

7
~~697-93~~ 3
L 213



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL BIBLIOTECA

Facultad de Ingeniería Mecánica



**"RECUPERACION ENERGETICA EN LA CLINICA
KENNEDY DE LA CIUDAD DE GUAYAQUIL"**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentada por:

JAIME FERNANDO LAMA ZAMORA

Guayaquil - Ecuador

1.988

AGRADECIMIENTO

Al ING. EDUARDO DONOSO PEREZ, Director
de Tesis, por su ayuda y coloboracion
para la realizacion de este trabajo.

A la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL
LITORAL.

A la Compania DONOSO Y BAQUERIZO INGS.
Cia. Ltda.

A mis PADRES y HERMANOS, quienes me
dieron el apoyo necesario en todo
momento.

DEDICATORIA

A MIS ABUELITOS

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

A KARINA CHONG



Ing. Nelson Cevallos

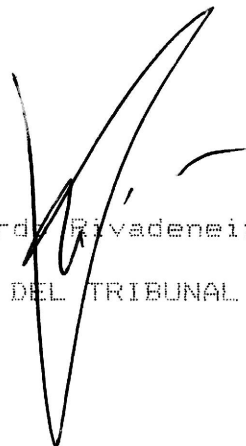
DECANO

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



Ing. Eduardo Domosla P.

DIRECTOR DE TESIS



Ing. Eduardo Rivadeneira

MIEMBRO DEL TRIBUNAL

Francisco Andrade

Ing. Francisco Andrade

MIEMBRO DEL TRIBUNAL

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta t esis, 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).



.....
JAIME FERNANDO LAMA ZAMORA

RESUMEN

La clínica Kennedy de la ciudad de Guayaquil viene funcionando desde hace 10 años con un mismo sistema de equipos y mantenimiento. La clínica ha sido diseñada y construida por arquitectos e ingenieros civiles considerando ellos solamente importante la construcción de la misma, la distribución de los cuartos de pacientes, quirófanos, consultorios, entre otras secciones, olvidándose de la importancia de la climatización y ambientación de la clínica.

En el presente estudio se diseñó un nuevo sistema de aire acondicionado con todas las normas y técnicas que un centro hospitalario merece, esto es, se escogió el sistema más apropiado, tomando en cuenta los cambios por hora necesarios en cada ambiente, la presurización que debe existir en los mismos, y, el filtraje adecuado para ellos.

Tomando en cuenta los parámetros de construcción de la clínica esto es tipo de ladrillo, tipo de vidrio, tipo de ambiente a climatizar, etc; se evaluó la carga de enfriamiento de la clínica, valores que lo muestro en el capítulo #3.

Realizado el cálculo de la carga de enfriamiento se procedió a escoger el sistema de aire acondicionado más aconsejable para este estudio, sistema que se escogió entre varios mostrados en el capítulo #3.

El sistema elegido resultó ser el del tipo de AGUA HELADA.

La climatización de las áreas lo distribuí así:

La clínica consta de planta baja, primer piso y segundo piso.

En PLANTA BAJA se calculó una manejadora de aire para climatizar el hall, corredor, sala de administración, auditorium, sala de rayos X, laboratorio, entre otras secciones por ser áreas comunes y con las mismas condiciones de comfort.

En PRIMER PISO se tienen 2 manejadoras de aire para climatizar todos los cuartos de pacientes.

En el SEGUNDO PISO se calcularon 3 manejadoras de aire, en la cual una es para todos los cuartos de pacientes, otra para los quirófanos y la otra para sala de recuperación, sala de quemados, entre otras secciones.

El SISTEMA DE AGUA HELADA comprende los siguientes equipos:

2 chillers o enfriadores conectados en paralelo para que cuando se haga mantenimiento a un chiller, el otro haga funcionar a un 75% el sistema.

2 condensadores.

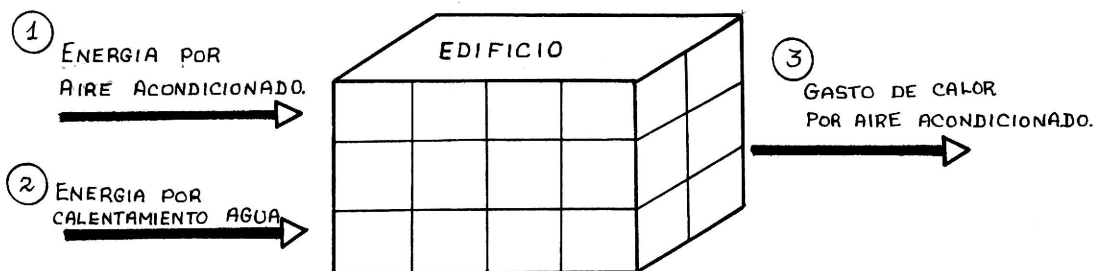
2 intercambiadores de calor, cada uno para un sistema de refrigeración.

2 bombas de agua, una para el sistema de agua helada y la otra en "standby".

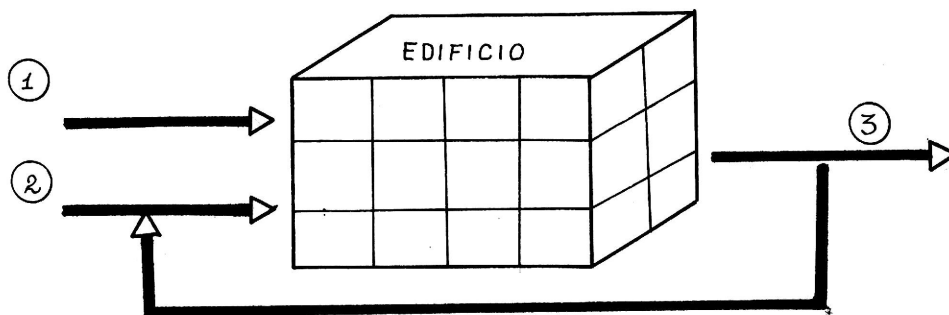
El sistema de refrigeración trabaja con refrigerante R22.

Una vez diseñado el sistema de aire acondicionado para la clínica se procedió a evaluar el costo del sistema propuesto y compararlo con el sistema convencional con la cual funciona en la actualidad.

PROBLEMA.
SISTEMA ACTUAL.



SOLUCION.
SISTEMA PROPUESTO.



INDICE GENERAL

	Pag.
TITULO	I
AGRADECIMIENTO	II
DEDICATORIA	III
TRIBUNAL	IV
DECLARACION EXPRESA	V
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	X
INDICE DE FIGURAS	XIII
INTRODUCCION	XV
CAPITULO I	
GENERALIDADES	17
CAPITULO II	
GANANCIAS DE CALOR	42
2.1 Ubicación de la clínica	42
2.2 Parámetros involucrados	46
2.2.1 Flujo de calor a través de estructuras del edificio	46
2.2.2 Diferencia de temperatura equivalente - iluminación y sombra de paredes y techo	48
2.2.3 Almacenaje de calor en estructura	

	Pag.
del edificio	54
2.2.4 Calor solar - directo y difuso	55
2.2.5 Vidrio ordinario	57
2.2.6 Todo tipo de vidrios con y sin proyectos sombreados	59
2.3 Calor Ganado Interno	61
2.3.1 Personas	62
2.3.2 Luces	65
2.3.3 Equipos y accesorios	66
2.3.4 Equipos eléctricos	68
2.3.5 Tuberías, tanques, y evaporación de agua desde una superficie libre	70
2.3.6 Flujo de vapor de agua a través de la estructura	70
2.4 Infiltración y ventilación	72
2.5 Datos físicos del edificio	74
2.6 Psicrometría aplicada	77
 CAPITULO III	
ANÁLISIS ENERGÉTICO	84
3.1 Equipos de climatización	84
3.1.1 Equipos de Conversión de Energía ...	91
3.2 Aprovechamiento de Energía	136
3.2.1 Cálculo de la cantidad posible máxima de calor que tendría la clínica por sectores	136

	Pag.
3.2.2 Aprovechamiento del calor que se pierde para obtener agua caliente ..	144
3.3 Ahorro de Energía	154
 CAPITULO IV	
DISENO OPTIMO DE CLINICA	156
4.1 Selección del Sistema de Aire Acondicionado	156
4.1.1 Sistema de Expansión Directa	156
4.1.2 Sistema de Agua Helada	160
4.1.3 Sistema Enfriado por Agua	168
4.2 Diseño de Ductos, Tuberías y Aislamientos	
4.2.1 Ductos	174
4.2.2 Tuberías	182
4.2.3 Aislamiento	186
 CAPITULO V	
ANALISIS DE COSTO	191
5.1 Inversión Inicial	191
5.2 Consumo Energético	194
5.3 Costos de Mantenimiento	208
5.4 Estudio Comparativo	217
 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	 229
APENDICES	235
BIBLIOGRAFIA	257

INDICE DE FIGURAS

FIG.		PAG.
1.	Problema y solución	IX
2.1.a	Ubicación de la Clínica	42
2.1.b	Angulos Azimuth Planta Baja. Clínica Kennedy	43
2.1.c	Angulos Azimuth Primer Piso. Clínica Kennedy	44
2.1.d	Angulos Azimuth Segundo Piso. Clínica Kennedy	45
2.2.a	Flujo de calor a traves de pared	50
2.2.b	Variación del coeficiente filmico con la velocidad sobre diferentes superficies	53
3.1.1.a	Aparato de calor sensible Proceso a Proceso	92
3.1.1.b	Aparato de calor sensible Proceso a confort	94
3.1.1.c	Aparato Calor Sensitivo Confort a Confort	96
3.1.1.d	Aparato Calor total Confort a Confort	96
3.1.1.e	Sistema Todo Aire. Ducto Simple- Volumen Constante	109
3.1.1.f	Sistema Todo Aire. Ducto Doble a Alta o Baja Velocidad	111
3.1.1.g	Sistema Todo Aire. Zona Simple con	

	recalentamiento	113
3.1.1.h	Sistema Todo Aire. Multizona	115
3.1.1.1	Sistema Todo Aire. Volumen de Aire Variable	117
3.1.1.j	Sistema Aire-Agua. Dos conductos	123
3.1.1.l	Sistema Aire-Agua. Cuatro conductos	126
3.1.1aa	Sistema de Inducción	128
3.1.1ab	Sistema de Ventilador -Serpentin	130
3.1.1ac	Sistema de Paneles Radiantes	133
3.1.1.p	Expansion Directa. Sistema DX	135
3.2.2.a	Diagrama Presion vs Entalpia R22	149
4.1.1.a	Sistema de Expansion Directa tipo Paquete	159
4.1.1.b	Sistema de Expansion Directa tipo Split	159
4.1.2.a	Conexiones a Sistema de Refrigeracion	164
4.1.2.b	Conexiones Sistema de Agua Helada	165
4.1.2.c	Conexion a Serpentin de Enfriamiento de UMA	166
4.1.2.d	Diagrama de control de flujo de aire para unidades manejadoras de aire (UMA)	167
4.1.3.a	Sistema Enfriado por Agua	169
5.3.1	Costo de Mantenimiento	214
5.4.a	Grafico de la Proyección Sistema de Agua Helada	221

5.4.b	Grafico de la Proyección Sistema de Expansión Directa	227
5.4.c	Valor Actual vs. Tasa Interna de Retorno	228

INTRODUCCION

Muy poca importancia se le ha dado al estudio de la refrigeración, aire acondicionado y climatización de las clínicas en la ciudad de Guayaquil, quizás en todo el Ecuador. Por esta razón se escogió el tema Recuperación Energética en la Clínica Kennedy de la Ciudad de Guayaquil, siendo esta de gran ayuda para seleccionar sistemas de aire acondicionado y equipos de refrigeración, además de como aprovechar energía, para que sea utilizado como base y aprovechado con mayor facilidad en futuros estudios de construcciones de clínicas.

