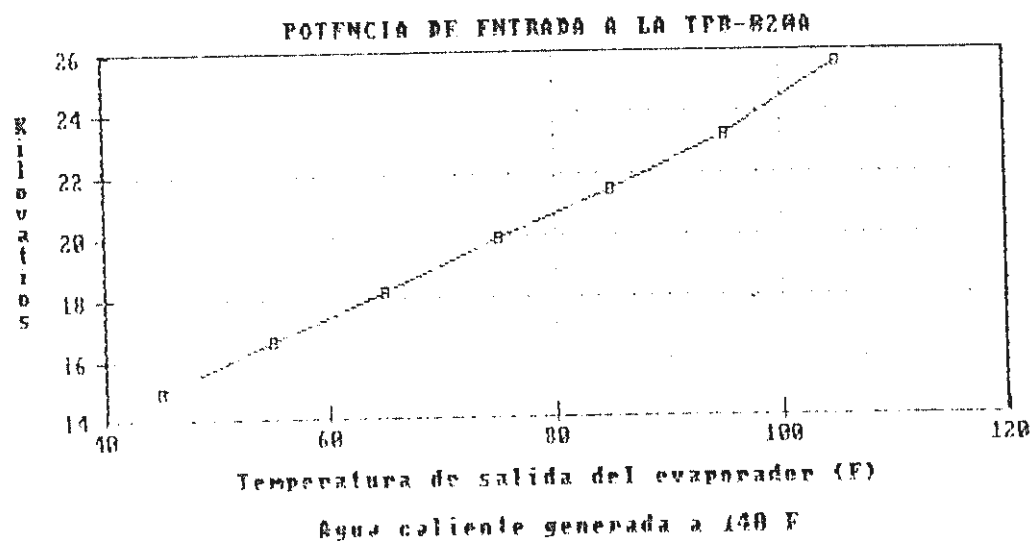
FUENTE: Catálogo 1200 McQUAY.

Figura 5-4



FUENTE: Catálogo 1200 McQUAY.

Figura 5-5



FUENTE: Catálogo 1200 McQUAY

Para la obtención de los caudales de agua, consideré las siguientes temperaturas de estado estable:

- Temperatura de entrada al condensador: 130°F (54.44°C)
- Temperatura de salida del condensador: 140°F (60.00°C)
- Temperatura de entrada al evaporador: 100°F (37.78°C)
- Temperatura de salida del evaporador: 90°F (32.22°C)

De la figura 5-3, cuando la temperatura de salida del evaporador es 90°F, las capacidades de calentamiento (condensador) y de enfriamiento (evaporador), son respectivamente, 314 MBTU/H y 244 MBTU/H.

Entonces:

$$\text{GPM (Condensador)} = \frac{\text{Cal. (MBTU/H)}}{\Delta T(^{\circ}\text{F}) \times 0.500} = \frac{314}{10 \times 0.500} = 62.8 \text{ GPM}$$

$$\text{GPM (Evaporador)} = \frac{\text{Enfriam. (MBTU/H)}}{\Delta T(^{\circ}\text{F}) \times 0.500} = \frac{244}{10 \times 0.500} = 48.8 \text{ GPM}$$

De las figuras 5-4 y 5-5 puede verse que bajo estas condiciones, - la potencia de entrada requerida es 22.35 KW y el COP es 4.12.

La bomba de calor seleccionada puede proporcionar 62.8 GPM de agua a 140°F (60°C), aún en el caso de que el sistema de aire acondicionado tenga una carga de enfriamiento del 10% de la carga pico.

El tiempo que el sistema se demora en llegar a las condiciones estables de operación, es muy difícil de calcular, pues depende de la temperatura del agua de recirculación y de la demanda instantánea de agua caliente. Sin embargo, a continuación haré una estimación aproximada, asumiendo lo siguiente:

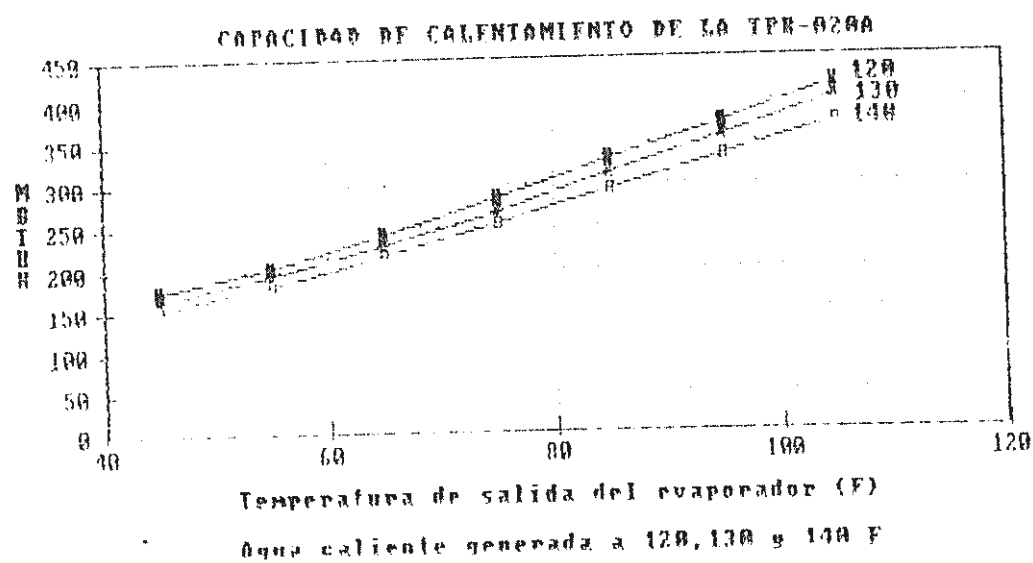
- Capacidad de almacenamiento: 2000 gals. (7570 lts)
- No hay pérdidas de calor
- No hay demanda de agua caliente.

La figura 5-6 nos da la capacidad de calentamiento de la bomba de calor a diferentes temperaturas de salida del agua caliente.

Tomando los puntos correspondientes a una temperatura de salida del evaporador de 90°F (32.22°C) y linealizando la curva obtenida por el método de los mínimos cuadrados, se obtiene la ecuación:

$$\text{Capac. (MBTU/H)} = -1.85 \quad T + 574$$

Figura 5-6



FUENTE: Catálogo 1200 McQUAY

donde,

Capac. = Capacidad en MBTU/H

T = Temp. de salida del agua caliente en °F

La capacidad promedio estará dada por:

$$\bar{Q} = \frac{\int_{T_1}^{T_2} \dot{Q} dT}{T_2 - T_1} = \frac{\int_{100}^{140} (-1.85 T + 574) dT}{140 - 100}$$

$$\bar{Q} = \frac{1}{40} \left[-\frac{1.85 T^2}{2} + 574 T \right]_{100}^{140} = 352 \text{ MBTU/H}$$

El calor requerido para calentar 2000 galones de agua, desde 80°F hasta 140°F, es:

$$Q = 2000 \text{ gal} \times \frac{8.33 \text{ lb}}{\text{gal.}} \times \frac{1 \text{ BTU}}{\text{lb-}^\circ\text{F}} \times 60^\circ\text{F} \frac{1 \text{ MBTU}}{1000 \text{ BTU}} = 999.6 \text{ MBTU}$$

$$\text{Luego } t = \frac{Q}{\bar{Q}} = \frac{999.6 \text{ MBTU}}{352 \text{ MBTU/h}} = 2.84 \text{ hrs.}$$

Este cálculo aunque es muy teórico, nos da una idea del tiempo - que tarda el sistema en llegar a las condiciones de operación. En todo caso, este tiempo será menor de 5 horas.

La bomba de calor seleccionada tiene 2 condensadores de 4 pasos

conectados en paralelo, circulando por cada uno, el 50% del caudal de agua.

El caudal mínimo permisible es 20 GPM (1.26 lts/seg) y el máximo es de 80 GPM (5.05 lts/seg); por lo tanto, el flujo calculado cae dentro del rango permitido.

Las caídas de presión, tanto en el evaporador como en el arreglo de condensadores, puede obtenerse con ayuda de las figuras 5-7, 5-8 y 5-9, tomadas del catálogo 1200 de McQUAY.

Caída de presión = 7.8 pies de agua x 0.926 = 7.22 pies de agua en el condensador (2.20 mts. de agua).

Caída de presión = 14.0 pies de agua (4.27 mts de agua) en el evaporador.

Figura 5-7

CAIDA DE PRESION EN EL CONDENSADOR (ARREGLO ESTANDAR)

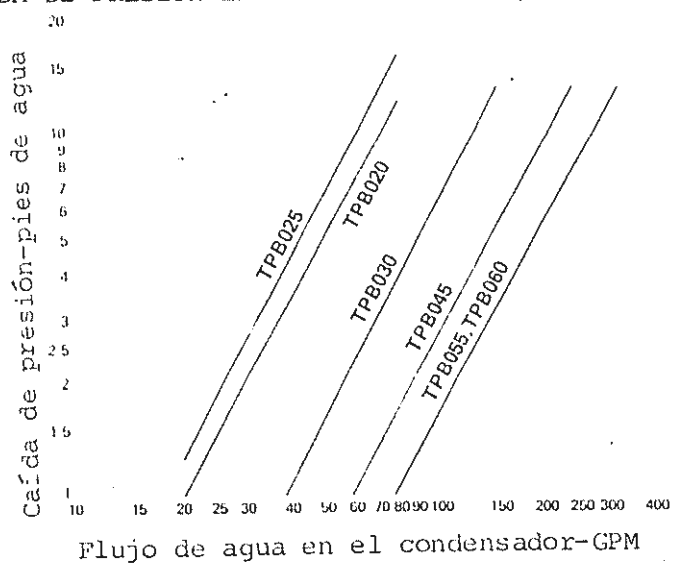
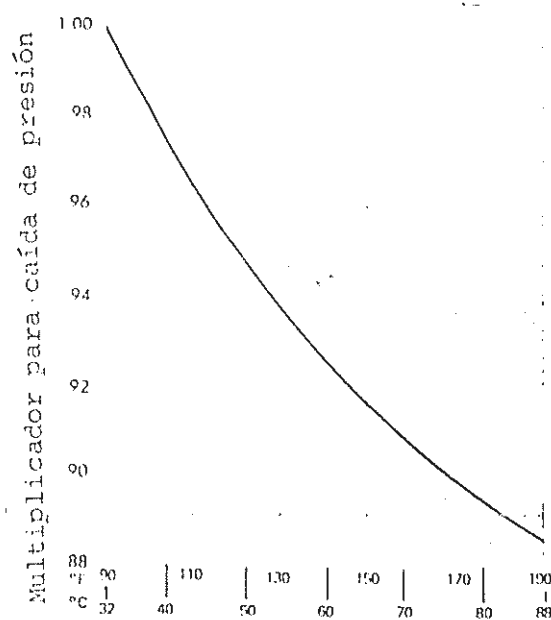
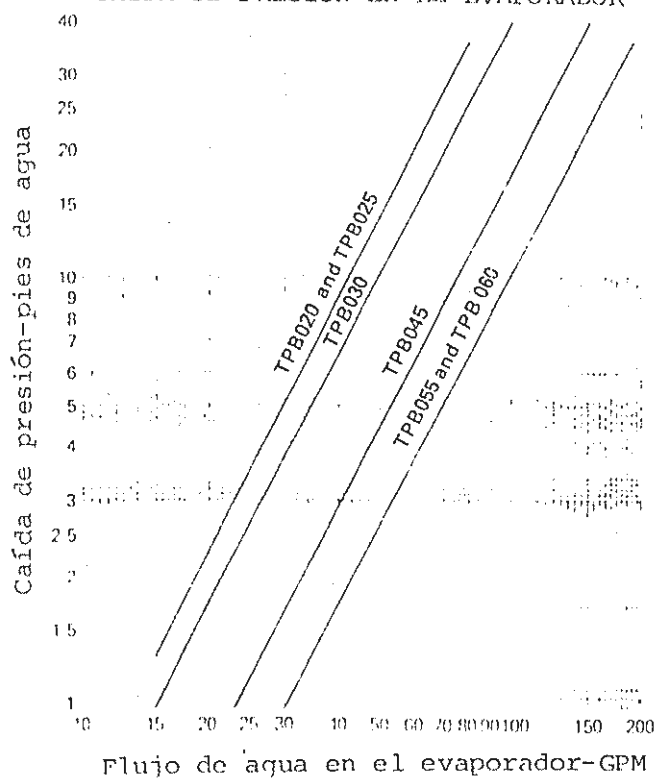


Figura 5-8
MULTIPLICADOR PARA LA CAIDA DE PRESION



Temperatura promedio del agua caliente

Figura 5-9
CAIDA DE PRESION EN EL EVAPORADOR



CARACTERISTICAS DE DISEÑO DE LAS BOMBAS DE CALOR McQUAY TEMPLIFIER,
MODELO TPB

Son bombas de calor disponibles para la mayoría de aplicaciones comerciales e industriales. Están completamente ensambladas en la fábrica y por lo tanto, son enviadas listas para operar una vez hechas las conexiones de agua y eléctricas.

Son de operación silenciosa y el sistema incluye múltiples motocompresores herméticos, controles de operación y de seguridad, fuente de poder interna, control de conexiones y carga de refrigerante puesta en fábrica. Cada compresor opera con su condensador en un circuito separado. La variación de la capacidad de la unidad se realiza por la - operación cíclica de los compresores, en respuesta a las variaciones en la temperatura de retorno del agua caliente.

El centro de control tiene termostatos cíclicos para la operación de los compresores, y no permite el arranque simultáneo de dos o más de ellos. Además, tiene arrancadores para los motores, switches ON-OFF, indicadores de luces y manómetros de succión y descarga, en cada compresor.

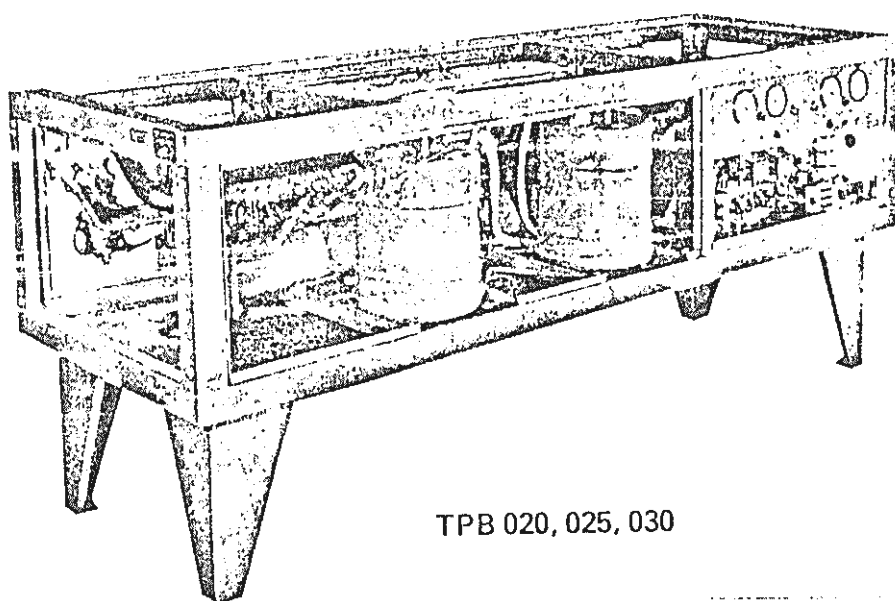
La unidad entera es ensamblada y soportada en un bastidor de acero, que encierra y protege todos sus componentes de daños físicos; permitiendo el acceso a sus instalaciones y controlando la emisión de ruidos a un nivel muy bajo. La unidad puede estar ubicada cerca de espacios ocupados.

El evaporador es de expansión directa, con un haz de tubos de cobre, accesible por el lado del agua, para su inspección, limpieza y reemplazo, en caso de ser necesario.

Los condensadores son del tipo multitubular, con tubos aleteados, para mayor eficiencia. Los cabezales de agua son desmontables y permiten la limpieza de los tubos. La coraza está aislada con una cubierta de caucho resistente a alta temperatura.

La figura 5-10 nos muestra una fotografía de la bomba de calor seleccionada.

Figura 5-10
BOMBA DE CALOR SELECCIONADA



TPB 020, 025, 030

C A P I T U L O 6

DISEÑO COMPLETO DEL SISTEMA Y OBTENCION DE RESULTADOS EN BASE A CRITERIOS DE OPERACION

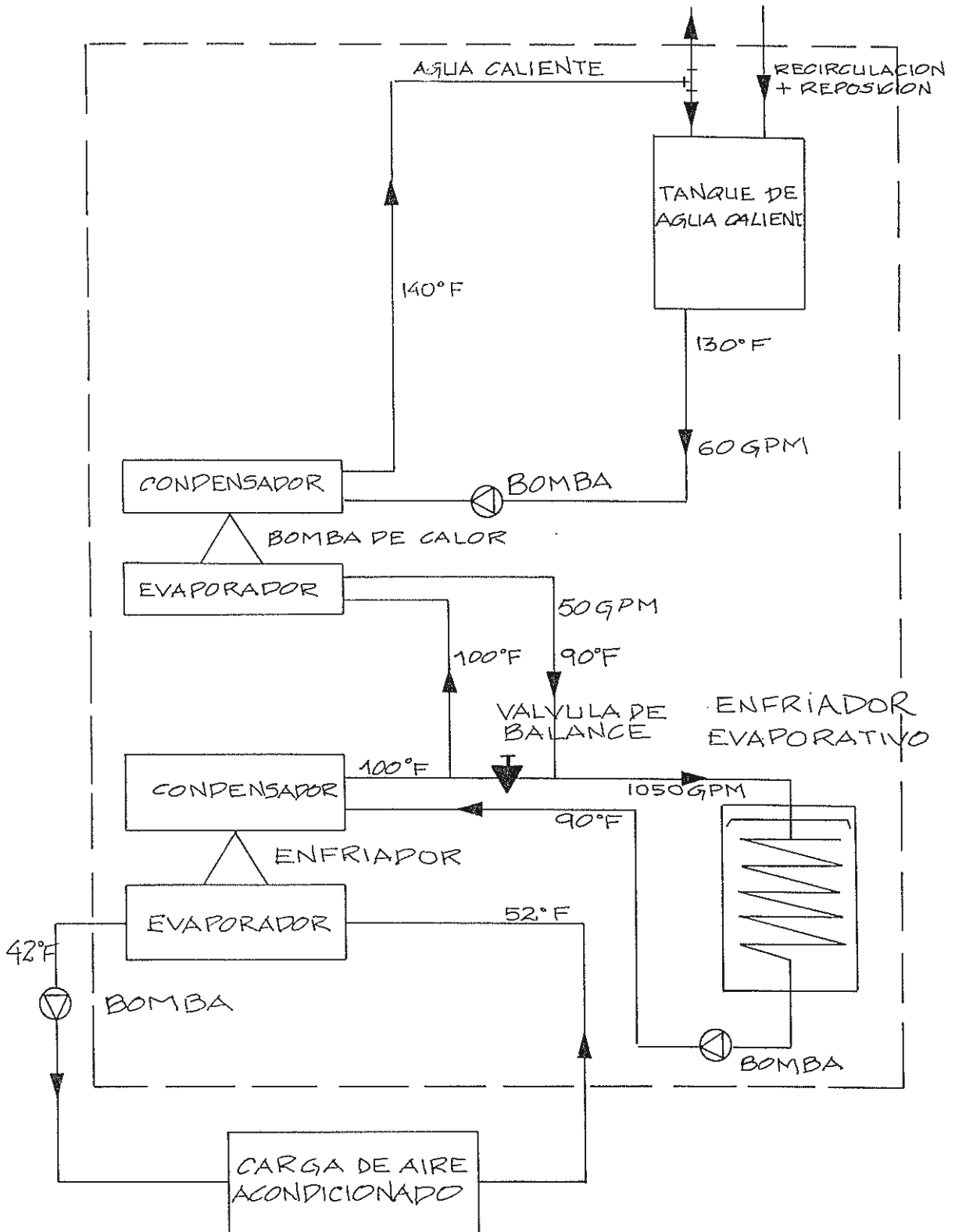
El acople del sistema de agua caliente con el sistema de aire acondicionado puede observarse esquemáticamente en la Fig. 6-1.