Este estudio se ha realizado en base a las normas que dicta la ASHRAE y otros autores que se indicarán en bibliografía.

El estudio realizado comprende 5 capítulos entre lo cual contiene lo siguiente: generalidades; ganancias de calor por personas, por luces, por máquinas; clase de vidrio; ubicación de la clínica; infiltración y ventilación; psicrometría; equipos de climatización; aprovechamiento de calor; selección del sistema de aire acondicionado; diseño de ductos y tuberías; inversión inicial; consumo energético; costo de mantenimiento y por último el estudio comparativo entre el sistema que tiene la

clínica y el sistema que debería tener por norma del ASHRAE.

Este estudio se debió haber realizado hace 12 años cuando la inversión inicial por equipos era de bajo costo, considerando también que el costo por consumo de energía era bajo, lo cual hubiera sido más ventajosos para la clínica y esta a la vez hubiera sido una de las más modernas del país y con una mejor atención al público en general.

CAPITULO I

GENERALIDADES

Los cuartos de pacientes de la clínica serían considerados como hoteles excepto que las cargas requeridas están basadas en un 100% de ocupación operando las 24 horas del día en todo el año.

Dependiendo de la predominante exposición de la carga de luz puede estar sujeto a diversos análisis. El factor importante es que la circulación del aire estaría contenida en el interior de cada cuarto. Corredores, estaciones de enfermeras y áreas de servicio tendrían un suministro de aire aparte. Cada cuarto tendría un escape de presión negativa creado. Allí sería la no contaminación entre varias áreas. El área de tratamiento especial, terapéutico, maternidad, quirúrgico, morgue y otras áreas de servicio usualmente tienen individual temperatura, humedad y ventilación requerida.

Los espacios individuales son dirigidos fácilmente por estaciones centrales.

La limpieza de polvo, olores y bacteria es esencial. Esto sería simple de operar y particularmente mantener.

AIRE ACONDICIONADOR EN LA PREVENCION Y TRATAMIENTO DE ENFERMEDADES.

El aire acondicionado complementa el proceso biológico para el cambio de calor y agua y debe remover muchas de las partículas peligrosas o productos ofensivos para la actividad humana en el ambiente.

La temperatura del cuerpo de un hombre aislado se eleva aproximadamente cerca de 3.6° F por hora por la retención de calor de su mismo metabolismo. Sudando, suspirando, y más circulaciones rápidas de la sangre a través de la piel son los métodos fisiológicos del aumento de pérdida de calor. En un día desierto caluroso, un hombre produciría más de un litro de sudor en una hora.

El papel de la piel en la regulación de temperatura del cuerpo es ampliamente reconocida. La parte más notable por el trecho respiratorio es poco apreciado. El aire acondicionador es importante porque esto puede compensar para la función crítica anómala del cuerpo en esta importante área vital.

La temperatura y la humedad relativa del aire inhalado son llevados a la temperatura del cuerpo y a un nivel saturado, previo al esfuerzo para alcanzar a los

pulmones, por convección turbulenta y evaporación de agua desde la capa mucosa al trecho respiratorio más alto.

Cuando el aire inhalado es más frío y más seco que el aire alveolar, estos procesos enfrían la mucosa. Desde entonces el enfriamiento de la mucosa es dependiente de la temperatura ambiente y la humedad.

En climas calientes, la humedad del ambiente es crítica en determinada pérdida de calor. Cuando calienta, el aire saturado es inhalado, pasa insignificante enfriamiento evaporativo.

La capacidad del tracto respiratorio para mantener calor y balance de agua en condiciones de ambiente confortante depende de la integridad de la mucosa. La inflamación de la mucosa, un aumento en su temperatura, o cambios en su misma superficie dificulta esta función vital. Durante periodos de fiebre, el aumento de calor y agua son disipados. Esto reduce la temperatura del cuerpo pero causa pérdida excesiva de agua.

El medio ambiente terapéutico ideal para una persona es frío, seco, ambiente condicionado el cual eleva la disipación de calor desde el tracto respiratorio y la piel.



BIBLIOTECA

La pérdida de agua deberá ser provista sistemáticamente, particularmente cuando existe hiperventilación.

La exposición continua en un medio ambiente de muy baja humedad seca el tracto respiratorio. Esta acción de secado engruesa la mucosa, interfiere con sus movimientos y además afecta la descarga de contaminación de la vía aérea.

La baja humedad causaría disconformidad y crearía un reservorio de bacteria en el interior de la mucosa de la garganta, y con eso aumentaría la posibilidad de infecciones respiratoria altas. De tal manera en condiciones secas constituyen un peligro de enfermedad y debilitamiento para contribuir a una infección secundaria o totalmente una infección sin relación a las condiciones clínicas causando hospitalización.

Áreas clínicas destinadas a tratamiento de enfermedades respiratoria altas, también como las áreas en general de toda la clínica, deberían mantener una humedad relativa mínima del 30%. Las humedades más altas en el rango de 50 a 55% han estado demostrando ser más letales a ciertas bacterias que las humedades más bajas o más altas a éstas y podrían aceptarse a ciertas áreas.

INFLUENCIA DEL ACONDICIONADOR DE AIRE EN LA CLINICA.

El aire acondicionado en la clinica asume un papel más importante hacia los pacientes que la promoción de conformidad.

En muchos casos, el propio acondicionador de aire es un factor en la terapia de los pacientes, y, en algunos casos, esto es el mejor tratamiento.

La dificultad de encontrarse con un mantenimiento fluido y balance electrolito en pacientes que han sufrido quemaduras la temperatura del clima es alta en ambiente caliente por la adicional pérdida de fluido evaporativo.

Los pacientes con tirotoxicosis toleran la condición de humedad caliente y las ondas de calor muy pobremente. Su metabolismo es grande, y por eso su producción de calor es excesiva.

Ellos pueden ser incapaces de eliminar calor de la superficie del cuerpo tan rápidamente como esto es producido y transportado a la piel. Ellos desarrollan hiperdermia o fiebre, y una taquicardia. Un ambiente frio y seco produce la pérdida de calor por radiación y evaporación de la piel, y puede salvar la vida del paciente.

Los pacientes cardiacos pueden ser incapaces de mantener la circulación necesaria para asegurar una pérdida de calor normal. Recientemente la importancia del aire acondicionado en la cuadra de la clínica y cuartos de los pacientes cardiacos, particularmente estos con un congestivo descuido del corazón, han estado acentuando como una medida terapéutica. Esto es más importante en climas tropicales o subtropicales. Individuos con herida en la cabeza, aquellos sujetos a operación del cerebro, y aquellos que se envenenan con barbitúricos pueden tener hiperdermia, especialmente en un ambiente caliente, debido a disturbios en el centro de regulación de calor del cerebro. Obviamente, uno de los más importantes factores en recuperación es un ambiente en el cual el paciente puede perder calor por radiación y evaporación, es decir un cuarto frío con deshumidificador de aire.

Un ambiente caliente y seco (89.6F y 35% humedad relativa) ha sido utilizado sobre un extenso periodo para el tratamiento de pacientes con reumatismo, artritis, con manifestación de mejoramiento.

APLICACIONES DEL ACONDICIONADOR DE AIRE PARA FACILIDADES DE SALUD.

La diferencia básica entre el aire acondicionado en la clínica y otros tipos de edificios resulta de:

- 1) La restricción del movimiento de aire dentro y entre varios departamentos.
- 2) Los requerimientos específicos por ventilación y filtración para diluir y remover contaminaciones en la forma de olor y micro organismos aéreos.
- 3) La tolerancia de temperatura y humedad requerida para varias áreas, y
- 4) La necesidad para sofisticación en diseño para permitir un control preciso de la condición del ambiente.

Muchas de estas diferencias básicas han sido acentuadas por el problema agudo de infecciones comunes en muchos hospitales.

EL PROBLEMA DE INFECCION

La infección ha sido siempre una ocupación de importancia en los hospitales. La investigación corriente de contaminación aérea acentúa la importancia de la cualidad bacteriológica del aire, pureza del aire, movimiento del aire, y zonas del sistema por departamentos.

Cuidadosa adherencia sobre los años para prácticas asépticas tales como lavamanos, quehaceres domésticos, y

esterilizadores fueron suficientes para dejar grados de infección dentro de límite razonable. Con el desarrollo de sulfonamides y antibióticos, esto responde a los problemas de infección en los hospitales para resolverlos.

Los organismos son un serio peligro para debilitar a las personas. Los organismos crean problemas porque ellos pueden ser transportados en el pelo de una persona, en la piel, en la ropa, y en la nariz y serían dispersados en el medio ambiente durante la actividad normal. El esparcimiento de estas bacterias al aire del medio ambiente donde ellos podrían ser inhalados podría explicar el alto porcentaje relativo del personal hospitalario quienes comenzarían aportar nasalmente y propagarían dichos organismos. Dichos organismos miden aproximadamente una micra y pueden existir como una simple célula, y como otros organismos pueden ser transportados por el aire, usualmente ligados al polvo u otras partículas y así mismo transportados bacteriológicamente como la causa de muchas infecciones, un número de ellos han sido mortales.

CALIDAD DEL AIRE

El concepto del manejo de corriente de calidad de aire para muchas aplicaciones está basada en proveer a un

medio ambiente que esté libre de polvo y olores, a ser confortable para las ocupaciones humanas u otros requerimientos específicos.

Hoy en día, con un conocimiento más completo de la cantidad de bacterias contaminantes presentes en la clínica y un conocimiento total de este potencial dañino, y también porque los pacientes son más susceptibles a la infección que personas saludables, los ingenieros confrontan con una adicional consideración en lo que se refiere a calidad de aire.

Hasta años recientes, la obtención de filtros de aire en el medio podían remover solamente un pequeño porcentaje relativo de organismos patógenos en la corriente de aire, así como comparado con los filtros de aire de gran eficiencia que se obtienen hoy en día. A causa de esta baja eficiencia, las autoridades pensaron que es mejor utilizar todo el aire exterior el cual contiene muy poco organismos patógenos que reemplazar por recirculación el aire contaminado desde el interior de la clínica por la ventilación de cuartos de operación y similares áreas sensitivas. Hoy, en todo caso, esto ha sido demostrado que el diseño propio de sistema de aire utiliza filtros de aire de gran eficiencia los cuales pueden entregar aire igualmente libre de contaminación bacterial, si esto es aire exterior o recirculación de aire del inte-

rior del área.

La contaminación encontrada en el aire del ambiente de la clínica viene de los pacientes, personal, y visitantes, y como un resultado de las actividades asociadas con el cuidado del paciente.

Los efectos de la presencia de las personas y sus actividades sobre el grado de contaminación del aire ha sido demostrado por estudios al medio ambiente el cual ha sido conducido a hospitales en los recientes años. La siguiente tabla lista el promedio de contaminación bacterial en muchas áreas de un hospital bien dirigido y también presenta las variaciones en la cantidad de organismos.

AREA	Bacteria promedio por ft ³	Rango de bacteria por ft ³
Unidad de niños		
Corredor	24	6-80
Cuarto de paciente	25	10-51
Cuarto de utilidad	26	10-50
Lab.Hematologia	16	9-24
Lavadero		
Cuarto distribuido	50	25-78
Limpieza y plegadizo	28	12-74
Cirurgia(uso)		
Corredores	26	4-130
Cuarto de operación	10	1-80
Limpieza e inducción del cuarto	16	2-61
Cuarto de niños		1-2

Cuarto de parto	2-7
Aislamiento pediàtrico	20-100

Como control de olor, la ventilaci3n de aire sirve como un diluyente de contaminaci3n bacterial en el medio ambiente y como removedor de tales contaminaciones. La cantidad de ventilaci3n requerida para el cambio de aire por hora en un àrea particular de un hospital depende de la funci3n del àrea, del nùmero de personas en dicha àrea, y el grado de peligro al cual esta sujeto el paciente.

Las lãmparas esterilizadoras han sido utilizadas efectivamente para la esterilizaci3n de cubiertas de gases, y pequeños encerramientos donde la intensidad de luz y tráfico no crean problemas. Estas lãmparas son usuales para àrea de tratamiento de pacientes con tuberculosis, la cual reduce la concentraci3n de organismos.

Otro factor importante en el mantenimiento de la calidad del aire es el sitio de la toma de aire exterior de la ventilaci3n o sistema de acondicionador de aire. Dichas tomas no deben estar ubicadas cerca del nivel del suelo o en la vecindad de una caldera o mont3n incinerado o salida al vacio de ventilaci3n del hospital o edificios adyacentes. El servicio de filtraci3n requerido para la toma de aire cerca del nivel del suelo posee problemas

adicionales de la calidad del filtro, vida del filtro, y en general el mantenimiento.

LIMPIEZA DEL AIRE

Un número de métodos ha sido desarrollado para determinar la eficiencia de filtros que remuevan partículas inorgánicas de la corriente de aire. Estos métodos han hecho posible la selección de filtros para muchos sistemas de aire. Comercialmente los filtros removerían casi toda la bacteria, y unos pocos filtros especiales han sido desarrollados para remover partículas de una décima de micra. Estudios indican que 90% de las partículas encontradas en el ambiente de los hospitales tienen un diámetro mayor de 5 micras, y son diámetros usualmente en el rango de 6 a 14 micras.

Filtros con un grado de eficiencia medio con un mínimo de 80% de eficiencia alcanzaria 100% del aire exterior de sistema que sirven para cuarto de pacientes. Filtros con un mínimo del 90% de eficiencia sería utilizado en sistema central que recirculan y redistribuyen aire a los distintos cuartos de pacientes.

Filtros que tienen 90% de eficiencia son utilizados en sistemas para suministrar aire en el quirófano, cuarto de niños, en el cuarto obstétrico y en cuartos de cuida-

do intensivo y aislados. Estos filtros son utilizados para muchas áreas sensitivas donde el peligro de infección aumenta por el tipo de tratamiento realizado en la área.

Filtros de mejor eficiencia que tienen el 99.97% son utilizados en sistemas para suministrar aire a cuartos de pacientes que presentan grave infecci3n como lo es la quemadura y la leukemia.

Cuando filtros de mejor eficiencia y filtros de gran eficiencia son utilizados, la consideraci3n estaría dada al uso de filtros de menor eficiencia como los prefiltros.

Estos prefiltros remueven las partículas espesas y aumentan la vida de los filtros de gran eficiencia.

Todo filtro es instalado para prevenir pérdidas entre el segmento del filtro y entre la base del filtro y su forma.

Una pequeña grieta que permita escapar aire contaminado a través del filtro puede destruir la utilidad del aire limpio.

Un manómetro sería instalado en el sistema de filtro



BIBLIOTECA

para prevenir una lectura de la caída de presión. Esto proporcionaría un mejor conocimiento cuando el filtro sería cambiado que por observación visual.

MOVIMIENTO DEL AIRE

Los datos dados en la tabla ilustran el grado de contaminación el cual puede ser dispersado en el aire del ambiente de la clínica por las actividades rutinarias del cuidado de un paciente normal.

La bacteria contada en el ambiente indica claramente el alargamiento de esta contaminación.

Porque de esta actividad necesaria y resultado disperso de bacteria, sistemas de aire serían diseñados para proveer un modelo de movimiento de aire lo cual minimizaría el alargamiento de tales contaminaciones.

El concepto de flujo laminar de aire desarrollado para el uso de limpieza de cuarto ha tomado gran importancia en las autoridades médicas. Se tiene sistema de flujo laminar horizontal y vertical. El sistema de flujo vertical utiliza baja velocidad de aire sobre el equipo quirúrgico con una cortina de alta velocidad de aire para separar el equipo quirúrgico del resto del cuarto. Los sistemas de flujo laminar son utilizados para

pacientes que representan graves infecciones.

Los elevadores, escaleras, tuberías, y otros abiertas verticales que son comunes en la clínica complican el problema de controlar el movimiento del aire.

El método en el control del movimiento de aire está en el diseño y balanceo de sistemas para crear presión de aire positiva o negativa en el interior de un cuarto o área por el aumento del suministro de aire.

Sistemas sirven para áreas contaminadas tales como los cuartos de autopsia, cuartos aislados para evitar contagios, los cuales mantendrían una presión negativa de aire en el interior del cuarto relativo o corredor. La presión negativa es obtenido por el suministro de poco aire al área que es extraído desde éste. Esto induce un flujo de aire en el área alrededor de la puerta y prevenir un flujo de aire exterior.

ZONIFICACION

En adición a la zonificación de sistemas de manejo de aire requerido para compensar por exposición debido a la orientación y forma del edificio y otros diseños futuros, la consideración sería dada a zonificación que minimizaría la mezcla de aire de los diferentes cuartos

o departamentos.

El concepto de sistemas para departamentos separados permite una simple provisión para operación de departamentos de área crítica con sistemas de manejo de aire a salas como la de operación y la de alumbramiento. Sistemas separados permiten un grado de protección en que una caída en un sistema afectaría solamente a una sección limitada del hospital. Los sistemas centrales son capaces de realizar una medida de capacidad standby.

La separación de sistemas por departamento, sirven para quirófanos, departamento de patología, obstetrix.

SISTEMAS ACONDICIONADORES DE AIRE

El diseño de sistemas de acondicionadores de aire en un hospital varía de acuerdo al tamaño, al tipo de estructura, al espacio requerido, orientación, condiciones del clima y muchos otros factores. Esto es por consiguiente imposible prescribir un sistema particular el cual sea adecuado para todo hospital.

En un sistema acondicionador de aire para la clínica, una amplia variación de diseños serían considerados, incluyendo baja y alta presión en todos los sistemas centrales de aire adaptados a muchas modificaciones,

también como muchos tipos de unidades de sistemas para cuartos individuales.

Sistemas de alta velocidad, los cuales son utilizados más a menudo en los hospitales hoy en día, tienen ciertas ventajas sobre los sistemas de baja velocidad en que ellos requieren sistemas de ductos más pequeños y menos elaboración de centrales. Los ductos más pequeños requieren menos espacio y minimizan interferencia con muchas líneas útiles ocultas. En adición la característica hermética de los sistemas de ductos elimina la posibilidad de infiltración de aire no tratado. Los sistemas también se prestan a una variedad de orden de control. Sistemas de presión total requieren ser comparados a la resistencia variable de muchos tipos de filtros; así la cantidad total de flujo de aire quedaría casi constante como los filtros sucios.

Muchos términos comúnmente empleados en sistemas de alta presión automáticamente se adaptan a mantener una capacidad constante de aire. Muchos edificios requieren el uso de sistemas de baja velocidad y de alta velocidad.

Sistemas de central de aire distribuidos para departamentos zonificados, como requeridos, son recomendados.

Estos sistemas serían de diseño de simple o doble ducto. Unidades de sistemas utilizados en cuartos individuales, tales como inducción de aire o tipos de fan-coil, minimizan la circulación de aire de un cuarto de paciente a otro y sirve para reducir la posibilidad de desarrollo de infecciones.

En todo caso, a causa de la dificultad de mantenerlos en estado aséptico, ellos no son utilizados en áreas que requieran una ambientación extremadamente limpia o aquellas áreas que están sujetas a contaminaciones pesadas.

Ellos son particularmente difíciles de servir y mantener en una condición limpia cuando están localizados sobre el tumbado.

A causa de la muy baja eficiencia de los filtros en estos tipos de unidades y a causa de su dependencia sobre otras aspiraciones o recirculación de aire dentro del cuarto, y en algunos instantes la presencia de superficie mojada, niveles de contaminación formarían grandes cantidades de pie cúbico de aire que con otros sistemas.

Unidades de sistemas de inducción han sido utilizados efectivamente para áreas de cuarto de paciente. Sistemas

de fan-coil, los cuales difieren de los sistemas de inducción en que ellos no proveen ventilación del aire exterior o medios de humidificación, serían suplementados con un diseño de sistema de ventilación separado para proveer ventilación y humidificación.

CRITERIO DE DISEÑO

Esto no es lo adecuado de este criterio para cubrir los fundamentos de ingeniería o problemas comunes para la construcción de edificios, pero es bastante como para presentar condiciones especiales los cuales son peculiares para las facilidades de salud y de los intereses de la ingeniería. La tabla que se presenta indica las recomendaciones mínimas del grado de ventilación para las diversas áreas de un hospital.

TABLA RELACION DE PRESION Y VENTILACION DE AREAS DE LA CLINICA

AREA DESIGNADA	REL.DE PRESION EN AREAS EXT.	SUMIN. AIRE	MIN.VOL. AIRE POR HR.	MIN.VOL. AIRE EXT TOT. CTO./HR	AIRE DEL SALE EXT.
Quirófano	+	o.	5	25	o.
Sala alumbram.	+	o.	5	25	o.
Recien nacidos	+	o.	5	15	o.
Sala de Recup.	0	o.	6	15	no
Cuidado intens.	+	si	6	6	si

Cto.pacientes	0	o.	2	4	o.
Corredor area pacientes	0	o.	4	4	o.
Cuarto aislamto.	0	si	12	12	si
Antecam. aislada	0	si	6	6	si
Sala de tratam.	0	o.	6	12	o.
Sala de Rayos X	-	o.	6	6	si
Hidroterapia y Fisico	-	o.	4	4	no
Autopsia y camara obsc.	-	o.	6	15	si
Taller sucio	-	o.	4	12	no
Taller limpio	+	o.	4	12	no
Cuarto del baño	-	o.	o.	10	si
Equip.estirilizd.	-	o.	o.	10	si
Cto.de lienzo y sumidero basura	-	o.	2	10	si
Laboratorio gral	-	o.	6	6	si
Lab.transf.media	+	o.	4	4	si
Cocina	0	si	20	20	si
Cto.de lavar ropa	-	o.	o.	10	si
Almacenaje medic. dietética	0	o.	o.	2	o.
Almacenaje lienzo sucio	-	o.	o.	10	si
Almacenaje lienzo limpio	+	o.	2	2	o.
Almacenaje anestesia	0	si	8	8	si

NOTA: + = positivo, - = negativo, 0 = neutro,
o. = opcional

DIAGNOSTICO Y FACILIDADES DE TRATAMIENTO

Esta área incluye los siguientes departamentos : labora-
torio, patología, radiología, terapia física, terapia
ocupacional, terapia de inhalación.