El enfriador tiene la función principal de enfriar el agua que servirá como fluido de trabajo de las unidades de acondicionamiento de aire de todo el hospital.

El agua del circuito del condensador del enfriador después de retirar el calor del refrigerante, aumentará su temperatura, y requerirá un proceso de enfriamiento, el cual se llevará a cabo en un enfriador evaporativo y en el evaporador de la bomba de calor. La tubería que provee de agua a dicho evaporador enviará un flujo constante, cuya temperatura será de 100°F (37.8°C), cuando la carga de aire acondicionado esté en su valor pico, y que será un poco menor para otras - cargas del edificio.

La función principal de la bomba de calor se llevará a cabo en su condensador, donde se calentará el agua del servicio de agua caliente -- del hospital.

DIAGRAMA ESQUEMATICO DE ACOPLE DE SISTEMAS



El uso del tanque de almacenamiento se hace necesario porque el servicio de agua caliente es intermitente y varía durante el día.

A dicho tanque, llega el agua caliente recirculada por todo el hospital, más la que debe ser repuesta debido al consumo que se tenga.

Las temperaturas y flujos mostrados en la figura 6-1, representan el funcionamiento del sistema cuando la carga de aire acondicionado es tá en su valor máximo.

Es importante notar que el flujo de agua que es desviado hacia la - bomba de calor, es apenas el 4.76% del flujo total que circula por - el enfriador evaporativo. En otras palabras, en este caso, nuestra fuente de calor es exageradamente grande para las necesidades de la bomba de calor seleccionada, de manera que aunque la carga de a acondicionamiento de aire baje a un 10% de su valor máximo, nuestro - equipo generador de agua caliente podrá seguir funcionando, según se verá más adelante.

El análisis de ingeniería que se hará en este capítulo, se concentra rá en el área encerrada en el rectángulo de rayas mostrado en la Fig. 6-1; es decir, que no incluirá la distribución de agua helada ni la de agua caliente por los diferentes puntos de servicio del hospital.

6.1 SELECCION DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

La torre de enfriamiento será del tipo "ciclo cerrado", también

denominada enfriador evaporativo, con el fin de disminuir el efecto de las incrustaciones provocadas por la dureza del agua.

El calor que deberá extraérsele al agua del enfriador será el correspondiente para bajarse su temperatura hasta 90°F (32.2°C).

Entonces:

$$Q = m \times c_p \times \Delta T = \text{GPM} \times .5 \times \Delta T = 1050 \times .5 \times 10 = 5250 \text{ MBTU/H}$$

Los otros datos necesarios para la selección son:

Temperatura de entrada del agua:	100°F (37.78°C)
Temperatura de salida del agua:	90°F (32.22°C)
Temperatura de bulbo húmedo:	80°F (26.67°C)
Rango:	100 - 90 = 10°F (5.55°C)
Aprox.:	90 - 80 = 10°F (5.55°C)
Factor de Capacidad:	0.64 (Tabla 6-1)
Q (corregido):	5250 x 0.64 = 3360 MBTU/H (984.5 Kw)

De la tabla 6-2 con el caudal y la capacidad corregida, escojo el modelo PMW-174C.

La caída de presión se la obtiene de la tabla 6-3 y es igual a - 10.5 psi (24.26 pies de agua ó 7.39 metros de agua).

El modelo seleccionado tiene dos ventiladores de flujo axial, uno de 7.5 HP (5.59 Kw) y el otro de 15 HP (11.19 Kw), con un flujo - máximo total de 87500 CFM (41.3 m³/s).

El control de capacidad del enfriador evaporativo se realiza en base a la operación de los motores de los ventiladores, con dos velocidades, 1800/900 RPM. Este arreglo permite obtener capacidades del 10% con los ventiladores apagados, del 60% con los ventiladores a media velocidad y del 100% con alta velocidad. El control se lleva a cabo en respuesta al valor dado por un sensor de temperatura, que trabaja con intervalos de 5°F (2.8°C), para evitar el excesivo ciclaje de los ventiladores.

La bomba que produce el efecto "ducha" en el enfriador evaporativo, tiene un motor de 5 HP (3.73 Kw), y maneja un caudal de 510 GPM (32.17 lits/s).

TABLA 6-1
FACTORES DE CAPACIDAD
PARA ENFRIADORES EVAPORATIVOS EVAPCO

TEMPERATURA BULBO HUMEDO = 80°F												
R A N G O												
Aprox.	8°	10°	12°	14°	16°	18°	20°	22°	24°	26°	28°	30°
7°	.85	.78	.72	.67	.62	.58	.55	.52	.49	.47	.45	.43
8°	.79	.73	.67	.62	.58	.55	.52	.49	.46	.44	.42	.40
9°	.73	.68	.63	.58	.55	.52	.49	.46	.43	.41	.39	.38
10°	.69	.64	.59	.55	.52	.49	.47	.44	.41	.39	.37	.36
11°	.65	.60	.56	.53	.50	.47	.45	.42	.40	.38	.36	.35
12°	.62	.57	.54	.50	.47	.45	.42	.40	.38	.36	.35	.34
13°	.58	.55	.51	.48	.45	.43	.40	.38	.36	.35	.34	.33
14°	.56	.52	.49	.46	.43	.41	.38	.36	.35	.34	.33	.32
15°	.53	.50	.47	.44	.42	.39	.37	.35	.34	.33	.32	.31
16°	.51	.48	.45	.42	.40	.38	.36	.34	.33	.32	.31	.30
17°	.49	.46	.43	.41	.38	.36	.35	.33	.32	.31	.30	.29
18°	.47	.44	.42	.39	.37	.35	.34	.32	.31	.30	.29	.28
19°	.45	.43	.40	.38	.36	.34	.33	.31	.30	.29	.28	.27
20°	.44	.41	.39	.37	.35	.33	.32	.30	.29	.28	.27	.26
21°	.43	.40	.37	.35	.34	.32	.31	.29	.28	.27	.26	.25
22°	.41	.38	.36	.34	.33	.31	.30	.28	.27	.26	.25	.24
23°	.39	.37	.35	.33	.32	.30	.29	.27	.26	.25	.24	.23
24°	.38	.36	.34	.32	.31	.29	.28	.26	.25	.24	.23	.22
25°	.36	.34	.33	.31	.30	.28	.27	.25	.24	.23	.22	.21

FUENTE: Catálogo 202A de EVAPCO

TABLA 6-2
TABLA PARA SELECCION DEL ENFRIADOR EVAPORATIVO EVAPCO

MODELO	FLUJO-GPM		CAPACIDADES-MBTU/H				
	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
116A	1860	1920	1960	2000	2030	2070	2110
116B	2000	2050	2090	2130	2170	2200	2240
116C	2170	2240	2280	2320	2360	2390	2430
174A	2550	2620	2660	2700	2740	2770	2810
174B	2960	3080	3150	3190	3230	3270	3310
174C	3230	3330	3420	3480	3530	3590	3650

FUENTE: Catálogo 202A de EVAPCO

TABLA 6-3
CAIDA DE PRESION

MODELO	CAIDA DE PRESION (PSI)		FLUJO-GPM			
	1000	1100	1200	1300	1400	1500
116A	5.1	6.2	7.2	8.4	9.6	10.9
116B	6.4	7.7	9.1	10.5	12.1	13.7
116C	7.6	9.3	10.9	12.7	14.5	16.5
174A	6.2	7.5	8.8	10.2	11.7	13.3
174B	7.9	9.6	11.3	13.1	15.0	17.0
174C	9.5	11.5	13.5	15.7	18.0	20.4

FUENTE: Catálogo 202A de EVAPCO

6.2 SELECCION DE BOMBAS, VALVULAS Y ACCESORIOS PARA EL SISTEMA TOTAL

6.2.1 Tuberías

Básicamente, existen dos tipos de sistemas de distribución de fluídos. Los sistemas de lazo abierto son aquellos en los que alguna parte del circuito está abierta a la atmósfera. Los sistemas de lazo cerrado no tienen conexión con la atmósfera, razón por la cual se hace necesaria la instalación de un tanque de expansión y de un separador de aire. El tanque de expansión protege al sistema de daños causados por cambios de volumen, debidos a variaciones en la temperatura, y también provee espacio para el aire removido por el separador. Los sistemas de lazo cerrado operan ligeramente

presurizados, de manera que el ciclo completo se efectúe so
bre la presión atmosférica.

Los sistemas de lazo abierto deben ser diseñados para velo
cidades de 5 á 10 pies/s (1.5 á 3.0 m/s). El ruido genera-
do por el fluído no es de importante consideración para es
te caso, mientras que minimizar el dimensionamiento de tube-
rías es un factor económico importante a considerarse. Ve
locidades sobre los 10 pies/s (3.0 m/s) originan grandes -
pérdidas de presión, que requieren bombas de mayor tamaño y
costo.

Los sistemas de lazo cerrado pasan comúnmente por zonas ocu-
padas, donde el ruido generado es un factor importante a -
considerarse. Por esta razón, se impone un límite de velo-
cidad de 4 pies/s (1.2 m/s) para tuberías de diámetro menor
o igual a 2" (50.8 mm), y para tuberías de mayor diámetro,
la norma es tener una caída de presión máxima de 4 pies de
agua por 100 pies de tubería (0.4 KPa/m).

En ambos tipos de sistema es importante hacer un diseño ba
lanceado, a fin de prevenir ajustes drásticos por medio de
válvulas y obtener un sistema silencioso. Además, un buen
diseño requiere el uso adecuado de válvulas, filtros, jun-
tas de expansión y de instrumentos (medidores de flujo, ter
mómetros, manómetros, etc.).

Selección del Tipo de Tubería y Dimensionamiento

La tubería que seleccioné para este proyecto es de acero al carbono, sin costura, cédula 40, cuyo material cumple con la norma ASTM A-53, grado A. Este tipo de tubería se usa en todo tipo de aplicaciones industriales para conducción - de vapor, agua fría, agua caliente, gases no corrosivos y aire, en un rango de temperatura desde -20°F (-29°C) hasta 750°F (400°C). Sus especificaciones pueden verse en la tabla A-10.

Los resultados del dimensionamiento de tubería para los circuitos considerados en esta tesis, están en la tabla 6-4.

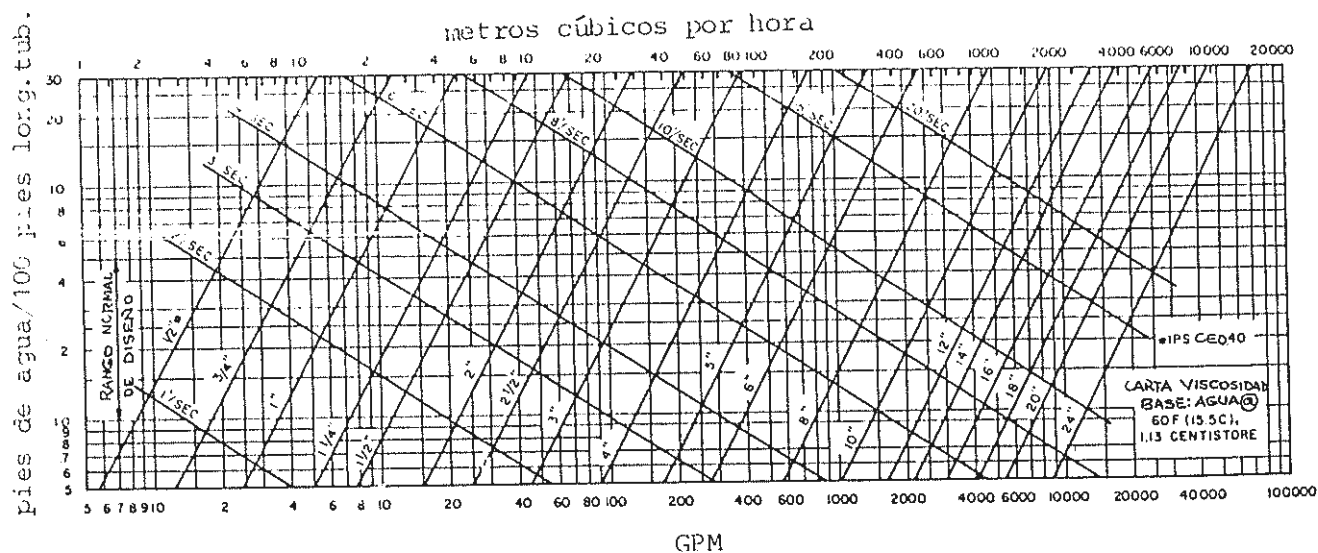
TABLA 6-4
CALCULO DE TUBERIAS

<u>C I R C U I T O</u>	<u>GPM</u>	<u>DIAM.</u> <u>(Pulg.)</u>	<u>Δp</u> <u>(p/100 p)</u>	<u>VELOC.</u> <u>(pie/s)</u>
Agua enf. chiller	1050	8	1.70	7.0
Evap. de TPB-020A	50	2.5	1.90	3.4
Cond. de TPB-020A	60	2.5	2.70	4.0

Las caídas de presión y velocidades se obtuvieron de la Fig. 6-2, una vez seleccionado el diámetro en base al flujo y a los criterios de diseño mencionados anteriormente.

Fig. 6-2

PERDIDAS POR FRICCIÓN PARA AGUA EN TUBERÍA
COMERCIAL DE ACERO (CEDULA 40)



Fuente: ASHRAE Handbook of Fundamentals, 1981.

Accesorios para la Tubería

Los accesorios para la tubería tales como codos, tes, bridas, etc., serán de acero al carbono, material según ASTM A-234 y dimensiones según ANSI B16.9 radio largo. Las uniones soldadas se harán con electrodos 6011, con una capa de penetración y una de acabado, para tuberías entre las 2" y las 4" de diámetro; y con dos capas de penetración y una de acabado, para tuberías de diámetro mayor a 4".

6.2.2 Válvulas

El manejo de fluídos no es concebible sin válvulas. Ellas significan un rubro importante en los gastos de sistemas de aire acondicionado y agua caliente.

Un sistema diseñado con equipos de gran confiabilidad puede fallar a causa del uso inadecuado de válvulas, o por falta de ellas en sitios claves.

Los materiales usados en la fabricación de válvulas dependen de las variaciones en el tamaño de la tubería, temperatura, presión y condiciones corrosivas.

De acuerdo con la función que cumplen las válvulas, éstas - pueden clasificarse en:

1. De servicio abierto-cerrado (ON-OFF)
2. De estrangulamiento
3. De prevención de contraflujo
4. De control
5. Válvulas especiales

Me referiré brevemente a las principales válvulas operadas manualmente, que corresponden a los numerales 1, 2 y 3 en la clasificación anterior.

Válvulas de Compuerta

Sus ventajas son: flujo completo sin restricciones, baja - caída de presión, diseño aceptable para todo tipo de mate - riales y aplicaciones. Sus desventajas son: no están dise - ñadas para estrangular flujos, no son recomendadas para uso frecuente, limitadas a líquidos relativamente limpios, no tienen buen sello de estanco.

Válvulas de Globo

Sus ventajas son: sirven para estrangulamiento y control - de flujo; permiten un uso frecuente debido a su excelente - resistencia al desgaste por erosión; tienen asientos de - buen calibre; alta resistencia estructural del cuerpo a la deformación; hay variados diseños de asientos y discos para todo tipo de aplicaciones; son de fácil reparación del a - siento y permiten mantenimiento en línea. Sus desventajas son: no producen flujo recto; generan turbulencias que oca - sionan un incremento en la caída de presión; son más costo - sas que las de compuerta.

Válvulas de Retención Oscilante

Sus ventajas son: pueden ser instaladas en posición horizontal o vertical; tienen baja caída de presión; son adaptables a todo tipo de materiales. Sus desventajas son: no tienen buen sello estanco; no se recomienda su uso en flujos pulsátiles; pueden generar golpe de ariete.

Válvulas de Retención de Cierre Vertical

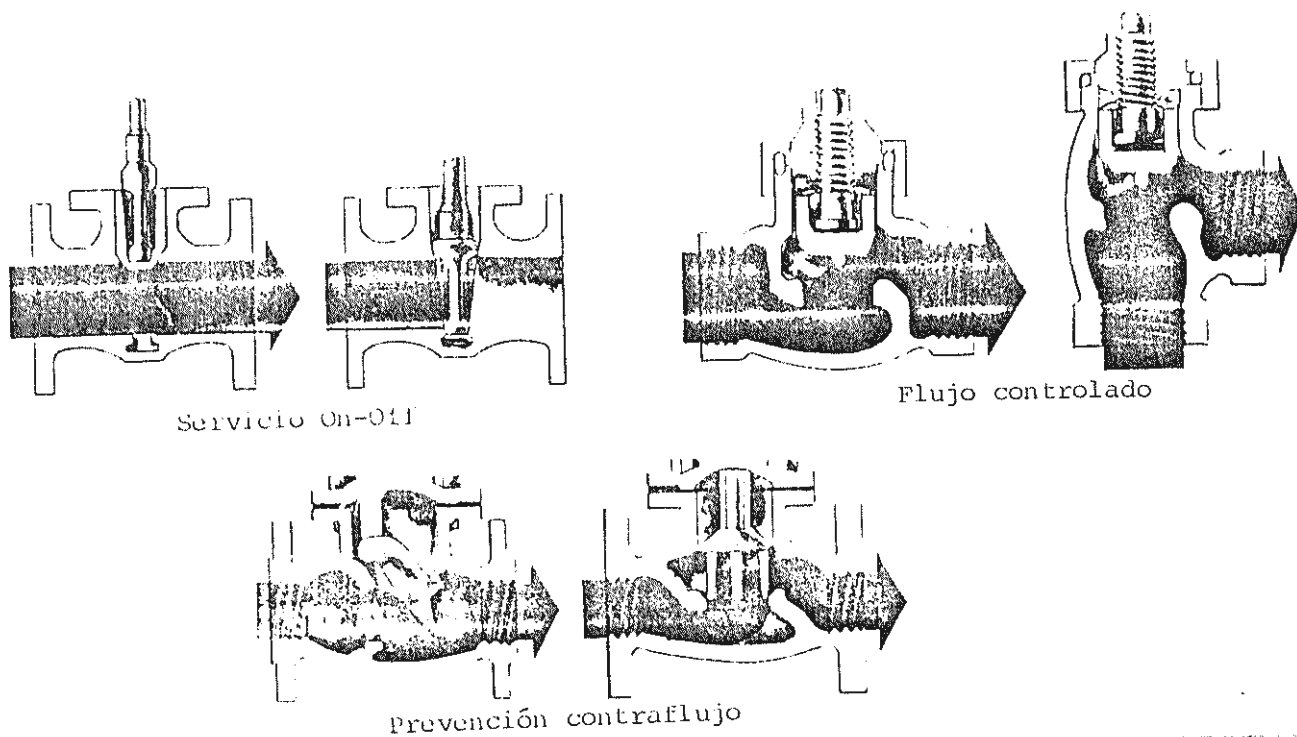
Sus ventajas son: tienen un mejor sello que las oscilantes; pueden usarse con flujos pulsátiles. Sus desventajas son: tienen alta caída de presión y restringen el flujo; disponibles sólo en tamaños pequeños; restringidas principalmente a instalaciones horizontales.

Las válvulas mencionadas anteriormente, pueden verse en la Figura 6-3.

Para esta tesis, he seleccionado válvulas para aplicación - en sistemas de temperatura media, cuyas características están resumidas en la tabla 6-5.

Figura 6-3

PRINCIPALES TIPOS DE VALVULAS



Fuente: Heating/Piping/Air Conditioning, Octubre 1983

TABLA 6-5
RANGOS DE PRESION Y TEMPERATURA
DE VARIOS TIPOS DE VALVULAS

<u>FUNCION</u>	<u>DIMENSION (PULG.)</u>	<u>CLASE</u>	<u>TIPO</u>	<u>MATERIAL CUERPO</u>	<u>MATERIAL INTERNO</u>	<u>PRESION TEMPER.</u>
Bloqueo	2-12	125	Compuerta	Hierro	Bronce	200-200
Retención	2-12	125	Oscilante	Hierro	Bronce	200-200
Estrang.	2-12	125	Globo	Hierro	Bronce	200-200

NOTA: Presión en psi

Temperatura en °F

FUENTE: Revista Heating/Piping/Air Conditioning, Octubre 1983.

El hierro fundido debe satisfacer la norma ASTM A126, Clase A y el bronce la norma ASTM B-62.

6.2.3 Bombas

En aire acondicionado y servicios de agua fría y caliente, se usan bombas centrífugas para crear el flujo requerido en la red de tubería.

En las bombas centrífugas, parte del torque suministrado - por el motor, es convertido en energía de presión por acción de la fuerza centrífuga, la cual es función de la velocidad periférica del impulsor.

La energía de presión entregada al fluído sirve para:

1. Vencer la fricción causada por el flujo, a través de los equipos (tuberías, válvulas, enfriadores, serpentines, - etc.);
2. Elevar el fluído a sitios altos sobre el nivel al que se encuentran las bombas.

Las principales aplicaciones de las bombas centrífugas en - aire acondicionado y calefacción son:

1. Agua del sistema de enfriamiento (torre de enfriamiento);
2. Agua helada;

3. Agua caliente;

4. Agua de alimentación a calderos y condensador.

Existen diversos tipos de bombas centrífugas, que se distinguen por el tipo de impulsor, número de impulsores, tipo de carcasa, método de conexión al motor y posición de montaje. En la tabla 6-6 puede verse un resumen de las diferentes - clases de bombas centrífugas con sus respectivas diferencias de diseño.

Selección de Bombas Centrífugas

Para seleccionar una bomba centrífuga es necesario tener información acerca de:

1. Flujos máximo y mínimo en el sistema;
2. Cabezal del sistema en los flujos máximo y mínimo;
3. Operación continua o intermitente;
4. Presiones y temperaturas de operación;
5. Condiciones ambientales en el lugar del montaje;

6. Número de bombas y porcentaje de reserva requerido;

7. Características eléctricas disponibles;

8. Calidad química del fluido a bombearse.

TABLA 6.6

CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

TIPO	TIPO DE IMPULSOR	NO. DE IMPULSORES	CARCAZA	CONEXION AL MOTOR	POSICION DE MONTAJE
De circulación	Succión simple	Uno	Voluta	Acople flexible	Horizontal
Monobloque, succión en el fondo	Succión simple	Uno ó dos	Voluta	Impulsor montado en eje motor	Horizontal
Montada en una base, succión en el fondo	Succión simple	Uno ó dos	Voluta	Acople flexible	Horizontal
Doble succión Horizontal	Succión doble	Uno	Voluta	Acople flexible	Horizontal
Horizontal de etapa múltiple	Succión simple	Dos á cinco	Voluta	Acople flexible	Horizontal
Vertical en línea	Succión simple	Uno	Voluta	Acople flex. ó directo eje motor	Vertical
Turbina Vertical	Succión simple	Uno a veinte	Difusor	Flexible	Vertical

FUENTE: ASHRAE Handbook of Equipment, 1979.

Selección de la Bomba del Sistema de Enfriamiento

Para la selección de la bomba del sistema de enfriamiento, - se considerará un flujo de 1050 GPM (66.24 lts/seg.), con tra un cabezal de 80.2 pies de agua (24.45 m.), el cuál fué obtenido sumando todas las caídas de presión del sistema, - las mismas que se encuentran en la tabla 6-7.

Por lo tanto, la potencia al freno que deberá vencer la bom ba asumiendo una eficiencia mecánica del 80%, será:

$$\text{BHP} = \frac{\text{GPM} \times \Delta H(\text{pies})}{\eta \times 3960} = \frac{1050 \times 80.2}{0.80 \times 3960} = 26.58 \text{ HP}$$

Considerando un factor de servicio igual a 1.15 para el mo tor eléctrico de la bomba, ésta deberá ser impulsada por un motor de 30 HP.

Se deberá disponer de dos bombas, idénticas, una para servici o normal y una para reserva. Serán de tipo centrífugo, - de una etapa, con cuerpo de hierro fundido, impulsor de - bronce, eje de acero, rodamientos de bolas con graseras y conexiones con bridas. Tendrán sello mecánico con anillo - de acero al carbón y asiento de cerámica.

Las bombas serán del tipo monobloque, su eje girará a 1750 RPM, y la alimentación eléctrica será de 460 V, 60 Hz, 3 fa

ses. Los motores de las bombas serán del tipo a prueba de goteo, con devanado de cobre, ventilación interna y rodamientos de bolas.

TABLA 6-7

CAIDA DE PRESION A VENCER POR LA
BOMBA DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

TUBERIA O ACCESORIOS	LONGITUD EQUIVALENTE (PIES)
Tubería de 8"	115.0
(12) Codos 90° 8"	84.0
(4) Tees 8"	96.0
(6) Válvulas de compuerta 8"	19.2
(1) Válvula de retención 8"	90.0
(1) Filtro de 8"	300.0
(1) Separador de aire	<u>100.0</u>
	804.2
$804.2 \text{ pies} \times \frac{0.017 \text{ pies agua}}{\text{pie}} = 13.67 \text{ pies de agua}$	
Tubería de 2.1/2"	33.0
(2) Codos 2.1/2"	5.8
(2) Reducciones de 8"aa 2.1/2"	25.0
(3) Válvulas de compuerta 2.1/2"	8.1
(1) Válvula de globo 2.1/2"	<u>77.0</u>
$148.9 \text{ pies} \times \frac{0.019 \text{ pies agua}}{\text{pie}} = 2.8 \text{ pies de agua}$	
	148.9
Condensador del "chiller"	18.1 pies de agua
Serpentín Cond. Evap.	24.3 pies de agua
Evaporador Bomba Calor	14.0 pies de agua
$\Delta P_{\text{TOTAL}} \text{ (pies de agua)} = 1.1 (72.9) = 80.2 \text{ pies de agua}$ (24.45 mts. de agua)	

TABLA 6-8

CAIDA DE PRESION A VENCER POR LA BOMBA DE
CIRCULACION ENTRE LA BOMBA DE CALOR Y LOS
TANQUES DE ALMACENAMIENTO

TUBERIA O ACCESORIOS	LONGITUD EQUIVALENTE (PIES)
Tubería 2 1/2"	60.0
(6) Codos 2 1/2"	17.4
(3) Tees 2 1/2"	22.5
(1) Filtro 2 1/2"	28.0
(5) válvulas compuerta 2 1/2"	13.5
(1) Válvula de Globo 2 1/2"	77.0
(1) Válvula de retención 2 1/2"	21.0
	239.4

$$239.4 \text{ pies} \times \frac{0.027 \text{ pies agua}}{\text{pie}} = 6.46 \text{ pies de agua}$$

Condensador de la bomba de calor 6.22 pies de agua

$$\Delta P_{\text{TOTAL}} = 1.1 (13.68) = 15.05 \text{ pies de agua} \\ \quad \quad \quad (4.59 \text{ mts. de agua})$$

Selección de la Bomba de Circulación entre los tanques de -
Agua Caliente y la Bomba de Calor

Esta bomba deberá manejar 60 GPM contra un cabezal de 15 -
pies de agua, cuyo cálculo está en la tabla 6-8.

Asumiendo una eficiencia mecánica del 60%, la potencia al
freno será:

$$\text{BHP} = \frac{60 \times 15}{0.60 \times 3960} = 0.379 \text{ HP}$$

Considerando un factor de servicio igual a 1.25, la potencia
requerida en el motor de la bomba será de 1/2 HP.

Las especificaciones de esta bomba serán iguales que las -
mencionadas anteriormente, excepto la alimentación eléctrica
que ahora será 220 V, 60 Hz, una fase y una velocidad de
1750 RPM.

6.2.4 Aislamiento Térmico

Los aislantes térmicos son materiales o combinaciones de e-
llos, que al estar correctamente aplicados, retardan el flujo
de calor en sus tres formas de transmisión: conducción,
convección y radiación.

Al retardar el flujo de calor, pueden cumplir una o más de las siguientes funciones:

- Conservan energía al reducir pérdidas o ganancias de calor en tuberías, ductos, tanques, equipos y estructuras.
- Controlan la temperatura de la superficie exterior de equipos, para protección personal y control.
- Facilitan el control de temperatura en procesos industriales.
- Previenen la condensación de vapor en superficies cuya temperatura es inferior a la del punto de rocío del aire.
- Reducen fluctuaciones de temperatura dentro de un sistema cerrado, cuando no se necesita calentamiento o enfriamiento.

Aparte de estas funciones, hay otras como la reducción de ruido y vibraciones, la protección de equipos a una exposición directa al fuego, etc.

Aislamiento para Tuberías Calientes

Los tres factores más importantes a considerarse en la selección

ción de aislamiento para tuberías son: límites de temperatura de servicio, rendimiento térmico y costo (compra e instalación).

Los aislantes térmicos más usados en tuberías calientes son: (1) Fibra de vidrio; (2) Silicato de calcio; y, (3) Lana mineral.

Para nuestro estudio, escogeré como aislante para la tubería y tanque de agua caliente (140°F - 60°C), lana mineral, por razones de disponibilidad en el mercado local.

La lana mineral tiene un coeficiente de conductividad térmica $K = 0.27 \text{ Btu}/(\text{hr}) (\text{pie}^2) (\text{F}/\text{pulg})$, a una temperatura media de 115°F (46.1°C). (0.039 W/m-°C).

El estándar ASHRAE 90A-1980 establece una pérdida de calor máxima de 25 Btu/hr-pie² para tuberías sobre el piso, y de 35 Btu/hr-pie² para tuberías subterráneas, calculándose la máxima pérdida de calor a un ΔT equivalente a la máxima temperatura del agua, menos una temperatura ambiental no mayor a 65°F (18.3°C).

Para calcular el espesor de aislamiento adecuado en la tubería que conduce el agua caliente desde la bomba de calor - hasta el tanque, usaré la siguiente expresión:

$$q_s = \frac{t_o - t_a}{r_s \ln(r_s/r_o) k + \frac{1}{h}}$$

donde:

q_s = calor transferido al ambiente en BTU/hr por pie² de superficie exterior de aislamiento.

t_a = temperatura del aire ambiente en °F.

t_o = temperatura de la superficie interior del aislamiento, en °F.

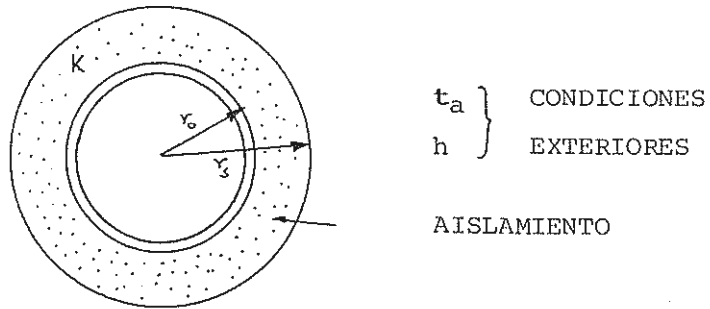
r_o, r_s = radios en pulgadas, según Fig. 6-3.

k = conductividad térmica del aislamiento a la temperatura media, en BTU-pulg/hr-pie²-°F.

h = coeficiente de película exterior, en BTU/hr-pie²-°F

$\ln$ = logaritmo neperiano.

Figura 6-4
 DIAGRAMA ESQUEMATICO DE TUBERIA AISLADA



Para calcular el flujo de calor por pie cuadrado de superficie exterior del tubo, usaré la siguiente relación:

$$q_o = q_s (r_s / r_o)$$

donde,

q_o = flujo de calor en BTU/hr por pie cuadrado de área exterior del tubo.

Los datos usados para calcular el espesor de aislamiento son los siguientes:

$t = 65^{\circ}\text{F}$ (18.3°C), según ASHRAE 90A-1980;

$t = 140^{\circ}\text{F}$ (60°C);

$h = 1.46 \text{ BTU/hr-pie}^2\text{-}^{\circ}\text{F}$ ($8.29 \text{ W/m}^2\text{-}^{\circ}\text{C}$)

$r = 1.438$ pulgadas (radio exterior de la tubería de 2 1/2" ced. 40); (36.52 mm)

$k = 0.27 \text{ BTU-pulg/hr-pie}^2\text{-}^{\circ}\text{F}$; ($0.039 \text{ W/m-}^{\circ}\text{C}$)

$q = 25 \text{ BTU/hr-pie}^2$. (78.88 W/m^2)

Las asunciones hechas son:

- La temperatura de la superficie interior de aislamiento igual a la del agua caliente circulando por el interior de la tubería.
- Radio interior de aislamiento igual al radio exterior del tubo.
- Coeficiente de película para aire tranquilo.
- $r_s = r_o + L$

Al sustituir los datos presentados en las ecuaciones anteriores, se obtiene un radio exterior de 2.33 pulgadas, que nos lleva a un espesor mínimo de aislamiento de 0.895 pulgadas, dato con el cual selecciono un espesor de aislamiento de 1 pulgada. (25.4 mm).

6.2.5 Tanque de Agua caliente

La capacidad de almacenamiento de agua caliente se calcula en base a los siguientes datos:

- Máxima demanda instantánea probable: 3300 gals/hr (871.8 lts/hr);
- Factor de almacenamiento: 0.60.

De donde,

Capacidad almac. (gals) = $3300 \times 0.60 = 1980 \text{ gals} \approx 2000$
gals (7570 lts).

Del cálculo anterior se puede concluir que se necesita un -
tanque de almacenamiento, con una capacidad de 2000 galones
(7570 litros).

El tanque debe ser cilíndrico, vertical u horizontal, cons

truído de lámina de acero, capaz de resistir 100 psig (6.9×10^5 Pa), con conexiones para entrada de agua de alimentación (fría y de recirculación) y salida de agua caliente, de 2 1/2" (64 mm) de diámetro, con sus respectivas válvulas; - válvula de seguridad (presión y temperatura) de 1 1/2" (38 mm) de diámetro; conexión de válvula de purga de fondo de 2 1/2" (64 mm) de diámetro, con su respectiva válvula; conexión para termómetro graduado en grados centígrados, de 0°C a 100°C. El tanque deberá ser aislado con 2" (50.4 mm) de lana de vidrio y terminado con un recubrimiento de lámina de acero de 0.5 mm. de espesor, que garantice la estanqueidad del aislamiento.

Los diagramas esquemáticos de conexión de los equipos seleccionados para el sistema total, pueden verse en las figuras 6-5 y 6-6.

La disposición del enfriador de agua, la bomba de calor y el tanque de agua caliente en el cuarto destinado para la central de aire acondicionado del hospital, también puede verse en la figura 6-7.