LABORATORIOS. El acondicionador de aire para conformidad y seguridad de las técnicas es necesario en los laboratorios. Los gases químicos, vapores, calentamiento de los equipos, contribuyen a esta necesidad.

Una particular atención sería dado al tamaño y tipo de equipo utilizado en varios laboratorios. El calor ganado de los esterilizadores, equipos electrónicos, cafetera, y elementos de calentamiento constituyen un mayor porcentaje de la carga de enfriamiento.

La distribución de aire y sistema de retorno sería construido de materiales convencionales siguiendo el diseño estandar para el tipo de sistema empleado.

Las UNIDADES BACTERIOLOGICAS no tienen movimiento de aire indebido, y cuidadosamente estaría ejercido para limitar velocidades de aire a un mínimo. Los laboratorios de enfermedades infecciosas y virus, requieren un tratamiento especial.

En el departamento de PATOLOGIA encontramos el área de especial atención como lo es el cuarto de autopsia. Los cuartos de autopsia están sujetos a contaminaciones bacteriologicas y olores. Los sistemas de extracción descargan el aire sobre el tumbado del hospital.

En el departamento de RADIOLOGIA encontramos lo que es la radiografía, fluoroscopia, terapia, los cuales requieren especial atención. Estos requieren temperaturas de 75 a 80 F y una humedad de 40 a 50%. En estos cuartos se mantiene una presión negativa. Porque del problema de olor, el aire de estos cuartos no estaría recirculando durante las veces que el cuarto está en uso, para remover los olores se debe incorporar un sistema de ventilación.

En el departamento de TERAPIA FISICA la carga de enfriamiento de la sección de electroterapia sería afectado por el uso de equipos ultravioleta. La sección de hidroterapia generalmente se la mantiene arriba de 80 F. La sección de ejercicios no requiere especial tratamiento, y la temperatura y humedad estarían cerca de la zona de conformidad.

En las FARMACIAS no se requiere de un tratamiento especial de ventilación pero si de una conformidad. En caso preparar alguna solución intravenosa se necesita de un flujo laminar de aire.

SECCION RECIEN NACIDOS

El acondicionador de aire sería requerido en la sección de recién nacidos para proveer una temperatura constante

y una esencial condicional humedad para el cuidado de los recién nacidos. Adicional a esto, el sistema de acondicionador de aire enviaría su ventilación para remover olores y reduciría la contaminación bacteriológica del ambiente.

Los sistemas incluirían filtros de alta eficiencia. Se recomienda una temperatura de 75 F y una humedad relativa de 50% para la sección de recién nacidos, cuartos de examinación, y espacio de trabajo. En la sección de los recién nacidos se tendría una relación de presión positiva para el trabajo de cuarto de examinación y para proteger a los infantes durante la visita con la madre.

Los recién nacidos prematuros requerirían de una temperatura de 80 F y una humedad relativa en el rango de 55 a 65 %.

DEPARTAMENTO QUIRURGICO

Ninguna área de un hospital requiere más cuidado de control de las condiciones asépticas del ambiente que tendría el área quirúrgica. Los sistemas sirven para los cuartos de operación requiriendo un cuidadoso diseño para reducir a un mínimo la concentración de organismos que son llevados por el aire. Se ha establecido que las grandes cantidades de bacteria encontradas en el cuarto

de operación viene de los equipos quirúrgicos y como resultado durante una actividad de operación.

Durante una operación, muchos miembros del equipo quirúrgico están cerca de la mesa de operación creando una considerable situación de concentración de contaminación en esta área sensitiva grandemente.

Estudios recientes indican que la ubicación de los sistemas de distribución de aire en los techados y en los niveles altos de las paredes son más efectivos para el movimiento de aire y así poder mantener la concentración de contaminantes en un nivel aceptable.

Los cuartos de operación no son usados más que 8 horas en por día, los sistemas de ventilación y acondicionador de aire durante el tiempo cuando el cuarto de operación no están siendo utilizados si el sistema es diseñado para 100% de aire exterior.

Se recomienda las siguientes condiciones para los cuartos de operación:

1. Temperatura de 68 a 76 F
2. Humedad relativa de 50%
3. Presión positiva de aire de 0.1 pulg. de agua dentro del cuarto de operación relativo a la presión de

algún cuarto contiguo.

4. Instalación de manómetros para permitir la lectura de la presión de aire del cuarto
5. Indicador de humedad para fácil observación.
6. Extracción de aire removido desde cada cuarto.
7. Usar filtros de alta eficiencia en el suministro de aire en los cuartos.

CAPITULO II

2. GANANCIAS DE CALOR

2.1 UBICACION DE LA CLINICA

La clinica Kennedy está ubicada en la Ciudadela Kennedy de la ciudad de Guayaquil. Su principal fachada está orientada a la Avenida San Jorge.

Geográficamente está ubicada de la siguiente manera:

Latitud: 210 grados Sur

Longitud: 79.53 grados Oeste

La clinica está comprendida de tres partes: planta baja, primer piso y segundo piso.

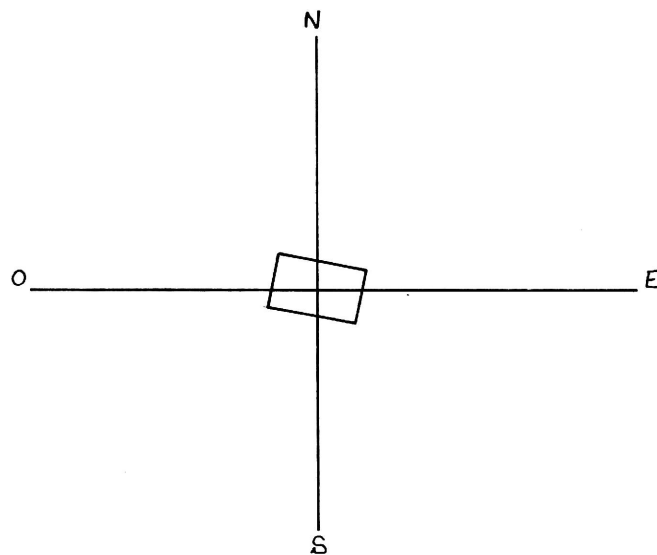


Fig. 2.1.a Ubicación de la clínica

La Planta Baja tiene 5 fachadas, las cuales tienen los siguientes ángulos azimuth :

El azimuth para la pared 1 es	53 grados
El azimuth para la pared 2 es	102 grados
El azimuth para la pared 3 es	168 grados
El azimuth para la pared 4 es	258 grados
El azimuth para la pared 5 es	348 grados

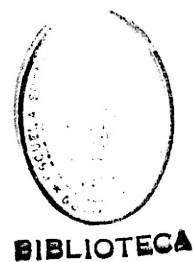
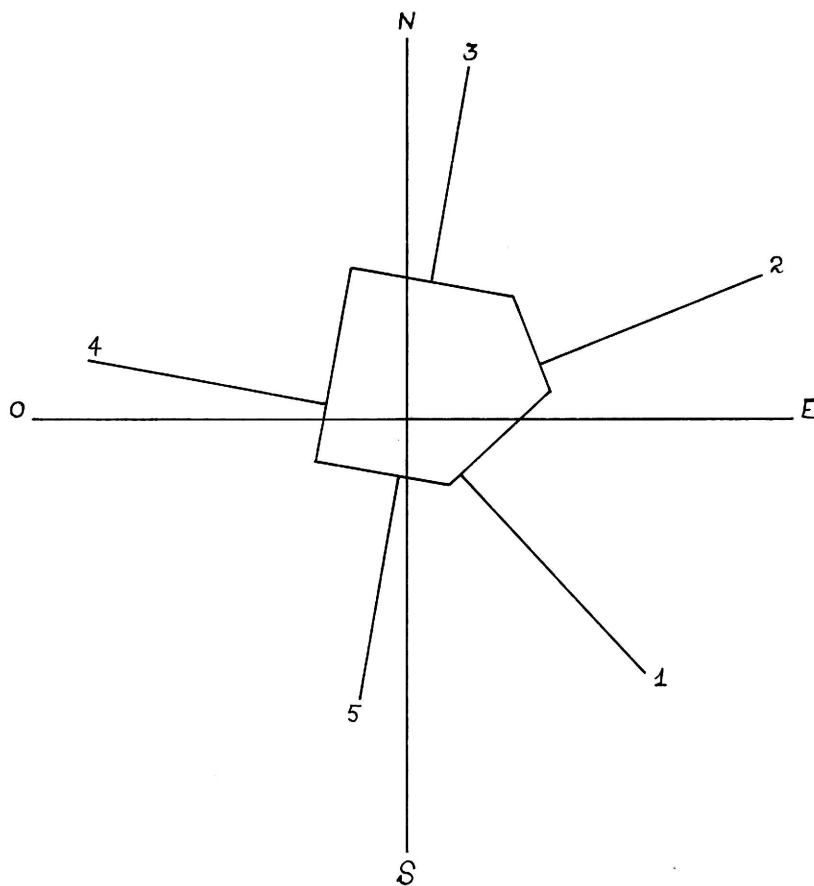


Fig. 2.1.b. Angulos Azimuth Planta Baja.-Clínica
Kennedy

El primer piso tiene 8 fachadas, las cuales tienen los siguientes ángulos azimuth:

El azimuth para la pared 1 es	53 grados
El azimuth para la pared 2 es	143 grados
El azimuth para la pared 3 es	101 grados
El azimuth para la pared 4 es	168 grados
El azimuth para la pared 5 es	258 grados
El azimuth para la pared 6 es	281 grados
El azimuth para la pared 7 es	323 grados
El azimuth para la pared 8 es	348 grados