6.3 OBTENCION DE PUNTOS DE OPERACION

6.3.1 Enfriador de Agua

Figura 6.5

DIAGRAMA ESQUEMATICO DEL SISTEMA DE AGUA CALIENTE

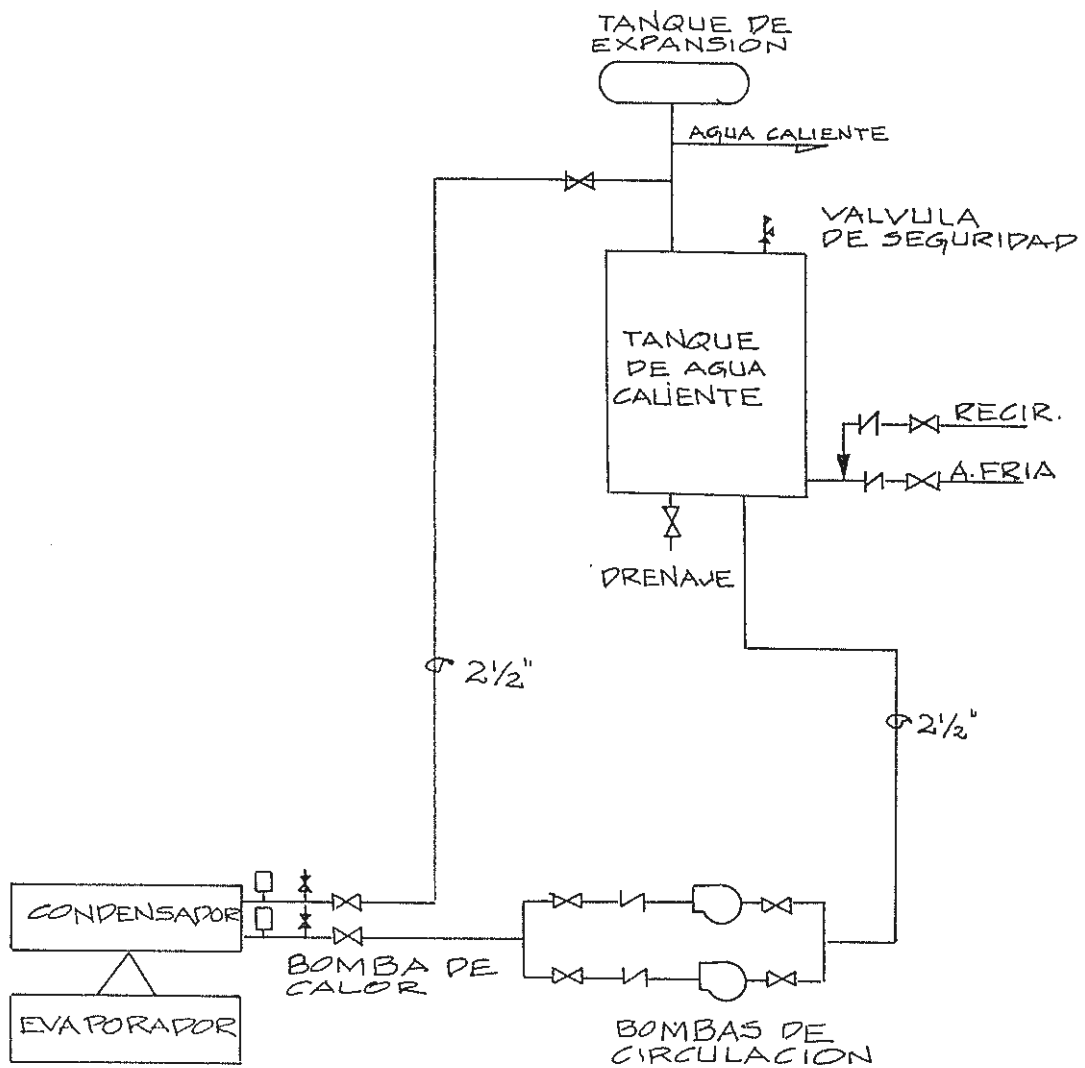


Figura 6.6
DIAGRAMA ESQUEMATICO DEL SISTEMA
DE ENFRIAMIENTO DE AGUA

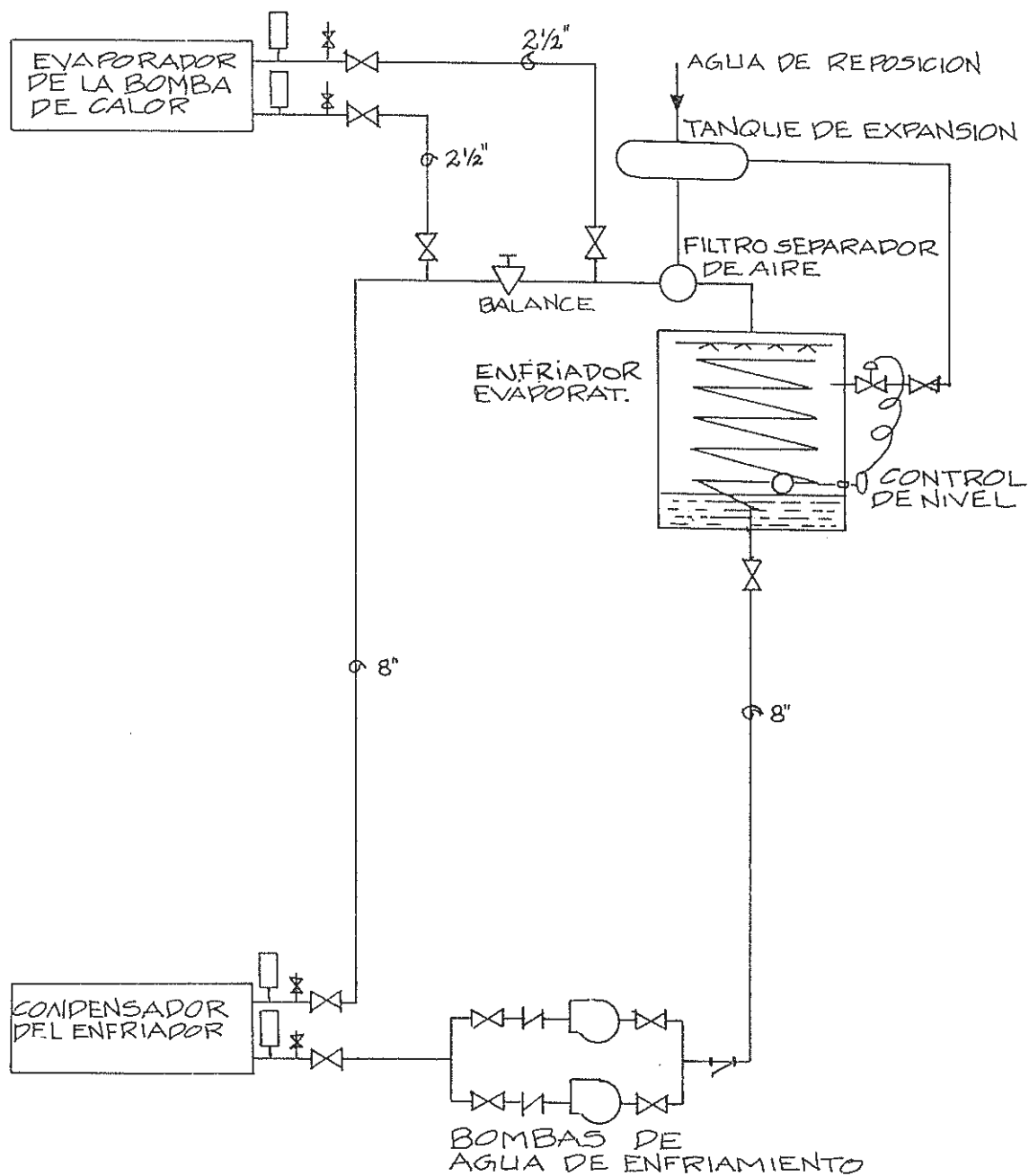
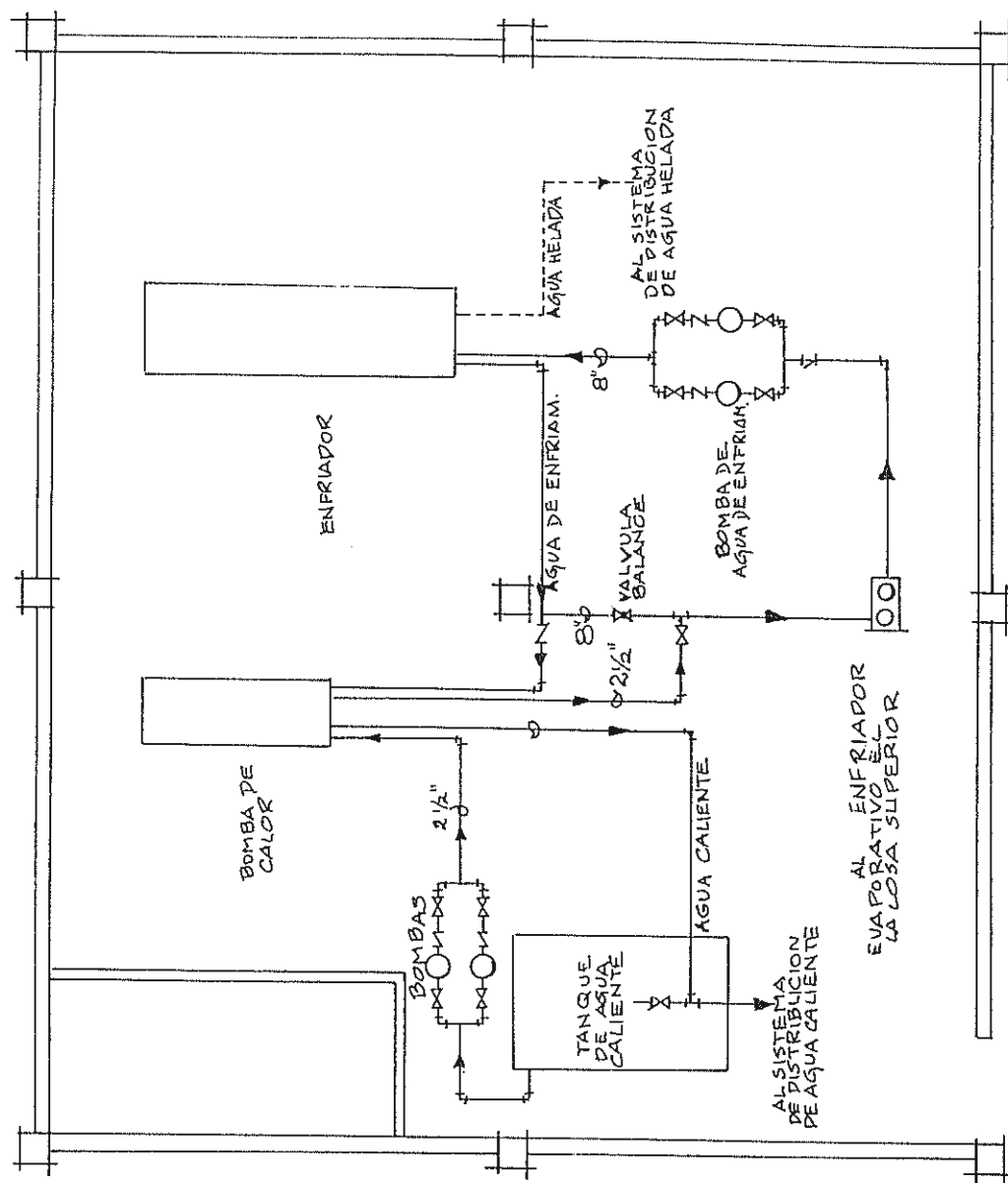


Figura 6.7

UBICACION DE EQUIPOS EN LA SALA DE MAQUINAS



La selección del enfriador de agua se hizo en base a un punto de operación correspondiente a la máxima carga de enfriamiento. Dicho punto establece los siguientes flujos y temperaturas:

Evaporador:	840 GPM, 42°F/52°F (53 lts/s, 5.56°C/11.11°C)
Condensador:	1050 GPM, 90°F/100°F (66.2 lts/s, 32.22°C/37.78°C)
Capacidad:	350 TONS.

Como la carga de enfriamiento cambia durante el día, lógicamente nuestro enfriador deberá tener tantos puntos de operación como condiciones de carga.

El enfriador seleccionado es capaz de controlar su capacidad de enfriamiento hasta un 10% de su capacidad neta, manteniendo la temperatura de salida del agua helada a $42 \pm 0.5^\circ\text{F}$. ($5.56 \pm 0.28^\circ\text{C}$)

Cuando la carga de enfriamiento es inferior al 10% de la máxima, el compresor principal del enfriador se apaga, y con él, es aconsejable que se apague la bomba de agua de la torre de enfriamiento, con el fin de ahorrar energía eléctrica, y también para mantener una adecuada separación entre el aceite y el refrigerante dentro del enfriador.

El enfriador de agua seleccionado, tiene un sistema de control con fines de protección para el equipo, cuyos puntos de ajuste y funciones, se detallan en la Tabla 6-9.

TABLA 6-9

CONTROLES DE SEGURIDAD DEL ENFRIADOR DE AGUA

CONTROL	PUNTO DE AJUSTE	FUNCION
Circuito "Guardistor"	210 °F (98.9 °C)	Detiene el motor del compresor cuando la temperatura del devanado se aproxima a límites <u>in</u> seguros.
Presión de descarga alta	150 psig (1.03x10 ⁶ Pa)	Detiene el compresor cuando la presión de descarga llega a 150 psig.
Temp. de descarga alta	230 °F (110 °C)	Detiene el compresor cuando la temperatura en la línea de <u>des</u> carga llega a 230 °F.
Presión de succión baja	26 psig (1.79x10 ⁵ Pa)	Detiene el compresor en <u>excesi</u> va caída de la presión de <u>suc</u> ción.
Presión de aceite baja	50 psig (3.45x10 ⁵ Pa)	Detiene el compresor cuando el diferencial de presión de <u>acei</u> te cae al punto de ajuste.
Temp. de aceite alta	140 °F (60 °C)	Detiene el compresor cuando la temperatura del aceite es <u>supe</u> rior a 140 °F.
Temp. de aceite baja	120 °F (Ajusta ble) (48.9 °C)	Previene la operación del <u>com</u> presor cuando la temperatura del aceite cae al punto de <u>a</u> juste.

(Cont.)

TABLA 6-9

CONTROLES DE SEGURIDAD DEL ENFRIADOR DE AGUA

CONTROL	PUNTO DE SET	FUNCION
Presión de succión baja	28-31 psig. diferencial (1.93-2.14 x 10 ⁵ Pa)	Cierra las aletas de control de capacidad y descarga el compresor a medida que la presión de succión se aproxima a niveles inseguros.
Temporizador de prelubricación	60 seg.	Prelubrica los cojinetes del compresor por un tiempo mínimo antes del arranque.
Temporizador de la bomba de aceite	1 minuto	Detiene la bomba de aceite si el compresor falla en el arranque.
Temporizador de retraso para la bomba de aceite	30 seg.	Mantiene la bomba de aceite funcionando 30 seg. después que el compresor se apaga.
Retraso de operación cíclica	15 minutos	Previene el re-arranque del compresor por 15 minutos, después de la operación anterior.
Interruptor de cierre de aletas.	30 psig diferencial (2.07x10 ⁵ Pa)	Previene el arranque del compresor a menos que las aletas de control de capacidad estén cerradas.
Detector de condiciones anormales de operación	Ajustado en fábrica	Detiene el compresor en condiciones de cabezal de presión muy alto.

FUENTE: Catálogo 960.2 de McQUAY

6.3.2 Torre de Enfriamiento

Cuando la carga de enfriamiento del hospital disminuye, el agua que sale del condensador del enfriador sale menos caliente; y, por lo tanto, tendrá menos energía que disipar - en la torre de enfriamiento. Hay diversas maneras de evitar el sobre-enfriamiento del agua del circuito de la torre, y el método usado por la torre seleccionada es mediante la operación de los motores de sus ventiladores a dos velocidades, 1800 y 900 RPM. Este tipo de control nos da tres puntos de operación de la torre: al 10, 60 y 100% de su capaacidad de enfriamiento, con los motores apagados, a media velocidad (900 RPM) y velocidad máxima (1800 RPM), respectivemente.

6.3.3 Bomba de Calor

La capacidad de calentamiento de la bomba de calor depende de la temperatura de entrada y salida del agua usada como - fuente de calor, una vez que se ha logrado una condición estable en la temperatura de salida del agua caliente.

Obtendré tres puntos de operación a partir de las curvas de . performance de la bomba de calor seleccionada, cuando la - temperatura del agua caliente generada es 140°F (60°C).

Estos puntos corresponderán con la operación del enfriador al 10, 60 y 100% de su capacidad.

La temperatura de salida del agua del condensador del enfriador de agua se calculará en base a la siguiente relación:

$$T_{\text{sal}} (^{\circ}\text{F}) = \frac{Q_{\text{cond}} (\text{MBTU}/\text{H})}{0.5 \times \text{GPM}} + T_{\text{ent}} (^{\circ}\text{F}),$$

donde:

$$Q_{\text{cond}} (\text{MBTU}/\text{H}) = Q_{\text{evap}} (\text{MBTU}/\text{H}) + \overset{\circ}{W}(\text{KW}) \times 3.413 (\text{MBTU}/\text{Kw-h})$$

$$\text{GPM} = \text{Galones por minuto (1050 GPM)}$$

$$0.500 = 8.33 \text{ lb/gal} \times 60 \text{ min/hr} \times \frac{1 \times 10^{-3} \text{ MBTU}}{\text{lb} \times ^{\circ}\text{F}}$$

$$T_{\text{ent}} = 90^{\circ}\text{F} (32.2^{\circ}\text{C}).$$

Usando datos proporcionados por el fabricante del enfriador y con la fórmula anterior, podemos resumir los cálculos hechos en la tabla 6-10.

TABLA 6-10
PUNTOS DE OPERACION DEL ENFRIADOR DE AGUA
A 10, 60 Y 100% DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO

<u>% CARGA EN FRIAMIENTO</u>	<u>TON. REFRIG.</u>	<u>KW COMPRESOR</u>	<u>Q_{cond.} (MBTU/H)</u>	<u>T_{sal} Cond. (°F)</u>
10	35	21.7	494.1	90.94
60	210	121.8	2935.7	95.60
100	350	276.8	5144.7	99.80

Si el flujo de agua desviado hacia la bomba de calor es 50 GPM, entrando a las temperaturas calculadas de 90.94, 95.60 y 99.80°F, entonces es posible determinar tres puntos de operación que nos darán tres capacidades de calentamiento de la bomba de calor.

En la figura 6-8 se encuentran dibujadas las curvas de performance de la bomba de calor seleccionada cuando ésta genera agua caliente a 140°F (60°C). Las rectas de pendiente negativa representan el proceso de enfriamiento de la fuente de calor a las tres temperaturas obtenidas. La intersección de cada una de estas rectas con la curva de enfriamiento de la bomba de calor, nos da los puntos de operación en las tres condiciones de carga de aire acondicionado y que están presentados en la tabla 6.11.