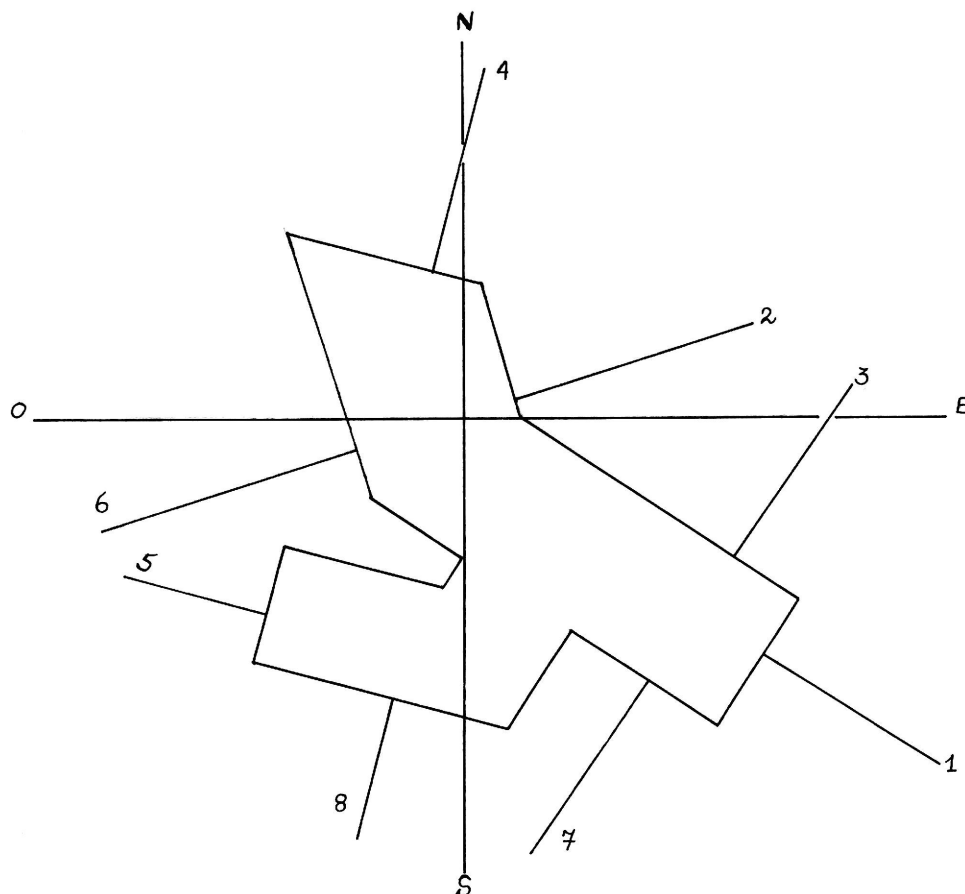
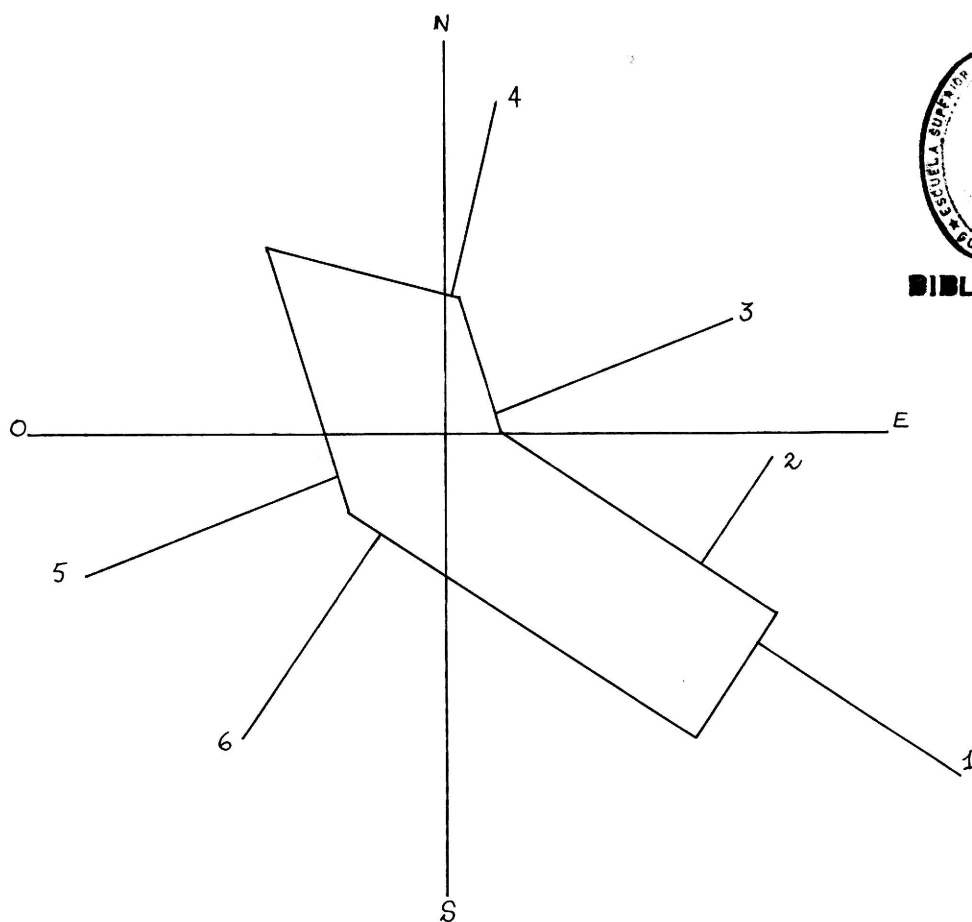


Fig. 2.1.c. Angulos Azimuth Primer Piso.-Clinica Kennedy

El segundo piso tiene 6 fachadas, las cuales tienen los siguientes ángulos azimuth:

El azimuth para la pared 1 es	53 grados
El azimuth para la pared 2 es	143 grados
El azimuth para la pared 3 es	101 grados
El azimuth para la pared 4 es	168 grados
El azimuth para la pared 5 es	281 grados
El azimuth para la pared 6 es	323 grados



BIBLIOTECA

Fig. 2.1.d. Angulos Azimuth Segundo Piso.-Clínica Kennedy

2.2 PARAMETROS INVOLUCRADOS

2.2.1 FLUJO DE CALOR A TRAVES DE ESTRUCTURAS DE EDIFICIOS

La ganancia de calor a través de las paredes y techos es normalmente calculada a la vez por los grandes flujos de calor. Esto es causado por el calor solar que es absorbido por la superficie exterior y por la diferencia de temperatura entre el aire exterior e interior. El origen de calor de ambos son grandemente variables en el día y, por esto, resulta un estado de flujo variable de calor a través de la construcción exterior. Este estado de flujo es difícil de evaluar para cada situación individual; de cualquier modo, esto puede ser dirigido mejor por medio de una diferencia de temperatura equivalente al otro lado de la estructura.

La diferencia de temperatura equivalente es esa diferencia de temperatura la cual resulta entre el flujo de calor total que es causado por la variación de la radiación solar y la temperatura exterior. La diferencia de temperatura equivalente al otro lado de la

estructura toma en cuenta los diferentes tipos de construcción y exposición, tiempo del día, localización del edificio (clínica), y condiciones de diseño. El flujo de calor a través de las estructuras sería calculado, usando la ecuación de flujo de calor de estado variable con la diferencia de temperatura equivalente.

$$q = UADTe$$

donde q = flujo de calor, Btu/hr

U = coeficiente de transmisión ,
Btu/(hr)(sqft)(oF)

A = área de superficie, sq ft

Te = diferencia de temperatura equivalente, F

Las pérdidas de calor a través de la construcción exterior (paredes y techo) es normalmente calculada a la vez por el gran flujo de calor. Esto ocurre temprano en la mañana después de pocas horas de muy baja temperatura exterior.

El flujo de calor a través de la construcción interior (piso, cielo raso, particiones) es causado por una diferencia en temperatura del

aire de ambas caras de la estructura.

Esta diferencia de temperatura es esencialmente constante en el día y, por esta razón, el flujo de calor puede ser determinado de la ecuación de flujo de calor de estado variable, usando la actual temperatura sobre otra cara.

2.2.2 DIFERENCIA DE TEMPERATURA EQUIVALENTE-ILUMINACION Y SOMBRA DE PAREDES Y TECHOS.

El proceso de transferencia de calor a través de paredes indican condiciones de estado variable. Se asume que las temperaturas en cada lado son todas iguales al comienzo, y que las temperaturas interior y exterior quedan constantes.

Cuando el sol brilla sobre la pared, mucho del calor solar es absorbido en el primer lado. Esto eleva la temperatura del primer lado sobre el aire exterior y el segundo lado, causando calor para fluir al aire exterior y también al segundo lado.

La cantidad de calor fluyendo en otra

dirección depende de la resistencia para fluir calor en el interior de la pared y a través del aire exterior. El calor fluye en el segundo lado, se invierte, eleva su temperatura, causando calor para fluir adentro del tercer lado. Este proceso de absorber calor y atravesando algunos al próximo lado continua a través de la pared al último o 12o lado donde recordando el calor es transferido al interior por convección y radiación. Para esta particular pared, esto toma aproximadamente 7 horas para que el calor solar pase a través de la pared hacia el cuarto.

El flujo de calor a través de paredes y techos involucra los tres métodos de transferencia de calor: radiación, convección y conducción. La importancia de la transferencia de calor por radiación se hace mayor conforme se incrementa la temperatura de un objeto. La temperatura en los problemas de ingeniería que es aproximada a la del medio ambiente hace que el proceso por radiación sea despreciado, por lo cual en el análisis nos limitaremos a los otros dos procesos.

Observando la Fig.2.2.a tenemos el flujo de calor a través de una pared homogénea.

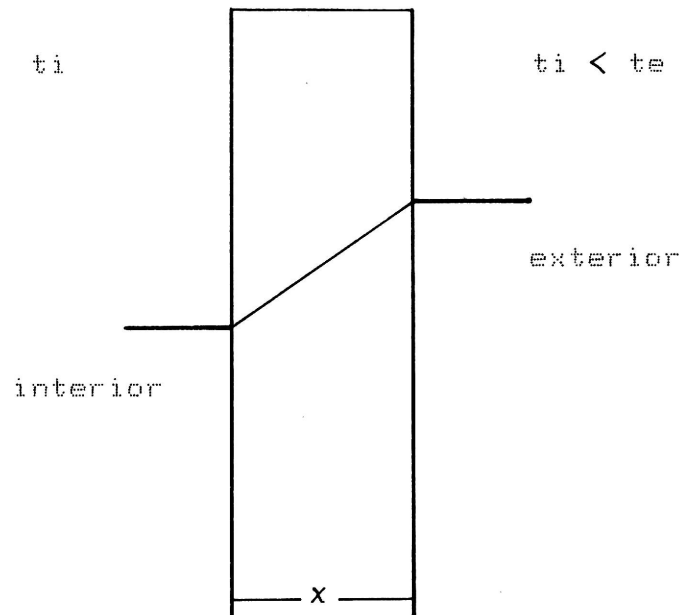


Fig. 2.2.a. Flujo de Calor a través de pared

Donde:

$$q_{i-1} = h_i * A * (t_i - t_1) \quad (1.a)$$

$$q_{1-2} = k * A * (t_1 - t_2) / x \quad (1.b)$$

$$q_{2-e} = h_e * A * (t_2 - t_e) \quad (1.c)$$

Como la misma cantidad de calor está involucrada en cada paso de las transmisiones citadas tenemos:

$$\begin{aligned} q_p &= h_i * A * (t_i - t_1) = k * A * (t_1 - t_2) / x \\ &= h_e * A * (t_2 - t_e) \end{aligned}$$

Resolviendo tenemos:

$$q_p = \left(1 / \left(1/h_i + x/k + 1/h_e \right) \right) * A * (t_i - t_e)$$

(1.d)

Donde:

q_p = pérdidas de calor a través de paredes y techos . (BTU/hr)

h_i = coeficiente de transferencia de calor por unidad de superficie o coeficiente de convección interior (BTU/hr.pie².oF)

k = conductividad térmica del material (BTU/hr.pie.oF)

h_e = coeficiente de convección exterior. (BTU/hr.pie².oF)

t_i = temperatura interior de diseño.(oF)

t_e = temperatura exterior de diseño.(oF)

A = área del elemento en cuestión. (pie²)

x = espesor del elemento en cuestión. (pie)

Por consiguiente en términos de coeficiente total tenemos que la ecuación 1.d es:

$$q_p = U * A * DT_{total} \quad (1.e)$$

Donde:

U = coeficiente global de transferencia de calor. (BTU/hr.pie².oF)

El valor de U para una estructura en particular no es fija, bajo todas las condiciones, varía de acuerdo a la exposición y orientación del elemento. Su valor es establecido para un flujo de calor en estado estable.