Figura 6.8

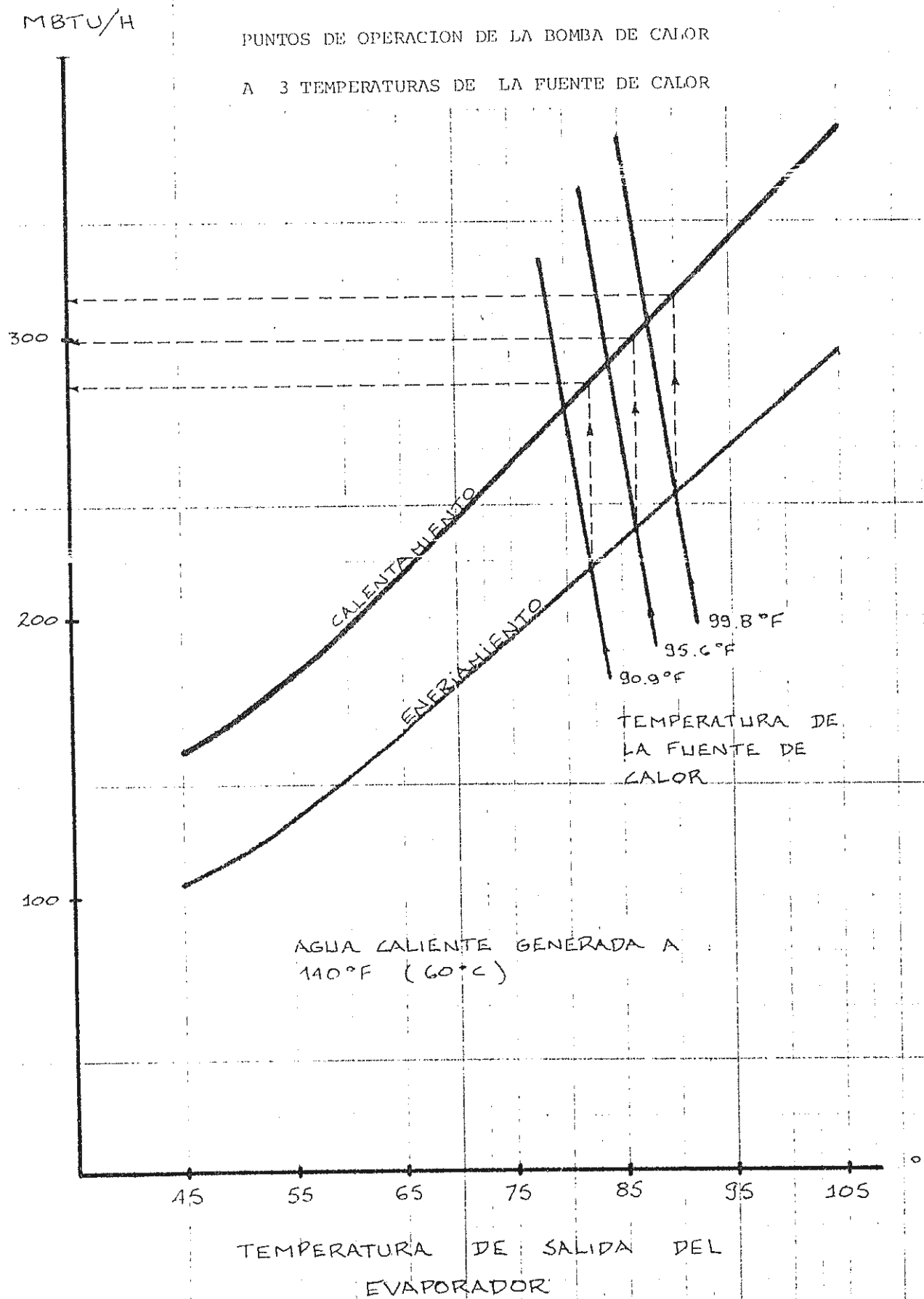


TABLA 6-11
PUNTOS DE OPERACION DE LA BOMBA DE CALOR
A 10, 60 Y 100% DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO

<u>% CARGA EN ENFRIAMIENTO</u>	<u>T.ENT. EVAP. (°F)</u>	<u>T.SAL. EVAP. (°F)</u>	<u>CAPAC. ENFRIAM. (MBTU/H)</u>	<u>CAPAC. CALENT. (MBTU/H)</u>	<u>GPM CALENTADOS DE 130 A 140°F (GAL/MIN.)</u>
10	90.94	82.2	217	283	56.6
60	95.60	86.3	232	300	60.0
100	99.80	90.0	244	314	62.8

Cabe anotar que la bomba de calor tendrá incontables puntos de operación, pues en su funcionamiento influyen un gran número de variables; sin embargo, lo importante del análisis hecho es que una vez obtenido el estado estable, la bomba de calor será capaz de satisfacer la demanda de agua caliente del hospital, sin importar las condiciones de carga de enfriamiento impuestas al enfriador de agua del sistema central de aire acondicionado.

Cuando dicho enfriador se apague debido a que la carga de aire acondicionado sea inferior a 35 toneladas de refrigeración, la bomba de calor también deberá apagarse y los requerimientos de agua caliente del hospital se satisfecerán gracias al tanque de almacenamiento de agua caliente.

C A P I T U L O 7

ANALISIS ECONOMICO DEL SISTEMA RECUPERADOR DE CALOR Y COMPARACION CON UN SISTEMA CONVENCIONAL DE CALENTAMIENTO DE AGUA

Un sistema diseñado en base a ingeniería debe ser económicamente satisfactorio. La evaluación económica es difícil de calcular, debido a la complejidad que rodea a la administración efectiva del dinero y a la dificultad inherente de predecir los costos de operación y mantenimiento en el futuro. El valor del dinero y las políticas económicas de un país pueden afectar seriamente la decisión ingenieril.

Aunque haya factores intangibles que puedan afectar la decisión final, la alternativa normal a escoger es la que tenga el menor costo total.

El costo total se divide en dos categorías; los costos de inversión iniciales y los costos de operación.

Este capítulo hará un análisis económico que comparará el sistema de calentamiento de agua propuesto en esta tesis con un sistema convencional que use un intercambiador de calor vapor-agua, con vapor procedente de una caldera que funcione con diesel como combustible.

7.1 COSTO INICIAL.- EQUIPO E INSTALACION

Antes de entrar en el análisis del costo inicial, es necesario seleccionar el equipo tipo convencional, con el cual se comparará la bomba de calor industrial.

7.1.1 Selección del Sistema Convencional

Con el fin de hacer una mejor comparación económica, he seleccionado un intercambiador de calor de tubo y carcasa, con haz de tubos en U renovable, vapor en la carcasa, agua en los tubos, equipado con soportes para montaje.

El intercambiador será capaz de calentar 60 GPM (3.785 l/s) de agua desde 130°F (54.4°C) hasta 140°F (60°C) con vapor a 50 psig (3.45×10^5 Pa).

Las características técnicas del intercambiador seleccionado son:

- Máxima velocidad en los tubos, 7.5 pies/s (2.29 m/s).
- Máxima caída de presión: 1 pie de agua (30.48 cm.).
- Mínimo factor de incrustación: $0.002 \frac{\text{pie-F-h}}{\text{BTU}}$ ($0.4 \frac{\text{m}^2-\text{°C}}{\text{KW}}$)

- Mínimo diámetro de la carcasa: 6 pulg (15.24 cm).
- Máxima longitud de los tubos: 2.4 pies (73.15 cm).
- Mínima superficie de los tubos: 8 pie² (0.74 m²).
- Diámetro exterior de los tubos: 3/4 pulg (19 mm).
- Número de pasos: 2

La carcasa, los cabezales, espejos y soportes de tubos son de acero, y los tubos son de cobre.

Aunque en un hospital los requerimientos de vapor corresponden a varios tipos de servicios, tales como: esterilización, suministro a lavachatas, etc., consideré únicamente la generación de vapor que sería necesaria para el sistema de agua caliente, con el único fin de poder establecer una comparación más real desde el punto de vista económico.

La demanda de vapor para el sistema convencional de agua caliente puede ser abastecida por un caldero de 10 BHP, cuya capacidad de generación es 345 lb/h (157 Kg/h) de vapor a 212°F (100°C) y cuya salida de calor es de 335000 Btu/h (98.15 Kw). La presión máxima de vapor es de 125 Psig (8.625 x 10⁵ Pa) y la mínima 15 psig (1.035 x 10⁵ Pa). El

caldero trabajará con diesel y el sistema de control automático funcionará con 220 V, 1 fase.

7.1.2 Costo Inicial

La tabla 7-1 resume el costo inicial de compra e importación considerando para ambos casos un 20% de impuesto ad-valorem sobre el valor CIF. La tabla 7-2 presenta el costo total inicial incluyendo compra y montaje de ambos sistemas. La instalación de tubería fue calculada a 300 sucres por Kg, - el cual incluye materiales y mano de obra; la hora-hombre - se calculó a 79.50 sucres por hora, según aplicación al Registro Oficial No. 779 de Febrero de 1984, para trabajos - res de la construcción, categoría 3. En el cálculo se incluyeron todos los beneficios contemplados por la ley.

En la tabla 7-2 se excluyen los costos comunes y aproximadamente iguales para ambas alternativas como son: la tubería de agua caliente entre el equipo y el tanque, la instrumentación necesaria, el tanque de almacenamiento y las bombas de circulación de agua caliente entre el tanque y el equipo.

Los costos de materiales como tubería, aislamiento, líneas eléctricas, etc., se calcularon en base a precios del mercado local, e incluyen mano de obra.

TABLA 7-1

GASTOS DE COMPRA E IMPORTACION

BOMBA DE CALOR		SISTEMA CONVENCIONAL	
Bomba de Calor	9476.00 dólares (FOB)	Intercambiador Calor	888.50 dólares (FOB)
		Caldera 10 BHP	7477.50 " (FOB)
Aprox. flete 10%	<u>947.60 dólares</u>	Aprox. flete 10%	<u>8366.00 dólares (FOB)</u>
	10423.60 dólares (C&F)		<u>836.60 dólares</u>
1% Seguro	<u>104.24 "</u>	1% Seguro	<u>9202.60 dólares (C&F)</u>
	10527.84 dólares (CIF)		<u>92.03 dólares</u>
Cambio a S/.86.5 por dólar		Cambio a S/.86.5 por dólar	<u>9294.63 dólares (CIF)</u>
20% Arancel	910657.81 sucres	20% Arancel	803985.50 sucres
8% Estab. Monet.	182131.56 "	8% Estab. Monet.	160797.10 "
1% Tasas Servicio	72852.63 "	1% Tasas Servicio	64318.84 "
	<u>9106.58 "</u>		<u>8039.86 "</u>
	1174748.58 sucres		1037141.30 sucres
6% Trans. Merc.	<u>70484.91 "</u>	6% Trans. Merc.	<u>62228.48 "</u>
	1245233.50 sucres		1099369.78 sucres
Gastos desaduanización y transporte a la obra	<u>20000.00 "</u>	Gastos desaduanización y transporte a la obra	<u>25000.00 "</u>
	1265233.50 sucres		1124369.78 sucres

TABLA 7-2

COSTO INICIAL TOTAL

Bomba de Calor	1265233.50	Caldero e Intercambiador	1124369.78
Instalación (16 horas-hombre)	1272.00	Instalación (32 horas-hombre)	2544.00
Línea eléctrica	3300.00	Línea de vapor 1 1/2", 12 m.	14580.00
Línea de agua fuente de calor 2 1/2", 12 m.	31068.00	Línea de condensado, 1", 6 m.	4500.00
Válvula mariposa 8"	32000.00	Aislam. línea vapor 1 1/2"	10800.00
	<u>1332873.50</u>		<u>1156793.78</u>

DIFERENCIA: 1332873.50 - 1156793.78

= 176079.72 SUQUES

7.2 COSTO OPERACIONAL

Los costos de operación son los que resultan del funcionamiento - del sistema, siendo los más importantes: energía eléctrica, combustibles, agua, vapor y servicio de mantenimiento.

En esta sección calcularé los principales costos operacionales - que resultarían en el primer año de operación, tomando como datos precios vigentes para el mes de Noviembre de 1984.

El análisis económico-ingenieril para varios años se desarrollará en la sección 7.3 de este capítulo.

7.2.1 Energía y Combustibles

Para poder estimar el costo por energía eléctrica y combustibles, consideraré la demanda promedio diaria calculada en - el capítulo 4, que es de 2208 galones (8357.3 lts), la cual representa una carga térmica de 1103.5 MBTU/día (323.3 Kw/día), o 402798.8 MBTU/año (118019 Kw/año), calculando 365 días al año.

Para poder establecer los costos se usaron los siguientes - datos:

- Costo de la energía eléctrica: S/. 2.73/Kw-h
- Costo del diesel: S/.21.00/gal
- Poder calorífico del diesel: 138000 BTU/gal
(38465 KJ/litro)
- Eficiencia térmica del caldero: 0.80
- Eficiencia de distribución de vapor: 0.875
- Eficiencia térmica del interc. de calor: 0.90
- Eficiencia térmica global: 0.63
- COP de la bomba de calor: 4.05
- Capacidad de la bomba de calor (estado estable): 300 MBTU/h
(87.90 Kw)

El costo por hora del consumo de energía eléctrica de la bom
ba de calor estará dado por la relación:

$$\frac{\text{Sucres}}{\text{hora}} = \frac{\text{Capacidad (MBTU/h)} \times \text{S}/\text{.}/\text{Kw-h}}{\text{COP} \times 3.413 \text{ MBTU/Kw-h}}$$

$$\frac{\text{Sucres}}{\text{Hora}} = \frac{300 \times 2.73}{4.05 \times 3.413} = 59.25 \text{ S}/\text{.}/\text{hora}$$

El costo por hora para el sistema convencional estará dado por la relación:

$$\frac{\text{Suces}}{\text{Hora}} = \frac{\text{Capacidad (MBTU/h)} \times \text{S./gal}}{138 \text{ MBTU/gal} \times 0.63}$$

$$\frac{\text{Suces}}{\text{Hora}} = \frac{300 \times 21}{138 \times 0.63} = 72.46 \text{ S./hora}$$

El costo de energía eléctrica consumida por la bomba de calor durante el primer año de operación será:

$$402798.8 \frac{\text{MBTU}}{\text{año}} \times \frac{\text{hora}}{300 \text{ MBTU}} \times \frac{\text{S/}.59.25}{\text{hora}} = \text{S/}. 79552.8$$

El costo de diesel quemado durante el primer año de operación del sistema convencional será:

$$402798.8 \frac{\text{MBTU}}{\text{año}} \times \frac{\text{hora}}{300 \text{ MBTU}} \times \frac{\text{S/}.72.46}{\text{hora}} = \text{S/}. 97289.3$$

7.2.2 Mantenimiento

Para este caso, he asumido que los gastos de mantenimiento son iguales para ambas alternativas, ya que en un caso tenemos el mantenimiento de la bomba de calor, que es muy parecido al de un enfriador de agua usado en aire acondicionado y que consiste en el chequeo periódico de temperaturas, pre

siones, amperaje de los motores, lubricación y detección de fugas de refrigerante; también es necesario mantener limpias las superficies de transferencia de calor, tanto en el evaporador como en el condensador.

En el sistema convencional de calentamiento, es necesario - considerar el mantenimiento de la caldera con todos sus componentes, como son: bombas, quemador, purgas, controles, - instrumentación y superficie de transferencia de calor; y también el servicio que debe darse al intercambiador de calor, que consiste en la limpieza periódica de los tubos, para eliminar las incrustaciones.

Debido a que todo hospital debe tener un departamento de - mantenimiento de todas sus instalaciones, el trabajo necesario para el mantenimiento del sistema de agua caliente, es aproximadamente el mismo para ambas alternativas.

7.3 ANÁLISIS DEL COSTO-BENEFICIO DEL SISTEMA RECUPERADOR DE CALOR

Existen varios métodos usados para hacer un análisis económico evaluativo a proyectos de Ingeniería en general, de los cuales los más importantes son: el del valor presente, el del costo anual, el de la tasa de retorno y el del costo-beneficio.

El método a usarse depende del caso de estudio, y del criterio -

del ingeniero; sin embargo, por lo general, todos ellos nos llevan a la misma alternativa, la que represente el menor costo total.

El método del Costo-Beneficio establece una relación entre los beneficios y los costos de diferentes alternativas para un proyecto, tomando en cuenta el valor del dinero con el tiempo.

A continuación serán explicados los datos y relaciones necesarios para hacer el análisis económico; sin embargo, si el lector tuviese alguna duda o quisiera profundizar más sobre el tema, sería necesario que consultase un libro sobre evaluación de proyectos o ingeniería económica.

7.3.1 Datos Necesarios para Hacer el Análisis Económico

Años de Análisis

El número de años de análisis depende principalmente de la confiabilidad de los datos usados y de las proyecciones futuras sobre diversos costos como electricidad, combustibles, etc.

Debido a que actualmente nuestro país, y en general Latinoamérica, tiene una situación económica muy inestable y cambiante, que depende principalmente de decisiones políticas, no

es posible hacer un análisis a largo plazo, razón por la cual haré el presente estudio para cinco años de análisis.

Costo de la Electricidad y Porcentaje de Aumento Anual

La tarifa eléctrica promedio para abonados al servicio industrial con demanda facturable de 10 Kw a 2000 Kw durante el año de 1984 es de S/.2.48/Kw-h, sin contar el 10% de recargo por electrificación rural.

Las tarifas eléctricas en general, han venido incrementándose en un 2% mensual, equivalente a un 26.82% anual.

Según un estudio hecho por el DOSNI de INECEL en 1984, se prevee que este incremento deberá seguir hasta el año de 1987, y que después de este año las tarifas se incrementarían en un 10% anual.

Basándome en los datos anteriores, la tabla 7-3 presenta las tarifas promedio esperadas hasta el año de 1989, para los abonados del sector industrial, en donde está incluido el recargo del 10% por electrificación rural.

TABLA 7-3

TARIFA PROMEDIO ESPERADA PARA EL SECTOR INDUSTRIAL

<u>AÑO</u>	<u>TARIFA PROMEDIO ESPERADA (SUCRES/KW/H)</u>
1984	2.73
1985	3.51
1986	4.39
1987	5.56
1988	6.73
1989	8.14

Costo de Instalación

Este costo fue calculado en el numeral 7.1 e incluye la compra y el montaje de ambos sistemas.

Bomba de Calor

S/.1332873.50

Sistema Convencional

S/.1156793.78

Costo de Capital

Representa el valor del dinero con el tiempo y en base a él se establece la tasa mínima de retorno a la inversión, que deberá ser mayor o igual al costo del capital, dependiendo de los riesgos de la inversión.

Para el presente estudio consideraré un 23% como costo de capital, en base al interés a plazo fijo que dan los bancos en cuentas de ahorro; de esta manera, el retorno a la inversión deberá ser mayor al 23%, como condición para que una inversión sea rentable en el país.

Costo del Diesel y Porcentaje de Aumento Anual

La última modificación del gobierno anterior con respecto a los precios de los derivados del petróleo, consistió en fijar un alza gradual en el precio del diesel, que se detuvo en S/.21.0 por galón.

Según la Ley de Hidrocarburos reformada, los precios de los combustibles sólo podrán ser alterados si existe modificación en los costos de producción. En teoría, por lo tanto, cada año debería haber un aumento de precios, pues los costos de producción siempre suben.

Por otro lado, en los últimos años, la demanda del diesel ha sido mayor que la oferta, razón por la cual el país se ha visto en la obligación de importar diesel a precios internacionales, lo cual aumenta el precio ponderado del diesel.

Según estadísticas hechas por el Ministerio de Recursos Naturales y Energéticos, el costo de producción local del die

sel a nivel de distribuidor es de 25.33 sucres por galón, y el del diesel importado de 67.98 sucres por galón.

Considerando las cantidades de diesel producido e importado, se llega a un precio promedio ponderado de 33.11 sucres por galón, siendo éste el precio que deberíamos pagar los ecuatorianos por el diesel, sin causarle perjuicios al Estado.

Para el presente estudio partiré del precio actual de 21 su cres por galón para 1984, 33 sucres por galón para 1985 y en adelante un aumento del 25% anual, que representa aproximadamente el aumento anual de los costos de producción.

En la tabla 7-4 están los precios esperados para el diesel hasta el año 1989.

TABLA 7-4

PRECIOS ESPERADOS PARA EL DIESEL

<u>AÑO</u>	<u>PRECIO AL CONSUMIDOR (SUCRES POR GALON)</u>
1984	21.00
1985	33.00
1986	41.25
1987	51.56
1988	64.45
1989	80.56

Coeficiente de Performance de la Bomba de Calor

Consideraré un COP = 4.05, que es el correspondiente a la operación en estado estable.

Eficiencia Térmica Global del Sistema Convencional

$$\eta_t = 0.80 \times 0.875 \times 0.9 = 0.63$$

donde 0.80 es la eficiencia térmica de la caldera, 0.875 la eficiencia térmica de distribución de vapor y 0.90 la eficiencia térmica del intercambiador de calor.

Capacidad del Sistema

$Q = 300$ MBTU/hora para ambos sistemas.