Los valores del coeficiente de convección h, se incrementan con un aumento en la rugosidad de la superficie involucrada, y sin embargo, debido a que en la superficie las condiciones de viento y temperatura son a veces indeterminadas, se plantea los siguientes valores:

h_i = 1.65 para condiciones interiores con aire tranquilo y superficies no reflexivas.

$h_e = 6.0$ para condiciones de velocidad del viento de 15 MPH.



BIBLIOTECA

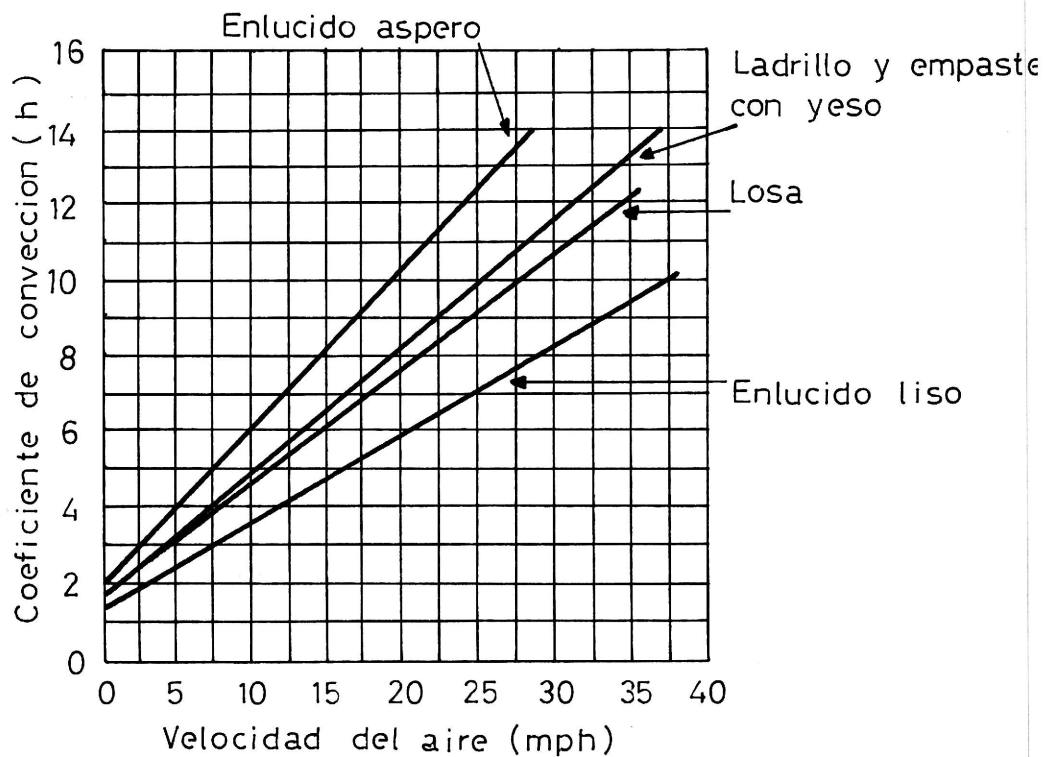


Fig.2.2.2.b. Variación del coeficiente filmico con la velocidad sobre diferentes superficies.

2.2.3 ALMACENAGE DE CALOR EN ESTRUCTURA DEL EDIFICIO (CLINICA)

El calor instantáneo ganado en una estructura típica consiste en el calor ganado por el sol, luz, personas, transmisión a través de paredes, techo y vidrio, infiltración y ventilación de aire y, en algunos casos, maquinaria, objetos aplicados, cálculos de maquinas eléctricas, tec. Una gran parte de este calor instantáneo ganado es calor radiante lo cual no conviene una instantánea carga sobre el equipo, porque esto golpearía una superficie sólida y sería absorbida por esta superficie antes de estar conviniendo una carga sobre el equipo. La falta de éxito sobre las variadas ganancias de calor instantáneas en calor radiante y calor convectivo es aproximadamente como sigue:

ORIGEN DE CALOR GANADO	CALOR RADIANTE	CALOR CONVECTIVO
Solar, sin int. oscuro	100%	-
Solar, con int. oscuro	58%	42%
Luces fluorescentes	50%	50%
Luces incandescentes	80%	20%

Transmisiones	60%	40%
Infiltr.y ventilac.	-	100%
Maq. o Aplicaciones	20-80%	80-20%

El 40% que queda es disipado como carga latente.

La carga de transmisión es considerada a ser 100% carga convectiva. Esta carga es normalmente una pequeña parte relativa de la carga total, y por simplicidad es considerada a ser carga instantánea sobre el equipo.

La carga de maquinarias o varias aplicaciones, depende sobre la temperatura de la superficie.

2.2.4 CALOR SOLAR-DIRECTO Y DIFUSO

El calor solar sobre el borde exterior de la atmósfera de la tierra es cerca de 445 Btu/(hr)(sq ft) en Diciembre 21 cuando el sol está muy cercano a la Tierra, y cerca de 415 Btu/(hr)(sq ft) en Junio 21 cuando éste está muy distante. La cantidad de calor solar en el exterior de la atmósfera de la Tierra vira entre estos límites en todo el año.

El esfuerzo del calor solar para alcanzar la superficie de la Tierra es reducido considerablemente bajo estas formas porque gran parte de esto es disipado, reflectado al espacio, y absorbido por la atmósfera. La radiación disipada es término difuso o radiación atmosférica, y es distribuido mas o menos igual sobre la superficie de la Tierra porque esto no es nada mas que una reflexión de partículas en polvo, vapor de agua y ozono en la atmósfera. El calor solar que viene directamente a través de la atmósfera es llamada radiación directa. El parentesco entre el total y la radiación directa y difusa en algún punto de la Tierra es dependiente de los dos factores siguientes:

1. La distancia recorrida a través de la atmósfera para penetrar el punto sobre la Tierra.
2. La cantidad de niebla en el aire.

Como la distancia recorrida o la cantidad de niebla aumenta, el componente de la radiación difusa aumenta pero el componente de la directa disminuye. Como cualquiera o ambos de

estos factores aumenta, el efecto por todas partes es reducir la cantidad total de calor que fue penetrada a la superficie de la Tierra.

2.2.5 VIDRIO ORDINARIO

El vidrio ordinario es especificado como vidrio cristal de simple grueso y simple o doble resistencia. El calor solar ganado a través del vidrio ordinario depende sobre su localización en la superficie de la Tierra, tiempo del día, tiempo del año, y la dirección cubierta de la ventana. El componente de la radiación directa resulta en un calor ganado al espacio condicionado solamente cuando la ventana está en los rayos directos del sol, mientras el componente de la radiación difusa resulta en un calor ganado, igual cuando la ventana no está frente al sol.

El vidrio ordinario absorbe una pequeña porción del calor solar (5% a 6%) y refleja o transmite el resto. La cantidad reflectada o transmitida depende del ángulo de incidencia. El ángulo de incidencia es el ángulo entre la perpendicular a la superficie de la ventana y

los rayos del sol.

Con poco ángulo de incidencia, cerca del 86% o 87% es transmitido y el 8% o 9% es reflejado. Como el ángulo de incidencia aumenta, más calor solar es reflejado y menos es transmitido. El calor solar total ganado a la condición del espacio consiste del calor transmitido más cerca del 40% del calor que es absorbido en el vidrio.

El flujo de calor a través de vidrios por conducción térmica, está dado por la siguiente expresión:

$$q_v = U_v * (t_i - t_e) * A \quad (1.f)$$

donde:

U_v = coeficiente global de transferencia de calor del vidrio. (BTU/hr.pie².°F)

q_v = pérdidas de calor a través del vidrio. (BTU/hr)

En la ecuación 1.f si "ti" es mayor que "te" el flujo de calor se realiza hacia afuera del espacio climatizado (calentado). Si "te" es mayor que "ti" el flujo de calor se realiza

hacia dentro del espacio climatizado.

2.2.6 TODO TIPO DE VIDRIOS-CON Y SIN PROYECTOS SOMBREADOS

Los vidrios, otros que los vidrios ordinarios, absorben calor solar porque esto:

1. Sería más grueso, o
2. Sería especialmente tratado para absorber calor solar.

Estos tipos de vidrios especiales reducen el calor solar transmitido pero aumentan la cantidad de calor solar absorbido siguiente en el espacio. Normalmente estos reflejan ligeramente menos que el vidrio ordinario porque parte de la reflexión toma lugar sobre la superficie interior. Una porción de calor reflectado de la superficie interior es absorbido pasando a través del vidrio. El efecto por todas partes, en todo caso, es reducir el calor solar ganado a las condiciones de espacio como se presenta en la figura.



BIBLIOTECA

La eficiencia de un proyecto sombreado depende de su capacidad para mantener el calor solar de las condiciones de espacio. Todo proyecto sombreado refleja y absorbe una mayor porción del calor ganado, saliendo una pequeña parte a ser transmitida. Los proyectos sombreados externos son mucho más efectivos que los proyectos internos porque todos del calor solar reflectado es impedido a entrar y el calor absorbido es disipado al aire exterior. Los proyectos internos necesariamente disipan su calor absorbido dentro las condiciones de espacio y reflejan el calor solar a través del vidrio en que algunos de estos es absorbido.

COEFICIENTE DE TRANSMISION U

El coeficiente de transmisión o valor U es el rango sobre el cual el calor es transferido a través de la estructura de un edificio (clínica) en $\text{BTU}/(\text{hr})(\text{sq ft})(\text{oF})$. El grado de la diferencia de temperatura es el flujo de calor a través de la estructura. El recíproco del valor de U para alguna pared es la resistencia total de esta pared al flujo de

calor.

La resistencia total de alguna pared al flujo de calor es la sumatoria de la resistencia en cada un componente de la estructura y la resistencia de la superficie exterior e interior

$$R = r_1 + r_2 + r_3 + \dots + r_n$$

$$R = 1/U$$



BIBLIOTECA

El coeficiente de transmisión ha sido calculado para los más comunes tipos de construcción.

2.3 CALOR GANADO INTERNO

El calor ganado interno es el calor sensible y latente desprendido dentro de la condición del aire del espacio por los ocupantes, luces, aplicaciones, máquinas, tubos, etc. Una parte del calor ganado del origen interno es calor radiante el cual es parcialmente absorbido en la estructura del edificio (clínica), de ese modo reduce el calor ganado instantáneo.

2.3.1 PERSONAS

El calor es generado dentro el cuerpo humano por oxidación, comunmente llamado grado metabólico. El grado metabólico varía con el individuo y con su nivel de actividad. Los procesos del cuerpo humano son llevados a cabo más eficientemente en un profundo tejido de temperatura de aproximadamente 98.6 F; esta temperatura variaría solamente a través de un estrecho rango.

En todo caso, el cuerpo humano es capaz de mantener esta temperatura, a través de un ancho rango de temperatura ambiente, conservando o disipando el calor generado dentro este mismo.

Este calor es llevado a la superficie del cuerpo en la corriente de sangre y es disipado por:

1. Radiación de la superficie del cuerpo a la circunstante superficie.
2. Convección de la superficie del cuerpo y la región respiratoria al aire circunstante.