7.3.2 Parámetros Calculados en el Análisis Económico

Ahorros de Energía

De acuerdo al procedimiento presentado en el numeral 7.2.1 para calcular el costo por hora de los dos sistemas en estudio, y considerando los precios de energía eléctrica y diesel proyectados, la tabla 7-5 presenta los costos por hora de cada sistema, el ahorro por hora de la bomba de calor - con relación al sistema convencional, y el ahorro total anual que se obtendría.

TABLA 7-5

AHORRO EN COSTOS DE ENERGIA

<u>AÑO</u>	<u>COSTO HORA BOMBA CALOR (SUCRES/H)</u>	<u>COSTO HORA SIST. CONV. (SUCRES/H)</u>	<u>AHORRO HORA (SUCRES/H)</u>	<u>AHORRO ANUAL TOTAL (SUCRES)</u>
1984	59.25	72.46	13.21	17736.57
1985	76.18	113.87	37.69	50604.96
1986	95.28	142.34	47.06	63185.71
1987	120.67	177.92	57.25	76867.44
1988	146.06	222.39	76.33	102485.44
1989	176.67	277.98	101.31	136025.15

Valor Presente de los Ahorros de Energía

El valor presente de una cantidad cualquiera futura, se calcula mediante la relación:

$$\text{Valor presente} = \frac{\text{Valor futuro}}{(1 + c)^i}$$

donde:

c = % costo de capital

i = año de análisis

La tabla 7-6 nos da el valor presente de los ahorros de energía calculados anteriormente, con un 23% de costo de capital

pital.

TABLA 7-6
VALOR PRESENTE DE LOS AHORROS DE ENERGIA

<u>AÑO</u>	<u>AHORRO ANUAL (SUCRES)</u>	<u>VALOR PRESENTE DEL AHORRO (SUCRES)</u>
1984	17736.57	14419.98
1985	50604.96	33448.98
1986	63185.71	33954.98
1987	76867.44	33583.19
1988	102485.44	36402.95
1989	136025.15	39281.54

Período de Pago

El período de pago es el número de años requeridos para - que el valor presente de los ahorros o beneficios sea equivalente a la diferencia del costo inicial entre las dos al ternativas.

Para nuestro caso de estudio, en un período de cinco años se obtiene un beneficio en términos de ahorro en costos de energía (diesel contra electricidad) de 151810.08 sucres, - ya convertidos a valor presente; mientras que la diferencia entre los costos iniciales de ambas alternativas es de - 176079.72 sucres. Por lo tanto, en cinco años no se igua-

lan beneficios con diferencia de costos, pero en un año más, los beneficios sumarían 191091.62 sucres, superando la diferencia de costos.

En conclusión, nuestro período de pago es de seis años, - siempre y cuando se mantengan las hipótesis presentadas sobre aumentos de precios del diesel y de la energía eléctrica.

Relación Costo-Beneficio

El análisis del costo-beneficio establece que un sistema es rentable sobre otro cuando la relación beneficio sobre costo es mayor que 1. En esta relación, los beneficios deben ser puestos en su valor presente.

En un análisis de cinco años, la relación de beneficio sobre costo es 0.86, mientras que en un período de seis años dicha relación es 1.09.

Estas cifras nos indican que nuestro sistema recuperador de calor se vuelve rentable durante el sexto año de uso; es decir, que los ahorros que representa el sistema propuesto pagarían la inversión inicial durante los seis primeros años de operación, y en adelante el sistema propuesto empezaría a dar verdaderos beneficios en términos de dinero como ahorro energético.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

1. La adecuada zonificación de las unidades manejadoras de aire y una buena filtración de acuerdo al área del hospital, permiten usar aire recirculado mezclado con aire exterior, ahorrándose mucha energía en comparación con sistemas 100% aire exterior, sin afectar la calidad y la pureza del aire dentro del hospital. Sin embargo, este sistema requiere un diseño muy cuidadoso de la ubicación de las tomas de aire fresco, de manera que estén lo suficientemente alejadas de salidas de aire contaminado y de humos. También es muy importante el mantenimiento adecuado de las unidades manejadoras de aire y el reemplazo periódico de los filtros de aire.
2. Desde un punto de vista energético, la eficiencia del sistema propuesto (bomba de calor) es del 400% según puede verse en la figura 7-1; es decir que, por cada unidad de energía eléctrica consumida, toma 3 unidades de calor rechazado por el sistema de aire acondicionado central y entrega en total 4 unidades de energía térmica al agua que circula por el condensador de la bomba de calor (sistema de agua caliente).

Por otro lado, el sistema convencional, según puede verse en la fi

gura 7-2, tiene una eficiencia energética que es del 63%, considerando un 30% de pérdidas en la caldera y en el sistema de distribución de vapor, y el 7% restante en el intercambiador de calor.

Por lo tanto, mientras el sistema propuesto (bomba de calor) tiende a aprovechar toda la energía que le llega, el sistema convencional tiende a generar pérdidas que se traducen en una disminución - de la eficiencia energética.

Fig. 8.1 EFICIENCIA DEL SISTEMA RECUPERADOR DE CALOR

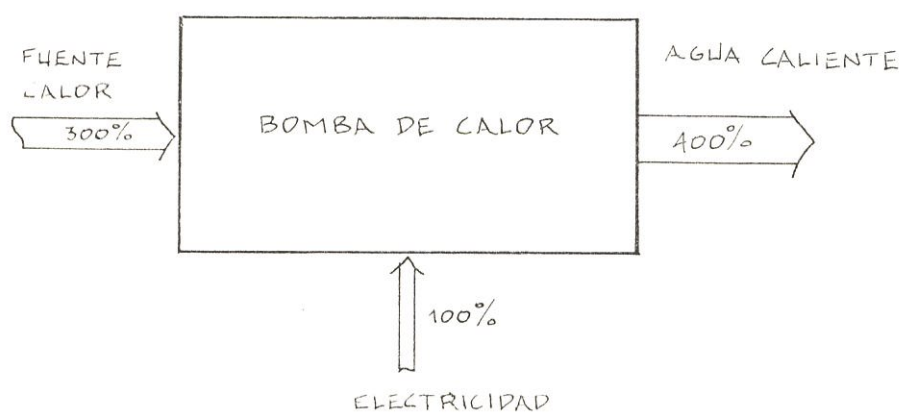
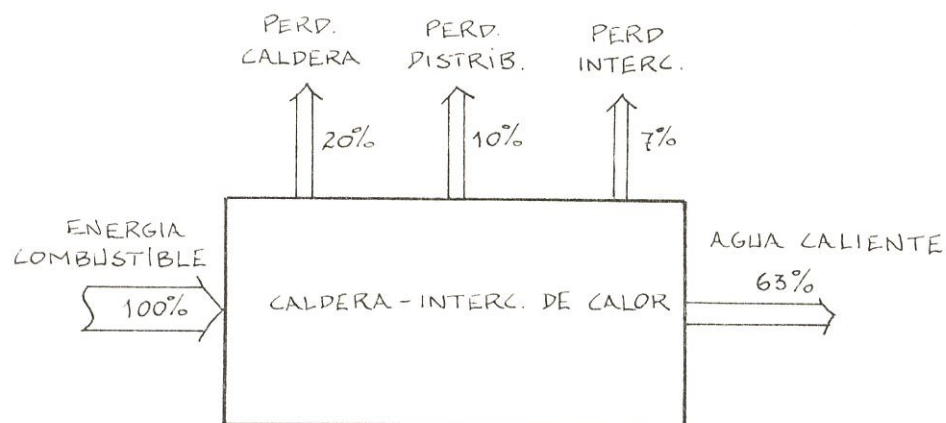


Fig. 8.2 EFICIENCIA DEL SISTEMA CONVENCIONAL



3. El sistema propuesto ahorra el consumo anual de 4633 galones de diesel, equivalentes a 110 barriles de petróleo, que representarían 3080 dólares anuales que entrarían al país en términos de exportación de crudo.

Aunque la cifra no es muy grande, pensando en el gran número de empresas industriales que podrían implementar el uso de bombas de calor, se alcanzaría tal vez un ahorro de diesel 1000 veces mayor, lo cual sí es significativo.

También pensemos que un día el Ecuador dejará de ser exportador de petróleo, y entonces el ahorro de cualquier combustible derivado de él será de vital importancia para el país.

4. El uso de bombas de calor que utilicen refrigerantes del grupo 1 - (R-11, R-12, R-22, R-500, R-114) para calentar agua, es totalmente seguro con respecto a la posible contaminación del agua calentada. Esto se debe a que:

- Estos refrigerantes son prácticamente insolubles en agua.
- Hay un incremento mínimo de la tasa de formación de ácidos hidrofluóricos en la reacción con el agua.
- Los gases y vapores de estos refrigerantes no son más tóxicos - que el bióxido de carbono y además no se inflaman.

En adición a lo anterior, para los seres humanos, la toxicidad de los vapores de estos refrigerantes es mínima, y aunque estos vapores desplazan al oxígeno, lo cual podría causar asfixia, generalmente la carga de refrigerante no es tan grande como para originar este tipo de problema.

Finalmente, el refrigerante 12 es usado en otros países para producir congelamiento de alimentos por contacto directo, lo cual demuestra las cualidades no tóxicas de este refrigerante.

5. El uso de bombas de calor operadas por compresores movidos por electricidad no contribuye a la contaminación atmosférica, a diferencia del uso de sistemas convencionales que consumen combustibles, los cuales generan gases de escape que sí contaminan el aire.
6. Cuando la fuente de calor es el agua de enfriamiento de un sistema de aire acondicionado, es muy importante estudiar si bajo la mínima carga de aire acondicionado, el calor a rechazarse es suficiente para satisfacer la demanda de la bomba de calor, ya que de lo contrario sería necesario tener un calentador de emergencia, acoplado en serie con el circuito de agua caliente.
7. A pesar de todas las ventajas que nos ofrece el sistema recuperador de calor, el análisis económico presentado nos da un período de pago de seis años, lo cual puede parecer un tiempo un poco largo para recuperar la diferencia de costos iniciales en términos

de ahorro de diesel. Sin embargo, si por ejemplo fuera posible la exoneración del impuesto ad-valorem, debido a que se trata de la importación de un equipo de conservación energética, y se mantienen las hipótesis presentadas, el costo inicial del sistema propuesto sería incluso menor que el del sistema convencional, y por lo tanto la mejor alternativa bajo todo punto de vista sería la de implementar el sistema de agua caliente con la bomba de calor.

RECOMENDACIONES

1. Con el fin de ahorrar energía eléctrica consumida por el sistema de aire acondicionado, es recomendable tratar de disminuir la ganancia solar a través de ventanas, mediante el uso de cortinas interiores y también arborizando los patios del hospital.
2. Con respecto al uso de bombas de calor en el sector industrial, la mejor aplicación de ellas es en procesos de fabricación que requieran simultáneamente enfriamiento y calentamiento de fluidos, de tal manera que la bomba de calor proporcione utilidad tanto en su evaporador como en su condensador.

La industria alimenticia puede beneficiarse mucho con el uso de bombas de calor.

3. Otra importante aplicación de la bomba de calor que podría ser investigada, es su uso junto con un colector solar; es decir que la

fuelle de calor de la bomba sería agua calentada en un colector solar, de tal manera de poder amplificar su temperatura a nivel del condensador y obtener agua caliente a temperaturas entre los 80°C y los 100°C.

A P E N D I C E S

APENDICE A

TABLA A-1

PROPIEDADES TERMICAS DE MATERIALES USADOS EN CONSTRUCCION

DESCRIPCION	ESPESOR Y PROPIEDADES TERMICAS				
	x	k	p	c	R
Resistencia fílmica ext.					0.333
Ladrillo de Acabado (4")	0.333	0.75	130	0.22	0.444
Resistencia de un Espacio de aire					0.91
Bloque de Concreto Liviano (4")	0.333	0.22	38.0	0.20	1.51
Bloque de Concreto Pesado (4")	0.333	0.47	61.0	0.20	0.71
Ladrillo Común (4")	0.333	0.42	120	0.20	0.79
Concreto Pesado (4")	0.333	1.0	140	0.20	0.333
Bloque de Concreto Liviano (8")	0.667	0.33	38.0	0.20	2.02
Bloque de Concreto Pesado (8")	0.667	0.60	61.0	0.20	1.11
Ladrillo Común (8")	0.667	0.42	120	0.20	1.59
Concreto Pesado (8")	0.667	1.0	140	0.20	0.667
Concreto Pesado (12")	1.0	1.0	140	0.20	1.00
Concreto Pesado (6")	0.50	1.0	140	0.20	0.50
Concreto Liviano (4")	0.333	0.1	40	0.20	3.33
Concreto Liviano (6")	0.50	0.1	40	0.20	5.0
Concreto Liviano (8")	0.667	0.1	40	0.20	6.67
Resistencia Fílmica Interior					0.685
Enlucido (0.75")	0.0625	0.42	100	0.20	0.149
Espacio de Aire en un Tumbado					1.0
Tumbado Acústico	0.0625	0.035	30	0.20	1.786

NOTA: Unidades: $x = \text{pie}$; $k = \text{BTU/h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$; $p = \text{lb/pie}^3$;

$c = \text{BTU/lb-}^\circ\text{F}$; $R = \text{h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F/BTU}$

FUENTE: ASHRAE Handbook of Fundamentals, 1977

TABLA A-2

DIFERENCIA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE PARA TECHOS PLANOSVALIDAS PARA:

- TECHOS DE COLOR OSCURO
- TEMPERATURA INTERIOR DE DISEÑO DE 75°F
- 21 DE DICIEMBRE
- TEMPERATURA EXTERIOR DE DISEÑO DE 92°F
- 20 GRADOS DE RANGO DIARIO
- 2.19 GRADOS DE LATITUD SUR

TECHO U NO.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
TIEMPO SOLAR, HR																								
SIN TUMBAO SUSPENDIDO																								
1	.213	22	22	21	21	21	24	33	43	52	57	59	60	58	52	42	33	26	25	24	24	23	23	22
2	.17	18	17	17	17	17	19	26	34	41	46	47	48	46	41	34	26	21	20	20	19	19	18	18
3	.213	22	22	22	21	21	24	33	43	52	57	59	60	58	52	42	33	26	25	24	24	23	23	22
4	.266	21	21	21	21	21	23	32	41	50	56	57	58	56	50	41	32	25	24	24	23	22	22	22
5	.109	11	11	11	11	11	12	17	22	27	29	30	30	30	26	22	17	13	13	13	12	12	12	11
6	.156	16	16	16	16	16	16	24	32	38	43	43	44	43	38	31	24	19	19	18	18	17	17	17
7	.13	13	13	13	13	13	13	15	20	26	32	35	36	36	35	32	26	20	16	15	15	15	14	14
8	.126	13	13	13	13	13	13	14	19	25	31	34	35	35	34	31	25	19	16	15	14	14	14	13
9	.2	21	20	20	20	20	20	23	31	40	49	54	55	56	55	49	40	31	25	24	23	22	22	21
10	.093	10	10	9	9	9	9	11	14	19	23	25	26	26	25	23	19	14	11	11	11	10	10	10
11	.106	11	11	11	11	11	11	12	16	21	26	29	29	30	29	26	21	16	13	13	12	12	11	11
12	.192	20	20	19	19	19	19	22	29	39	47	52	53	54	52	47	38	30	24	23	22	21	21	20
13	.106	11	11	11	11	11	11	12	16	21	26	29	29	30	29	26	21	16	13	13	12	12	11	11
CON TUMBAO SUSPENDIDO																								
1	.134	14	14	14	13	13	13	15	21	27	33	36	37	37	37	33	27	21	17	16	15	15	15	14
2	.115	12	12	12	12	12	12	13	18	23	28	31	32	32	31	28	23	18	14	14	13	13	13	12
3	.134	14	14	14	13	13	13	15	21	27	33	36	37	37	37	33	27	21	17	16	15	15	15	14
4	.131	14	13	13	13	13	13	15	20	26	32	35	36	37	36	32	26	20	16	16	15	15	14	14
5	.083	9	8	8	8	8	8	9	13	17	20	22	23	23	23	20	17	13	10	10	10	9	9	9
6	.109	11	11	11	11	11	11	12	17	22	27	29	30	30	30	26	22	17	13	13	13	12	12	11
7	.096	10	10	10	10	10	10	11	15	19	23	26	26	27	26	23	19	15	12	11	11	11	10	10
8	.093	10	10	9	9	9	9	11	14	19	23	25	26	26	25	23	19	14	11	11	11	10	10	10
9	.128	13	13	13	13	13	13	14	20	26	31	35	35	36	35	31	26	20	16	15	15	14	14	13
10	.072	7	7	7	7	7	7	8	11	14	18	19	20	20	20	17	14	11	9	9	8	8	8	8
11	.082	8	8	8	8	8	8	9	13	16	20	22	23	23	22	20	16	13	10	10	9	9	9	9
12	.125	13	13	13	13	13	13	14	19	25	30	34	34	35	34	30	25	19	15	15	14	14	14	13
13	.082	8	8	8	8	8	8	9	13	16	20	22	23	23	22	20	16	13	10	10	9	9	9	9

FUENTE: Tesis del Ing. G. Acosta, 1982

TABLA A-3

DIFERENCIA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE PARA PAREDES

VALIDAS PARA:

- PAREDES DE COLOR OSCURO
- TEMPERATURA EXTERIOR DE DISEÑO DE 92°F
- TEMPERATURA INTERIOR DE DISEÑO DE 75°F
- 20 GRADOS DE RANGO DIARIO
- 21 DE DICIEMBRE
- 2.19 GRADOS LATITUD SUR

POSICION SOLAR	TIEMPO SOLAR, HR																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
PARED # 1 PESO = 130 LB U = .154 BTU/HR-FT2-F																								
N	16	16	15	15	15	15	16	17	17	18	19	23	20	20	20	20	20	19	18	18	17	17	16	16
NE	16	16	16	15	15	15	17	19	19	19	17	22	20	20	20	20	20	19	18	18	17	17	16	16
E	16	16	15	15	15	15	21	25	25	23	21	19	20	20	20	20	20	19	18	18	17	17	16	16
SE	16	16	16	15	15	15	21	25	26	25	24	19	20	20	20	20	20	19	18	18	17	17	16	16
S	16	16	16	15	15	15	18	19	20	21	22	19	20	20	20	20	20	19	18	18	17	17	16	16
SO	16	16	16	15	15	15	16	17	17	18	19	19	24	26	26	29	27	20	18	18	17	17	16	16
O	16	16	16	15	15	15	16	17	17	18	19	19	21	24	27	28	27	20	18	18	17	17	16	16
NO	16	16	16	15	15	15	16	17	17	18	19	22	20	20	21	22	22	19	18	18	17	17	16	16
PARED # 2 PESO = 88 LB U = .111 BTU/HR-FT2-F																								
N	12	11	11	11	11	11	12	12	12	13	14	17	14	15	15	15	14	14	13	13	12	12	12	12
NE	12	11	11	11	11	11	13	14	14	13	14	16	14	15	15	15	14	14	13	13	12	12	12	12
E	12	11	11	11	11	11	15	18	18	17	15	14	14	15	15	15	14	14	13	13	12	12	12	12
SE	12	11	11	11	11	11	15	18	19	18	17	14	14	15	15	15	14	14	13	13	12	12	12	12
S	12	11	11	11	11	11	13	14	15	15	16	14	14	15	15	15	14	14	13	13	12	12	12	12
SO	12	11	11	11	11	11	12	12	12	13	14	14	17	19	20	21	19	14	13	13	12	12	12	12
O	12	11	11	11	11	11	12	12	12	13	14	14	15	17	19	20	19	14	13	13	12	12	12	12
NO	12	11	11	11	11	11	12	12	12	13	14	16	14	15	15	16	16	14	13	13	12	12	12	12
PARED # 3 PESO = 83 LB U = .358 BTU/HR-FT2-F																								
N	37	37	36	36	36	36	37	39	40	42	44	53	46	47	47	47	46	44	42	41	40	39	38	38
NE	37	37	36	36	36	36	41	44	44	43	44	50	46	47	47	47	46	44	42	41	40	39	38	38
E	37	37	36	36	36	36	48	57	58	54	49	45	46	47	47	47	46	44	42	41	40	39	38	38
SE	37	37	36	36	36	36	48	58	60	58	55	45	46	47	47	47	46	44	42	41	40	39	38	38
S	37	37	36	36	36	36	41	45	48	50	51	45	46	47	47	47	46	44	42	41	40	39	38	38
SO	37	37	36	36	36	36	37	39	40	42	44	45	55	61	66	67	63	46	42	41	40	39	38	38
O	37	37	36	36	36	36	37	39	40	42	44	45	49	56	63	66	63	46	42	41	40	39	38	38
NO	37	37	36	36	36	36	37	39	40	42	44	50	46	47	50	51	51	45	42	41	40	39	38	38
PARED # 4 PESO = 90 LB U = .415 BTU/HR-FT2-F																								
N	43	42	42	42	42	42	43	45	47	49	51	62	54	55	55	54	53	51	49	48	46	45	44	44
NE	43	42	42	42	42	42	47	51	51	50	51	58	54	55	55	54	53	51	49	48	46	45	44	44
E	43	42	42	42	42	42	56	67	67	63	57	52	54	55	55	54	53	51	49	48	46	45	44	44
SE	43	42	42	42	42	42	56	67	70	67	64	52	54	55	55	54	53	51	49	48	46	45	44	44
S	43	42	42	42	42	42	47	52	55	57	60	52	54	55	55	54	53	51	49	48	46	45	44	44
SO	43	42	42	42	42	42	43	45	47	49	51	52	64	71	76	78	73	54	49	48	46	45	44	44
O	43	42	42	42	42	42	43	45	47	49	51	52	57	65	73	76	73	54	49	48	46	45	44	44
NO	43	42	42	42	42	42	43	45	47	49	51	58	54	55	58	59	59	52	49	48	46	45	44	44

FUENTE: Tesis del Ing. G. Acosta, 1982

TABLA A-4

POSICION SOLAR, INTENSIDAD Y FACTOR DE GANANCIA SOLAR

PARA 2.19 GRADOS LATITUD SUR

FECHA	TIEMPO SOLAR A.M	POSICION SOLAR		IDN ETU HR-FT2	FACTOR DE GANANCIA SOLAR (ETU/HK-FT2)									TIEMPO SOLAR P.M
		ALTITUD	AZIMUTH											
		GRADOS	GRADOS		N	NE	E	SE	O	SO	O	NO	HORIZON.	
ENE.21	7	8	70.2	89	4.5	30.	71.	72.	22.	4.5	4.5	4.5	9.4	5
	8	22	69.3	229	11.	68.	163	179	57.	11.	11.	11.	67.	4
	9	35.9	66.8	279.5	14.	63.	191	193	67.	14.	14.	14.	142	3
	10	49.4	61.3	302.9	15.	40.	149	166	71.	15.	15.	15.	212	2
	11	61.9	49.3	314.5	16.	19.	87.	121	73.	16.	16.	16.	254	1
	12	70.8	0	319.5	16.	16.	16.	54.	80.	16.	16.	16.	249	12
FEB.21	7	7.3	79.4	81.5	4.1	38.	53.	61.	10.	4.1	4.1	4.1	7.6	5
	8	22.1	79.3	230	11.	99.	185	161	27.	11.	11.	11.	66.	4
	9	36.8	78.2	280.7	14.	98.	202	167	32.	14.	14.	14.	144	3
	10	51.4	75.4	303.6	15.	71.	153	137	33.	15.	15.	15.	217	2
	11	65.7	68.3	314.9	16.	36.	93.	91.	34.	16.	16.	16.	253	1
	12	78.3	0	319.8	16.	16.	16.	32.	45.	16.	16.	16.	201	12
MAR.21	7	6.7	89.6	118.3	6.0	72.	60.	73.	4.6	6.0	6.0	6.0	11.	5
	8	23.6	89	246.6	12.	134	195	140	10.	12.	12.	12.	73.	4
	9	38.6	88.2	288.8	14.	125	203	136	12.	14.	14.	14.	153	3
	10	53.6	86.9	307.8	15.	91.	153	104	13.	15.	15.	15.	224	2
	11	68.6	84.2	317.1	16.	47.	84.	61.	14.	16.	16.	16.	248	1
	12	83.3	180	320.9	24.	19.	16.	16.	16.	16.	16.	19.	16.	12
ABR.21	7	10.1	167.9	147.9	104	109	18.	7.5	7.5	7.5	7.5	63.	7.5	5
	8	24.7	166.2	250.5	195	173	33.	12.	12.	12.	12.	90.	12.	4
	9	39.2	163.1	285.1	186	168	39.	14.	14.	14.	14.	73.	14.	3
	10	53.3	157.2	300.8	133	134	43.	15.	15.	15.	15.	41.	15.	2
	11	66.5	143.8	308.4	67.	88.	45.	15.	15.	15.	15.	13.	15.	1
	12	75.6	180	311.3	40.	32.	15.	15.	15.	15.	15.	32.	15.	12
MAY.21	7	10	159.3	150.7	117	117	35.	7.7	7.7	7.7	7.7	43.	7.7	5
	8	23.9	157	247	185	186	60.	12.	12.	12.	12.	57.	12.	4
	9	37.5	152.6	279.4	170	186	70.	14.	14.	14.	14.	40.	14.	3
	10	50.3	144.5	294.1	120	154	76.	15.	15.	15.	15.	17.	15.	2
	11	61.3	128.6	301.2	58.	109	79.	11.	15.	15.	15.	15.	15.	1
	12	67.6	180	303.8	81.	51.	15.	15.	15.	15.	15.	51.	15.	12
JUN.21	7	8.4	156	133.2	103	102	38.	6.8	6.8	6.8	6.8	32.	6.8	5
	8	22	153.6	240.8	178	186	71.	12.	12.	12.	12.	45.	12.	4
	9	35.2	149.1	275	166	193	83.	14.	14.	14.	14.	30.	14.	3
	10	47.5	140.9	290.2	119	165	89.	14.	14.	14.	14.	11.	14.	2
	11	57.9	126	297.6	60.	122	93.	13.	15.	15.	15.	15.	15.	1
	12	64	180	300.4	96.	60.	15.	15.	15.	15.	15.	60.	15.	12
					N	NO	O	SO	S	SE	E	NL	HORIZON.	P.M

(Cont.)

TABLA A-4

POSICION SOLAR, INTENSIDAD Y FACTOR DE GANANCIA SOLAR
PARA 2.19 GRADOS LATITUD SUR

FECHA	TIEMPO SOLAR	POSICION SOLAR		IDH BTU	FACTOR DE GANANCIA SOLAR (BTU/HR-FT2)										TIEMPO SOLAR
		ALTITUD	AZIMUTH											HORIZON.	
					GRADOS	GRADOS	N	NE	E	SE	O	SO	NO		
JUL.21	7	7.6	153.9	120	92.	93.	29.	6.1	6.1	6.1	6.1	34.	6.1	5	
	8	21.5	156.9	208.2	181	182	59.	12.	12.	12.	12.	55.	12.	4	
	9	35.1	152.8	274.1	173	180	71.	14.	14.	14.	14.	41.	14.	3	
	10	48	145.4	269.8	127	161	77.	14.	14.	14.	14.	18.	14.	2	
	11	59.3	131.2	297.4	87.	117	86.	6.8	15.	15.	15.	15.	15.	1	
	12	66.5	180	300.5	85.	53.	15.	15.	15.	15.	15.	53.	15.	12	
AGO.21	7	9	167.2	143.2	99.	106	18.	7.3	7.3	7.3	7.3	57.	7.3	5	
	8	23.6	165.6	249.9	194	174	33.	12.	12.	12.	12.	87.	12.	4	
	9	38	162.6	283.4	187	170	40.	14.	14.	14.	14.	71.	14.	3	
	10	52.1	156.7	298.3	125	137	43.	15.	15.	15.	15.	40.	15.	2	
	11	65.2	143.8	305.5	89.	91.	45.	15.	15.	15.	15.	12.	15.	1	
	12	74.6	180	308.3	50.	32.	15.	15.	15.	15.	15.	32.	15.	12	
SEP.21	7	12.2	89.5	177.9	9.1	105	110	137	5.4	9.1	9.1	9.1	22.	5	
	8	27.2	88.8	264.6	13.	135	207	143	8.5	13.	13.	13.	91.	4	
	9	42.2	87.9	295.1	15.	116	192	128	9.9	15.	15.	15.	169	3	
	10	57.1	86.5	309.2	15.	77.	154	91.	10.	15.	15.	15.	232	2	
	11	72.1	82.9	316	16.	35.	64.	47.	11.	16.	16.	16.	233	1	
	12	86.4	180	318.4	13.	12.	16.	16.	16.	16.	16.	12.	16.	12	
OCT.21	7	14.5	79.8	187.8	9.6	85.	140	135	20.	9.6	9.6	9.6	31.	5	
	8	29.2	79.2	266.7	13.	104	207	171	27.	13.	13.	13.	103	4	
	9	43.9	77.6	297.4	15.	86.	185	153	29.	15.	15.	15.	181	3	
	10	58.4	73.4	312.1	16.	52.	125	112	30.	16.	16.	16.	241	2	
	11	72.4	61.3	319.2	16.	20.	57.	64.	30.	16.	16.	16.	233	1	
	12	81.7	0	321.4	16.	16.	16.	22.	30.	16.	16.	16.	162	12	
NOV.21	7	13.9	70.2	175	8.9	56.	140	140	42.	8.9	8.9	8.9	29.	5	
	8	28	68.7	259.9	13.	69.	197	193	61.	13.	13.	13.	98.	4	
	9	41.8	65.2	294.1	15.	54.	177	184	67.	15.	15.	15.	173	3	
	10	55	57.6	310.7	15.	28.	122	147	70.	15.	15.	15.	234	2	
	11	66.5	40.5	318.8	16.	16.	59.	98.	70.	16.	16.	16.	256	1	
	12	72.4	0	321.4	16.	16.	16.	48.	71.	16.	16.	16.	242	12	
DIC.21	7	11	66.6	135.7	6.9	37.	110	110	41.	6.9	6.9	6.9	18.	5	
	8	24.7	65.2	244	12.	57.	187	192	72.	12.	12.	12.	81.	4	
	9	38.1	61.6	286	14.	46.	179	198	83.	14.	14.	14.	154	3	
	10	50.8	54.4	306.1	15.	26.	131	168	87.	15.	15.	15.	219	2	
	11	61.9	39.4	316.1	16.	16.	70.	121	89.	16.	16.	16.	255	1	
	12	68.4	0	319.9	16.	16.	16.	61.	91.	16.	16.	16.	256	12	
					N	NO	O	SO	S	SE	E	NE	HORIZON.	P.M	

FUENTE: Tesis del Ing. G. Acosta, 1982

TABLA A-5

GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS

VALIDAS PARA:

- CONDICIONES DEL AMBIENTE ACONDICIONADO: 75 °F BULBO SECO Y 50% DE HUMEDAD RELATIVA
- ESTATURA DE PERSONAS: 1.40 - 1.70 METROS
- PESO PROMEDIO DE PERSONAS: 70 KILOS

ACTIVIDAD	SENSIBLE	LATENTE	TOTAL
DESCANSANDO			
Durmiendo	339.11	121.79	460.90
Reclinado	339.11	124.64	463.74
Sentado-quieto	341.45	135.51	476.96
Parado-relajado	368.96	199.98	568.95
CAMINANDO			
A 2 MPH	368.96	222.75	591.71
A 3 MPH	368.96	239.82	608.78
A 4 MPH	383.07	302.81	685.88
DIFERENTES OCUPACIONES			
Panadería	341.45	163.96	505.41
Embotelladora	341.45	175.34	516.79
Serruchando con máquina	341.45	169.65	511.10
Serruchando a Mano	383.07	331.26	714.33
Armando	383.07	376.79	759.85
Usando martillo neumático	383.07	291.43	674.50
Hornos	383.07	393.86	776.92
Garajes	368.96	251.20	620.16
Trabajo de Laboratorio	341.45	158.27	499.72
Trabajo Mecánico Liviano	368.96	234.13	603.09
Trabajo Mecánico Pesado	383.07	322.73	705.79
Ventas	368.96	222.75	591.71
Profesor	341.45	152.58	494.03
Relojero	341.45	138.35	479.80
Conduciendo carro	341.45	149.73	491.18
Conduciendo vehículo pesado	383.07	285.74	668.81
Conduciendo avión	341.45	146.89	488.34
Conduciendo inst. de planeo	341.45	158.27	499.72
Conduciendo avión de combate	368.96	234.13	603.09
TRABAJO DOMESTICO			
Aseando casa	368.96	262.58	631.54
Cocinando	341.45	163.96	505.41
Lavando o planchando	368.96	268.27	637.23
Comprando	341.45	158.27	499.72

(Cont.)

TABLA A-5

GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS

ACTIVIDAD	SENSIBLE	LATENTE	TOTAL
TRABAJO DE OFICINA			
Escribiendo a máquina	341.45	146.89	488.34
Diferentes trabajos	341.45	144.04	485.49
Dibujando	341.45	144.04	485.49
ACTIVIDADES DE OCIO			
Bailando	368.96	291.03	659.99
Tennis	383.07	325.57	708.64
Squash	383.07	399.55	782.61
Basquetball	383.07	410.93	794.00

FUENTE: Tesis del Ing. G. Acosta, 1982.

TABLA A-6

DENSIDAD DE PERSONAS

(PERSONAS/1000 PIE2 O 100 M2 DE AREA DE PISO)

Cuartos de Pacientes	10
Areas de Trabajo Médico	10
Quirófanos y Salas de Parto	20
Recuperación y Cuidados Intensivos	30
Autopsias	20
Areas de Terapia Física	20
Aulas, Salones de Clase	50
Laboratorios	30
Bibliotecas	20
Corredores	30
Salas de Espera	30
Sala de Usos Múltiples	50
Oficinas	10
Consultorios*	10
Cuarto Oscuro*	25
Cuartos de Computadora	10
Gimnasios	30
Comedor*	50

(*) Obtenidas por criterio personal.

FUENTE: ASHRAE Handbook of Fundamentals, 1977.

TABLA A-7

TABLA DE ILUMINACION RECOMENDADA

LUGAR	LM/P2	BTU/HR-P2
LIBRERIAS		
Lugar de Lectura	70	14.28
Repisas	30	6.12
Reparación de Libros	70	14.28
Chequeo de Catálogos	70	14.28
Kardex	100	20.40
IGLESIAS		
Altar	100	20.40
Público	15	3.06
Púlpito	50	10.20
CORTE DE JUSTICIA		
Area de Público	30	6.12
Area de Jurados	70	14.28
HOSPITALES		
Autopsias	100	20.40
Cuarto de Emergencias	100	20.40
Cuarto de Exámenes	50	10.20
Laboratorio	50	10.20
Cuarto de Pacientes	20	4.08
Cuarto de Recuperación	30	6.12
Quirófanos	200	40.80
Quirófanos Suplementarios	250	51.00
Cuarto de Espera	20	4.08
HOTELES		
Dormitorios	10	2.04
Lobby	10	2.04
Lugar de Lectura	30	6.12
OFICINAS		
Diseños-Dibujos	200	40.80
Administración	150	30.60
Trabajo Regular	7	1.43
Leyendo-Escribiendo	100	20.40
RESTAURANTES		
Area de Comida	50	10.20
Cajera	50	10.20
Ambiente Intimo	3	0.61
Cocina	70	14.28
TEATRO		
En Intermedio	5	1.02
En Presentación	0.1	0.02
Lobby	20	4.08

(Cont.)

TABLA A-7

TABLA DE ILUMINACION RECOMENDADA

LUGAR	LM/P2	BTU/HR-P2
COLEGIOS		
Leyendo Impresos	30	6.12
Leyendo Escritos a Lápiz	70	14.28
Leyendo Duplicados	100	20.40
Cuarto de Clases	150	30.60
Cuarto de Dibujo	100	20.40
Hall de Estudio	70	14.28
ALMACENES		
Areas de Circulación	30	6.12
Areas de Mercadería	30	6.12
Areas Self-Service	200	40.80
Cuarto de Almacenamiento	30	6.12

FUENTE: Tesis del Ing. G. Acosta, 1982.

TABLA A-8

RELACIONES GENERALES DE PRESION Y VENTILACION
PARA DIFERENTES AREAS DE HOSPITALES

Area	Presión	Mínimos Cambios de aire exterior por hora al cuarto	Mínimos Cambios de aire totales por hora al cuarto	Aire Extraído directamente al exterior	Recirculado dentro de las unidades de cuarto
Quirófano (100% aire exterior)	+	15	15	SI	NO
Quirófano (sistema con recirculación)	+	5	25	OPCIONAL	NO
Cuarto de Recuperación	+	2	6	OPCIONAL	NO
Cuidados Intensivos	+	2	6	OPCIONAL	NO
Cuarto de Paciente	0	2	2	OPCIONAL	OPCIONAL
Corredor de Cuartos de Pacientes	0	2	4	OPCIONAL	OPCIONAL
Cuarto Aislado	0	2	6	SI	NO
Cuarto de Exámenes	0	2	6	OPCIONAL	OPCIONAL
Consultorio	+	2	4	OPCIONAL	OPCIONAL
Farmacia	+	2	4	OPCIONAL	OPCIONAL
Cuarto de Tratamiento	+	2	6	OPCIONAL	OPCIONAL
Rayos X, Fluoroscopia	-	2	6	SI	NO
Rayos X, Cuarto Trat.	0	2	6	OPCIONAL	OPCIONAL
Terapia física e hidroterapia	-	2	6	OPCIONAL	OPCIONAL
Autopsias	-	2	12	SI	NO
Cuarto Oscuro	-	2	10	OPCIONAL	NO
Laboratorio (General)	-	2	6	OPCIONAL	OPCIONAL
Laboratorio (Medio transfer.)	+	2	4	OPCIONAL	NO
Areas Generales	---	2 (Opcional)	10	---	---

NOTAS GENERALES

- Las unidades de recirculación deben tener los filtros adecuados para las áreas sensitivas.
- Las cantidades de aire exterior para sistemas centrales que usan recirculación y sirven a más de un área, deben determinarse sumando los requerimientos individuales de cada área. Esto no se aplica a áreas sensitivas como quirófanos, cuartos de recuperación, - cuidados intensivos y salas de parto.
- Para máxima conservación energética, el uso de aire recirculado es preferido.
- Todos los sistemas de suministro y extracción, deben ser operados mecánicamente.
- Las relaciones de presión se obtienen removiendo un 10% menos del aire de mando para cuartos con presión positiva (+) y removiendo un 10% más del aire de mando, para cuartos con presión negativa (-). Para quirófanos, remueva un 15% menos.