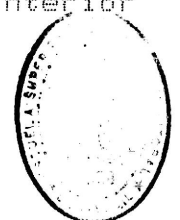
3. Evaporación de la humedad de la superficie del cuerpo y en la región respiratoria al aire circunstante.

La cantidad de calor disipado por radiación y convección es determinado por la diferencia de temperatura entre la superficie del cuerpo y su mismo ambiente. El calor disipado por evaporación es determinado por la diferencia de presión de vapor entre el cuerpo y el aire.

El calor ganado por las personas está basado en el grado metabólico del hombre adulto, pesando 150 lb., diferentes niveles de actividad y generalmente por ocupaciones mayores que 3 horas.

El grado metabólico de las mujeres es cerca del 85% que para un hombre, y para niños cerca del 75%.

Entre el cuerpo y el medio ambiente existen intercambios de calor, producto del delta T existente y con el fin de que el cuerpo mantenga cierto rango de temperatura interior se tiene lo siguiente:



$$q_m = q_c + q_r + q_e + q_a \quad (1.g)$$

donde:

q_m = velocidad de producción de calor del cuerpo. (BTU/hr)

q_c = velocidad de intercambio de calor por convección con aire circundante. (BTU/hr)

q_r = velocidad de intercambio de calor por radiación con las superficies circundantes. (BTU/hr)

q_a = velocidad de cambio de calor almacenado en el cuerpo. (BTU/hr)

La velocidad de producción de calor del cuerpo, q_m , depende de la actividad metabólica del organismo relacionada a su medio ambiente, por lo cual se tiene en el rango de 400 BTU/hr para un adulto en reposo, a más de 2500 BTU/hr para trabajo pesado.

El calor sensible q_s y el calor latente q_l por persona, es tomado de acuerdo a la actividad

que realizan dentro del local. Los valores q_s y q_l se lo toman de la tabla.

2.3.2 LUCES

Las luces generan calor sensible por la conversión de la fuerza eléctrica a luz y calor. El calor es disipado por radiación al ambiente de la superficie, por conducción en los materiales contiguos y por convección al ambiente del aire. La parte radiante de la carga de luz es parcialmente acumulada.

La luz incandescente convierte aproximadamente 10% de la fuerza a luz en el resto que estaría generando como calor dentro del bulbo y disipado por radiación, convección, y solamente cerca del 10% por convección y conducción.

Las luces fluorescentes convierten cerca del 25% de la fuerza a la luz, con cerca de 25% estaría disipada por radiación a la superficie ambiente. Los otros 50% está disipada por conducción y convección.

La ganancia de calor proporcionada por luces

al cuarto dependerá del tipo de lámpara utilizada. Se tiene entonces que para

Lámparas fluorescentes

$$q_{lu} = \text{watt} * 1.25 * 3.4 \quad (1.h)$$

Lámparas incandescentes

$$q_{lu} = \text{watt} * 3.4 \quad (1.i)$$

donde:

q_{lu} = ganancia de calor por luces. (BTU/hr)

watt = potencia total de luces en el local

1.25 = factor de ganancia de calor de la balastra.

3.4 = factor de conversión

2.3.3 EQUIPOS Y ACCESORIOS

La energía radiante vendría expresada de la siguiente manera:

$$q_R = A_{ef} * E * G * (t_{s4} - t_{R4}) \quad (1.j)$$

donde:

A_{ef} = área efectiva de transferencia de
equipos y accesorios.

E = emisividad

G = constante de Stefan-boltzmann

t_s = temperatura de la superficie (oR)

t_R = temperatura radiante promedio (oR)

La energía por convección vendría expresada de
la siguiente forma:

$$q_C = A_{ef} * h * (t_s - t_a) \quad (1.1)$$

donde:

h = coeficiente convectivo. (BTU/hr.pie.oF)

t_a = temperatura ambiente. (oF)

t_s = temperatura de la superficie de equipos y
accesorios (oF)

La ganancia de calor proporcionada por los
equipos y accesorios es:

$$q_S = q_{sa} * F_u \quad (1.m)$$

$$q_L = q_{la} \quad (1.n)$$

donde:

qsa = calor sensible de los equipos y artefactos

Fu = factor de uso. Valor 1.

qla = calor latente de los equipos y accesorios.

Los valores qsa y qla son tomados de la tabla.

Muchos equipos y accesorios contribuyen con el calor sensible y el calor latente a un espacio. Los equipos eléctricos contribuyen al calor latente, solamente por la virtud de la función ellos ponen por obra, aquello que es secado, cocinado, etc., mientras que las aplicaciones de combustión de gas contribuyen a una adicional humedad como un producto de combustión. Estas aplicaciones raramente operan en capacidad máxima durante pico de carga desde entonces ellos son normalmente vueltos a calentar previo a el pico.

2.3.4 MOTORES ELECTRICOS

Los motores eléctricos contribuyen al calor sensible a un espacio convirtiendo la fuerza eléctrica a calor. Algunas de estas fuerzas es disipada como calor en la forma del motor.

El resto de la fuerza es disipado por la conducción de la máquina y en el mecanismo. La conducción de la máquina utiliza esta capacidad del motor para hacerlo trabajar lo cual resultaría o no en una ganancia de calor al espacio.

La fuerza aumenta la presión y velocidad del fluido y la temperatura del fluido.

Los motores eléctricos por su operación se calientan y constituyen una fuente de ganancia de calor sensible, por un valor igual a:

$$q_{mo} = HP * 2545 * F_u / \text{Eficiencia} \quad (1.0)$$

donde:

q_{mo} = calor ganado por motores. (BTU/hr)

HP = caballos de fuerza de motor.

2545 = factor de conversión

$F_u = 1$, para el caso de procesos industriales.

Algunos valores tabulados de "qmo" se encuentran en la tabla.

2.3.5 TUBERIAS, TANQUES, Y EVAPORACION DE AGUA DESDE UNA SUPERFICIE LIBRE

Tuberías calientes y tanques agregan calor sensible a un espacio por convección y radiación. Recíprocamente, tuberías frías remueven calor sensible. Todo tanque abierto que contiene agua caliente contribuye no solamente al calor sensible sino también al calor latente debido a evaporación.

2.3.6 FLUJO DE VAPOR DE AGUA A TRAVES DE LA ESTRUCTURA DE LA CLINICA

El vapor de agua fluye a través de la estructura de la clinica, resultando una carga latente siempre que una diferencia de presión de vapor exista a través de una estructura. La carga latente de este origen es usualmente insignificante en aplicaciones de comodidad y necesita ser considerado solamente en aplicaciones de bajo o grandes punto de rocío.

El vapor de agua fluye de grande a más baja

presión de vapor en un grado determinado por la permeabilidad de la estructura. Este proceso es completamente similar al flujo de calor, excepto que hay transferencia de masa con flujo de vapor de agua.

Como el flujo de calor puede ser reducido por la insulación agregada, el flujo de vapor puede ser reducido por barreras de vapor. Las barreras de vapor pueden ser pintadas con capa delgada de aluminio o hierro galvanizado. Esto siempre sería colocado sobre un lado de una estructura que tenga la más grande presión de vapor, para prevenir el vapor de agua de fluir arriba a la barrera y condensar dentro de la pared.

Los valores para las paredes, pisos, tumbados y particiones han sido estimados del origen de referencia. La resistencia de un material homogéneo a la transmisión de vapor de agua ha sido asumido por ser directamente proporcional al grueso más grande y esto ha sido también asumido que no hay resistencia de superficie a flujo de vapor de agua. Los valores para permeabilidad de materiales misceláneos son basados en resultados de pruebas o ensayos.

2.4 INFILTRACION Y VENTILACION

INFILTRACION

La infiltración de aire y particularmente humedad dentro de un espacio condicionado es frecuentemente un origen de calor ganado o perdido bastante grande. La cantidad de infiltración de aire varía de acuerdo a la estrechez de puertas y ventanas, porosidad de la armazón de la clínica, altura de la clínica, escaleras, elevadores, dirección y velocidad del viento, y la cantidad y gasto de aire. Muchos de estos no pueden ser correctamente evaluado y sería basado en el criterio del estimador. Generalmente la infiltración es generada por la velocidad del viento.

Las variaciones de temperatura y humedades producen diferencia de densidades de aire entre el interior y exterior del edificio (clínica). En edificios altos esta diferencia de densidad causa infiltración y exfiltración en invierno y verano como sigue:

Invierno - infiltración en el pico o cima y exfiltración en el suelo.

Verano - infiltración en el suelo y exfiltración en el pico.

El aire fluye a través del edificio aumentando proporcionalmente entre el punto neutral y el tope y el punto neutral y el suelo de la clínica. La infiltración de la diferencia de densidad es grandemente influenciada por la altura de la clínica y la presencia de escaleras y elevadores.

VENTILACION

La introducción de aire exterior por ventilación de espacio condicionado es necesariamente para diluir los olores dado por las personas, fumando y otros contaminantes de aire interno.

La cantidad de ventilación requerida varía primeramente con el número total de personas, la altura del tumbado, y el número de personas fumando. Los olores que emiten las personas requieren de un mínimo de 5 cfm por persona para diluir satisfactoriamente. Se recomienda 7.5 cfm por persona. Con mayor densidad de personas la cantidad de ventilación aumenta. Cuando las personas fuman, los olores adicionales dado por los cigarrillos o cigarros requiere un mínimo de 15 a 25 cfm por persona. En especial cuarto con personas fumando, se recomienda de 30 a 50 cfm por persona.

2.5 DATOS FISICOS DE LA CLINICA

Entre los datos físicos de la clínica tenemos el área de cada sección, la altura de piso a losa, espesor de las paredes, clase de vidrio, y espesor de piso.

El área de cada sección para planta baja, primer piso y segundo piso son variables, en cambio los demás parámetros mencionados son valores constantes.

PLANTA BAJA

Altura entre piso y losa	3.4m
Espesor de pared exterior	23cm
Espesor de pared interior	13cm
Espesor de piso	35cm
Sección	m ²
Auditorio	75.52
Emergencia	48.4
Oficina de bodega	19.84
Administración	88.32
Hall	84.85
Rayos X	32.82
Cámara oscura	4
Sala de espera Rayos X	6
Diagnóstico, secretaria R-X	43.48
Laboratorio	90

Corredor	311.38
Consultorio 1	45.5
Consultorio 2	41.6
Consultorio 3	40
Consultorio 4	79.3
Consultorio 5	83.57
Consultorio 6	39.2
Consultorio 7	44.8
Consultorio 8	59
Sección	m ²
Consultorio 9	44
Consultorio 10	44
Consultorio 11	49
Consultorio 12	54.25
Consultorio 13	47.8
Consultorio 14	28.4
Consultorio 15	35.4
Consultorio 16	39
Consultorio 17	31
Consultorio 18	28

PRIMER PISO

Altura entre piso y losa	2.8m
Espesor de pared exterior	23cm
Espesor de pared interior	13cm
Espesor de piso	30cm
Sección	m ²

Cuarto recién nacidos	30.4
Corredor	219.5
Cuarto A	47
Cuarto B	201
Cuarto C	7.5
Cuarto D	7.5
Cuarto de pacientes 1 al 14 c/u	22.95
C. de pacientes 14 al 22	17.1
Cuarto de paciente 23	12.5
Cuarto de paciente 24	17.1
Cuarto de paciente 25	19.9
C.paciente 26	19.9
C.pacientes 27 al 29 c/u	20
C.paciente 30	28.38
Sección	m ²
Cuarto de paciente 31	28.38
C. paciente 32	16.2
C. paciente 33	25.16
C. paciente 34 al 39 c/u	17.1
SEGUNDO PISO	
Altura entre piso y losa	2.8m
Espesor de pared exterior	23cm
Espesor de pared interior	13cm
Espesor de tumbado	30cm
Sección	m ²
C. pacientes 1 al 5 c/u	21

C. pacientes 6 al 11 c/u	22.82
Corredor (C.pacientes)	131.62
Terapia intensiva	10.12
Sala de recuperación	21.42
Sala de quemados	40.8
Esterilización	52
Vestidores	41.1
Bodega de medicamentos (quirof)	44.4
Corredor (quirofano)	44.7
Sala de partos	22.27
Sala de Oftalmología	21.7
Quirófano 1	36.3
Quirófano 2	34.8
Quirófano 3	40
Quirófano 4	14.6
Sala de Urología	27.51

2.6 PSICROMETRIA APLICADA

La psicrometría es la ciencia que envuelve las propiedades del aire húmedo y el efecto de la humedad atmosférica en los materiales y comodidad humana.