FUENTE: ASHRAE Handbook of Applications, 1982.

TABLA A-9

FACTOR DE CARGA SENSIBLE PARA ARTEFACTOS SIN CAMPANA

HORAS TOTALES DENTRO ESPACIO	HORAS DESPUES DE QUE LOS ARTEFACTOS SON PRENDIDOS																								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
2	.56	.64	.15	.11	.08	.07	.06	.05	.04	.04	.03	.03	.02	.02	.02	.02	.01	.01	.01	.01	.01	.01	.01	.01	
4	.57	.65	.71	.75	.23	.18	.14	.12	.12	.10	.08	.07	.06	.05	.05	.04	.04	.03	.03	.02	.02	.02	.01	.01	
6	.57	.65	.71	.76	.79	.82	.29	.22	.18	.15	.13	.11	.10	.08	.07	.06	.06	.05	.04	.04	.03	.03	.03	.02	
8	.58	.66	.72	.76	.80	.82	.85	.87	.33	.26	.21	.18	.15	.13	.11	.10	.09	.08	.07	.06	.05	.04	.04	.03	
10	.60	.68	.73	.77	.81	.83	.85	.87	.89	.90	.36	.29	.24	.20	.17	.15	.13	.11	.10	.08	.07	.07	.06	.05	
12	.62	.69	.75	.79	.82	.84	.86	.88	.89	.91	.92	.93	.38	.31	.25	.21	.18	.16	.14	.12	.11	.09	.08	.07	
14	.64	.71	.76	.80	.83	.85	.87	.89	.90	.92	.93	.93	.94	.95	.40	.32	.27	.23	.19	.17	.15	.13	.11	.10	
16	.67	.74	.79	.82	.85	.87	.89	.90	.91	.92	.93	.94	.95	.96	.96	.97	.42	.34	.28	.24	.20	.18	.15	.13	
18	.71	.78	.82	.85	.87	.89	.90	.92	.93	.94	.94	.95	.96	.96	.97	.97	.97	.97	.98	.43	.35	.29	.24	.21	.18

FUENTE: Tesis del Ing. G. Acosta, 1982.

TABLA A-10

PROPIEDADES FISICAS DE TUBERIA SIN COSTURA ASTM A53, CEDULA 40

Temperatura			-20 a 650°F; -29 a 343°C		700°F; 371°C		750°F; 399°C			
Esfuerzo Permissible (Material)			15000 psi; 1.03 x 10 ⁸ Pa		14300 psi; 9.86 x 10 ⁷ Pa		12900 psi; 8.89 x 10 ⁷ Pa			
Diámetro Nominal			M á x i m a P r e s i ó n d e T r a b a j o							
Espesor de Pared			Psi		Pa x 10 ⁺⁵		Psi		Pa x 10 ⁵	
Pulg.	mm.	Pulg.	mm.	Psi	Pa x 10 ⁺⁵	Psi	Pa x 10 ⁺⁵	Psi	Pa x 10 ⁵	
2	50.8	0.154	3.912	1787	123.2	1703	117.4	1536	105.9	
2 1/2	63.5	0.203	5.156	1954	134.7	1863	128.5	1681	115.9	
3	76.2	0.216	5.486	1693	116.7	1614	111.3	1456	100.4	
3 1/2	88.9	0.226	5.740	1546	106.6	1474	101.6	1330	91.7	
4	101.6	0.237	6.020	1433	98.8	1433	98.8	1232	84.9	
5	127.0	0.258	6.553	1260	86.9	1201	82.8	1083	74.7	
6	152.4	0.280	7.112	1143	79.8	1090	75.2	983	67.8	
8	203.2	0.250	6.350	778	53.6	741	51.1	669	46.1	
10	254.0	0.250	6.350	621	42.8	592	40.8	534	36.8	

Fuente: Piping Design and Engineering, 1981.

APENDICE B

PROGRAMA DE CALCULO DE CARGA PARA

EL 21 DE DICIEMBRE EN GUAYAQUIL

```

10 REN PROGRAMA PARA CALCULO DE CARGA POR EL METODO DE LA TEMPERATURA EQUIVALENT
E BASADO EN LAS CONDICIONES DE GUAYAQUIL PARA EL 21 DE DICIEMBRE ENTRE LAS 7 Y L
AS 17 HORAS
20 REN ESTE PROGRAMA FUE HECHO POR FRANCISCO RUMAY EN BASE A LA TESIS DEL ING. G
USTAVO ACOSTA
30 OPTION BASE 1
40 DIM DDTE1(17),DDTE2(17),DDTE3(8,17),FDS(9,17)
50 DEF FNFX(X)=INT(X*100+.5)/100
60 FOR I=7 TO 17
70 READ DDTE1(I)
80 READ DDTE2(I)
90 DATA 14,11,19,14,25,19,31,23,34,25,35,26,35,26,34,25,31,23,25,19,19,14
100 NEXT I
110 FOR J=1 TO 8
120 FOR K=7 TO 17
130 READ DDTE3(J,K)
140 NEXT K:NEXT J
150 DATA 43,45,47,49,51,52,54,55,55,54,53,47,51,51,50,51,58,54,55,55,54,53
160 DATA 56,67,67,63,57,52,54,55,55,54,53,56,67,70,67,64,52,54,55,55,54,53
170 DATA 47,52,55,57,60,52,54,55,55,54,53,43,45,47,49,51,52,64,71,76,78,73
180 DATA 43,45,47,49,51,52,57,65,73,76,73,43,45,47,49,51,58,54,55,58,59,59
190 FOR L=1 TO 9
200 FOR M=7 TO 17
210 READ FDS(L,M)
220 DATA 6.9,12,14,15,16,16,16,15,14,12,6.9,37,57,46,26,16,16,16,15,14,12,6.9
230 DATA 110,187,179,131,70,16,16,15,14,12,6.9,110,192,198,168,121,61,16,15,14
240 DATA 12,6.9,11,72,83,87,89,91,99,87,83,72,41,6.9,12,14,15,16,16,16,16,16
250 DATA 192,110,3.9,12,14,15,16,16,70,131,179,187,110,6.9,12,14,15,16,16,16,26
260 NEXT M:NEXT L
270 DATA 46,57,37,18,81,154,219,255,256,255,219,154,61,18
280 INPUT "A CUANTAS SECCIONES SE VA A CALCULAR";W
290 CLS
300 Q1=0:Q2=0:Q3=0:Q4=0:Q5=0:Q6=0:Q7=0
310 Q7=0:Q8=0:Q9=0:Q10=0:Q11=0:Q12=0:Q12=0
320 INPUT "NUMBRE DE LA SECCION";SEC$
330 INPUT "HORA DE DISEÑO";H
340 INPUT "AREA DE PISO EN M2";A1
350 A1P=10.76*A1
360 INPUT "LE DA EL SOL AL TECHO (S/N)";R$
370 IF R$="S" AND R$="N" THEN 380
380 IF R$="N" THEN 450
390 INPUT "TIENE EL TECHO TUMBADO SUSPENDIDO";P$
400 IF P$="S" AND P$="N" THEN 390
410 IF P$="N" THEN 440
420 Q1=.093*A1P*DDTE2(H)
430 GOTO 450
440 Q1=.126*A1P*DDTE1(H)
450 INPUT "A CUANTAS PAREDES LES DA EL SOL";X
460 FOR Y=1 TO X
470 INPUT "SELECCIONE LA ORIENTACION DE LA PARED SI N=1,NE=2,E=3,SE=4,S=5,SO=6,O

```

```

=7,N0=8";OK1
480 INPUT "AREA DE PARED EXTERIOR EN M2";A2(Y)
490 Q2(Y)=10.76*.415*A2(Y)*DDTE3(OK1,H)
500 Q2=Q2+Q2(Y)
510 NEXT Y
520 INPUT "A CUANTAS FACHADAS LES DA EL SOL";X1
530 FOR Y1=1 TO X1
540 INPUT "SELECCIONE LA ORIENTACION DE LA FACHADA SI N=1,NE=2,E=3,SE=4,S=5,SO=6,
O=7,NO=8,HORIZ.=9";F
550 INPUT "AREA DE FACHADA EN M2";A3(Y1)
560 Q3(Y1)=10.76*A3(Y1)*(FDBS(F,H)+1.13*17)
570 Q3=Q3+Q3(Y1)
580 NEXT Y1
590 INPUT "DENSIDAD DE PERSONAS (PERS/PIE2)";D
600 INPUT "CALOR SENSIBLE (BTU/H)";CS
610 INPUT "CALOR LATENTE (BTU/H)";CL
620 NP=A1P*D
630 QS4=NP*CS;QL4=NP*CL
640 INPUT "ILUMINACION (BTU/H-PIE2)";ILUM
650 Q5=A1P*ILUM
660 INPUT "SE CONSIDERA CARGA POR VENTILACION (S/N)";Q6
670 IF Q4="S" AND Q5="N" THEN 660
680 INPUT "AIKE EXTERIOR POR AREA (AR) O POR PERSONA (PE)";S4
690 IF S4="AR" THEN 720
700 IF S4="PE" THEN 680
710 INPUT "CFH/PERSONA";CFHP;GOTO 750
720 INPUT "CAMBIOS POR HORA";CPH
730 INPUT "ALTURA ENTRE PISO Y LOSA EN METROS";ALT
740 AE=A1P*CPH*ALT*3.28/60;GOTO 760
750 AE=CFMP*NP
760 IF Q4="N" THEN 780
770 QS6=18.7*AE;QL6=48.1*AE;GOTO 790
780 QS6=0;QL6=0
790 INPUT "AREA DE PAREDES INTERIORES EN M2";A4
800 Q7=10.76*A4*.415*12
810 INPUT "AREA DE VIDRIOS INTERIORES EN M2";A5
820 Q8=10.76*A5*1.13*12;CLS
830 IF A4="S" THEN 850
840 Q9=A1P*1.5;CLS
850 PRINT "GANANCIA POR EQUIPOS" :PRINT :PRINT
860 PRINT "1.-OFICINAS GENERALES"
870 PRINT "2.-OFICINAS CON TERMINALES DE COMPUTADORA"
880 PRINT "3.-DEPARTAMENTOS DE COMPRAS Y COBRANZAS"
890 PRINT "4.-AREA DE COMPUTADOR"
900 PRINT "5.-EQUIPOS DE LABORATORIO EN GENERAL"
910 PRINT "6. NINGUNA DE LOS ANTERIORES":PRINT
920 INPUT "SELECCION UNA DE LAS ALTERNATIVAS ANTERIORES (1-6)";Z
930 ON Z GOTO 940,950,960,970,980,990
940 QS10=A1P*4;GOTO 990
950 QS10=A1P*15;GOTO 990

```

```

960 Q510=A1P*175:GOTO 990
970 Q510=A1P*125:GOTO 990
980 Q510=A1P*50:GOTO 990
990 PRINT:PRINT
1000 INPUT "¿Tiene el ambiente equipos movidos por motores electricos (S/N)";M$
1010 IF M$(1)="S" AND M$(2)="N" THEN 990
1020 IF M$(1)="S" THEN 1070
1030 INPUT "HP de placa";HP
1040 INPUT "Eficiencia";EFIC
1050 INPUT "Factor de carga sensible (ASHRAE)";FCS1
1060 Q511=HP*FCS1*2545/EFIC
1070 PRINT:PRINT
1080 INPUT "¿Considera algun equipo en especial (S/N)";E$
1090 IF E$(1)="S" AND E$(2)="N" THEN 1070
1100 IF E$(1)="N" THEN 1150
1110 INPUT "Calor sensible (BTU/H)";CS1
1120 INPUT "Calor latente (BTU/H)";CL1
1130 INPUT "Factor de carga sensible";FCS2
1140 Q512=CS1*FCS2:QL12=CL1
1150 PRINT:PRINT:INPUT "Corrige (S/N)";C$
1160 IF C$(1)="S" THEN 290
1170 IF C$(1)="N" THEN 1150
1180 Q51=Q1+Q2+Q3+Q54+Q5+Q56+Q7+Q8+Q9+Q510+Q511+Q512
1190 QL1=QL4+QL5+QL12
1200 Q1=Q51+QL1
1210 SETQ=Q51/Q1
1220 LPRINT CHR$(27);"W";CHR$(1);CHR$(27);"E";"CALCULO DE CARGA MAXIMA"
1230 LPRINT
1240 LPRINT "Seccion:";CHR$(27);"F";CHR$(27);"W";CHR$(0);SEC$
1250 LPRINT:LPRINT
1260 LPRINT "AREA EN METROS CUADRADOS....."="FNR(A1)
1270 LPRINT
1280 LPRINT "AIRE EXTERIOR EN CFM....."="FNR(HE):LPRINT
1290 LPRINT "NUMERO DE PERSONAS ESTIMADAS....."="INT(FNR(NF)):LP
RINT
1300 LPRINT "CARGA POR TECHO (MBTU/H)....."="FNR(Q1/1000):LP
RINT
1310 LPRINT "CARGA POR PAREDES EXTERIORES....."="FNR(Q2/1000):LP
RINT
1320 LPRINT "CARGA POR FACHADAS EXTERIORES....."="FNR(Q3/1000):LP
RINT
1330 LPRINT "CARGA SENSIBLE DE PERSONAS....."="FNR(Q54/1000):L
PRINT
1340 LPRINT "CARGA LATENTE DE PERSONAS....."="FNR(QL4/1000):L
PRINT
1350 LPRINT "CARGA POR LUCES....."="FNR(Q5/1000):LP
RINT
1360 LPRINT "CARGA POR VENTILACION SENSIBLE....."="FNR(Q56/1000):L
PRINT

```

BIBLIOGRAFIA

1. ACOSTA GUSTAVO; Desarrollo del Sistema de Cálculo de Carga por el Método de Temperatura Equivalente (o Método de los Factores) y Aplicaciones a Nuestro Medio; Tesis de Grado; ESPOL; 1982; Págs. 39 a 41, 58, 59, 69 a 73, 84 a 87, 95 a 99, 123, 130, 135, 136, 138, 141 a 144.
2. AMERICAN HOSPITAL ASSOCIATION; Manual de Ingeniería de Hospitales; Limusa; México; 1976; Págs. 177 a 182, 186 a 204, 211 a 229, 260 a 266.
3. ASHRAE; ASHRAE Handbook of Fundamentals; Ashrae; USA; 1977; Págs. 21-13 a 21-21, 19-1 a 19-8, 22-8.
4. ASHRAE; ASHRAE Handbook of Fundamentals; Ashrae; USA; 1981; Págs. 26-1 a 26-34, 34-1 a 34-3.
5. ASHRAE; ASHRAE Handbook of Applications; Ashrae; USA; 1982; Págs. 3-2, 3-3, 7-1 a 7-12, 14-1 a 14-3.
6. ASHRAE; ASHRAE Handbook of Equipment; Ashrae; USA; 1979; Págs. 18-1 a 18-13, 30-1 a 30-10, 33-1 a 33-16.
7. ASHRAE; ASHRAE Handbook of Systems; Ashrae; USA; 1984; Págs. 3-1, 3-2, 7-4, 7-5, 10-1 a 10-13, 34-1 a 34-20, 42-1 a 42-8.
8. ASHRAE; Energy Conservation in New Building Design; Ashrae; USA; 1980; Págs. 32, 33, 34.

9. BELL & GOSSETT; Heat Exchangers: Application and Installation; Boletín TEH-265; Bell & Gossett; USA; 1984; Págs. 10 a 17.
10. BELL & GOSSETT; Pump and System Curve Data for Centrifugal Pumps. Selection and Application; Boletín TEH-375; Bell & Gossett; USA; 1984; Págs. 3 a 10.
11. Cámara de la Construcción de Guayaquil; Boletín Informativo; No. 24; Guayaquil; Marzo/Abril 1984; Págs. 31, 32.
12. CHURCH JAMES; Practical Plumbing Design Guide; McGraw Hill; USA; 1979; Págs. 4-65 a 4-78.
13. DANISH CHRIS; Pipe Insulation Choices; Revista HPAC; USA; Octubre 1983; Págs. 81 a 84.
14. ITT Grinell Industrial Piping; Piping Design and Engineering; ITT Grinell Industrial Piping; USA; 1981; Págs. 82, 83, 103, 104.
15. Joint Venture of Building Systems Development and Stone, Marraccini y Patterson; VA Hospital Building System; U.S. Government Printing Office; Washington DC; 1977; Págs. 1-189, 1-197 a 1-200.
16. KHASHAB A.M.; Heating. Ventilating and Air Conditioning Systems Estimating Manual; McGraw Hill; USA; 1977; Págs. 23 a 27, 65, 43 a 47, 50 a 52.
17. MCGUINNESS, STEIN, REYNOLDS; Mechanical and Electrical Equipment for Buildings; John Wiley & Sons; USA; 1980; Págs. 380 a 420.
18. MCQUISTON, PARKER; Heating, Ventilating and Air Conditioning, Analysis and Design; John Wiley and Sons; USA; 1982; Págs. 60 a 65, 185 a 252, 255 a 285, 288 a 327.

19. MILLER RALPH; Valves: Selection, Specification and Application; Revista HPAC; USA; Octubre 1983; Págs. 99 a 118.
20. PEFLEY, NEWMAN; Mechanical Engineering License Review; Engineering Press Inc.; USA; 1980; Págs. 299 a 352.
21. REAY D.A.; Heat Recovery Systems; E & F.N. Spon; USA; 1979; Págs. 179 a 215.
22. WESTINGHOUSE; Templifier Heat Pump Files; Westinghouse; USA; TAP 1-006A 3/82, TAP 2-001 12/82, TAP 2-002 4/78, TAP 4-001 5/80, TAP 4-005 1/79, TAP 4-009B 4/77, TAP 4-009G 12/82, TAP 4-014A 11/80, TAP 4-019 9/81, TAP 4-022 8/80 y TAP 4-026 3/81.
23. BELL & GOSSETT; Type "SU" Heat Exchangers, Boletín C-120.1; Bell & Gossett; USA; 1984.
24. EVAPCO; Closed Circuit Evaporative Coolers; Boletín 202-A; EVAPCO; USA; 1983.
25. McQUAY; Centrifugal Dual Compressor Packaged Water Chillers; Catálogo 960-2; McQUAY; USA; 1984.
26. McQUAY; Heat Recovery Water Heaters (Templifier); Catálogo 1200; McQUAY; USA; 1982.