La selección del equipo propio para cumplir estas condiciones y el control de las propiedades termodinámicas del aire dependen de una variedad de

elementos. Estos elementos son:

factor de calor sensible cuarto (RSHF), factor de calor sensible grande (GSHF), temperatura de superficie efectiva (tes), factor de bypass (BF), y factor de calor sensible efectivo (ESHF).

FACTOR DE CALOR SENSIBLE

Las propiedades térmicas del aire pueden ser separadas en carga latente y carga sensible. El término factor de calor sensible es la razón del calor sensible al calor total, donde el calor total es la suma del calor sensible y el calor latente.

La razón sería expresada de la siguiente manera:

$$SHF = SH / (SH + LH) = SH / TH$$

donde: SHF = factor de calor sensible

SH = calor sensible

LH = calor latente

TH = calor total

FACTOR DE CALOR SENSIBLE DEL CUARTO

El factor de calor sensible del cuarto es la razón

del calor sensible del cuarto y la suma del calor sensible y latente del cuarto. La razón es expresada en la siguiente fórmula:

$$RSHF = RSH / (RSH + RLH) = RSH/RTH$$

El aire suministrado al espacio condicionado tendría la capacidad de balancear simultáneamente a ambos a la carga del calor sensible del cuarto y a la carga del calor latente del cuarto.

FACTOR DE CALOR SENSIBLE GRANDE



BIBLIOTECA

El factor de calor sensible grande es la razón del calor sensible total a la carga del calor total grande que el aparato condicionado dirigiría, incluyendo la carga de calor del aire exterior. Esta razón es determinada de la siguiente ecuación:

$$GSHF = TSH / (TLH + TSH) = TSH/GTH$$

El aire pasa a través del aparato condicionado aumentando o disminuyendo en temperatura y (o) humedad. La cantidad de elevar o caer es determinada por la carga total del calor sensible y calor latente que el aparato condicionado dirige.

CANTIDAD DE AIRE REQUERIDO

La cantidad de aire requerido para balancear simultáneamente la carga sensible y latente del cuarto y la cantidad de aire requerido a través del aparato para dirigir la carga sensible y latente total sería calculado, utilizando las condiciones respectivas de las líneas RSHF y GSHF.

La cantidad de aire requerido para satisfacer la carga del cuarto sería calculada de la siguiente ecuación:

$$cfmsa = RSH / 1.08(tm - tsa)$$

donde:

sa=suministro del aire condicionado al espacio y

rm=cuarto de diseño.

La cantidad de aire requerido a través del aparato condicionado para satisfacer la carga total del aire condicionado es calculada de la siguiente ecuación:

$$cfmda = TSH / 1.08(tm - tldb)$$

donde:

m = mezcla de aire que entra al aparato

ldb = condición del aire que sale del aparato

La cantidad de aire suministrado al espacio es igual a la cantidad de aire requerido a través del aparato, descuidando la pérdida por filtración.

La diferencia de temperatura entre el cuarto y el aire suministrado al cuarto determina la cantidad de aire requerido para satisfacer la carga sensible y latente del cuarto.

TEMPERATURA DE SUPERFICIE EFECTIVA

La temperatura de superficie del equipo condicionado varía en toda la superficie del aparato del mismo modo que el aire viene en contacto con este. De cualquier modo, la temperatura de superficie efectiva puede estar considerada a ser la temperatura uniforme de superficie lo cual produciría la misma salida de aire condicionado como la temperatura de superficie poco uniforme que actualmente ocurre cuando el aparato está en operación. Desde entonces la condición del aire a través del aparato se reduce al principio básico de transferencia de calor entre el medio caliente o frío del aparato condicionado y el aire a través de ese aparato, siendo este un punto común de referen-

cia. Este punto es la temperatura efectiva de superficie del aparato.

Para aplicaciones que envuelva enfriamiento y deshumidificación, la temperatura efectiva de superficie es en el punto donde la línea GSHP cruza la línea de saturación de la carta psicrométrica. Por lo tanto, esta temperatura efectiva de superficie es considerada a ser el punto de rocío del aparato.

FACTOR BYPASS (BF)

El factor bypass es una función de las características físicas y operacionales del aparato condicionado y, como tal, representa qué porcentaje del aire es considerado para pasar a través del aparato condicionado completamente inalterado.

Las características operacionales y físicas que afectan al factor bypass son las siguientes:

1. Una disminuida cantidad de transferencia de calor en la superficie del aparato útil resulta en un aumento en el factor bypass.
2. Una disminución en la velocidad del aire a través

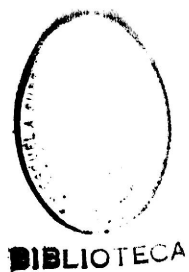
del aparato condicionado resulta que decrece el factor bypass.

La disminución o aumento de la cantidad de transferencia de calor en la superficie tiene un gran efecto sobre el factor baypass variando la velocidad del aire a través del aparato.

FACTOR DE CALOR SENSIBLE EFECTIVO

El factor de calor sensible efectivo es la razón del calor sensible efectivo del cuarto al calor sensible y latente efectivo del cuarto.

$$ESHF = ERSR / (ERSR + ERLH) = ERSR/ERTH$$



CAPITULO III

3. ANALISIS ENERGETICOS

3.1 EQUIPOS DE CLIMATIZACION

El tipo de equipo de enfriamiento o calentamiento utilizado en las centrales de sistemas de acondicionamiento de aire depende de factores económicos, de la capacidad total requerida que se ha determinado. Los componentes escogidos dependen de tales factores como el tipo de combustible, protección ambiental requerida, soporte estructural y el espacio adecuado.

La elevación de costos de energía ha promovido muchos diseños para recuperar la carga interna de luces, personas, y equipos para reducir el tamaño del calentamiento de la planta.

Muchos edificios tienen su propia central de enfriamiento o calentamiento en lo cual el equipo escogido depende de lo siguiente:

1. Capacidad requerida y tipo de uso.
2. Costos y clases de energía disponible.
3. Ubicación del cuarto de equipos.

4. El tipo de sistema de distribución de aire.
5. Costos de operación y mantenimiento.

Los tipos de equipos de refrigeración utilizados en los grandes sistemas son los siguientes:

1. Reciprocantes - 116 a 150 hp (0.046 a 120 kW)
2. Rotativo helicoidales - 100 a 750 tons(350 a 2600 kW)
3. Centrifugo - 100 a 10000 tons (350 a 35000)
4. Absorción - 100 a 1600 tons (350 a 5600 kW)

Los compresores recíprocos, rotativos helical y centrifugos tienen muchos tipos de manejos por motores eléctricos, motores a gasolina o a diesel. Los compresores serían comprados como parte de un chiller de refrigeración el cual consiste de compresor, manejadora, chiller, condensador y necesarios controles de operación.

Los equipos de refrigeración nombrados en las líneas anteriores es una de las clases de equipo de climatización que se hubiera utilizado en la clínica. Además en la clase de equipos de climatización existen los llamados equipos de distribución de aire y los equipos unitarios.

El líquido más enfriado o evaporador, es la parte de un sistema de refrigeración en la cual el refrigerante es vaporizado.

En los equipos de distribución de aire tenemos los ventiladores que son los más importantes en los sistemas de acondicionamiento de aire. Los ventiladores generalmente están clasificados como ventiladores centrífugos o ventiladores de flujo axial de acuerdo a la dirección del flujo de aire a través del impeler.

También se tiene el equipo evaporativo enfriador de aire. Estos enfriadores están usualmente diseñados para una velocidad en la cara del filtro de 1 a 1.5 m/s con una presión de caída de 30 Pa.

Los lavadores de aire y los enfriadores evaporativos serían usados como humidificadores pero son usualmente selectos para proveer alguna función adicional tales como enfriamiento de aire o limpieza de aire.

El equipo de serpentín utilizado para enfriamiento de una corriente de aire sobre fuerza convencional consistiría de una sola sección de serpentín o un número de sección de serpentín individual. En la

selección de un serpentín es necesario considerar varios factores.

1. El trabajo requerido: enfriamiento, deshumidificación, y la capacidad requerida para mantener balance con otros componentes de sistemas, tales como equipos de compresores en el caso de serpentines de expansión directa.
2. Temperatura del aire de entrada: bulbo seco solamente si no hay deshumidificación; bulbo seco y húmedo si la humedad es para ser removida.
3. Temperatura de enfriamiento media y de operación.
4. Espacio y límite dimensional.
5. Limitación de la cantidad de aire.
6. Resistencia friccional admisible en el circuito de aire.
7. Tipo de control automático a ser utilizado.
8. Velocidad del aire en la cara del serpentín.

La deshumidificación es la reducción de la cantidad

de agua de aire, gases, u otros fluidos.

Los limpiadores de aire comunmente se los agrupa como:

Unidad de filtro de fibra media, el cual acumula la carga de polvo causada por la caída de presión para incrementar a algún valor máximo permisible. Los filtros en tales condiciones serian reemplazados o recondicionados.

Los limpiadores de aire electronico, los cuales, cuando son propiamente mantenidos, tienen calda de presión constante y eficiencia.

En los equipos unitarios tenemos cuando hay que condicionar con aire un cuarto. Estas unidades son diseñadas para la entrega de frío. Cada unidad incluye un origen de refrigeración, deshumidificación, y principalmente para la circulación y limpieza del aire, y también incluye principalmente para ventilación.

La básica función de un acondicionador de aire en cuarto es proveer comfort por enfriamiento, deshumidificación, filtración o limpieza, y circulación de aire al cuarto.

El diseño del acondicionador de aire en cuarto es usualmente basado en uno o más de los siguientes criterios:

1. Bajo costo inicial.
2. Bajo costo de operación (alta eficiencia)
3. Nivel de sonido bajo.
4. Tamaño físico del armazón
5. Limitación en el amperaje (7.5 A, 12 A, etc.)
6. Peso.

Un rango de capacidad de aproximadamente de 4000 a 48000 BTU/h es usado en los acondicionador de aire en cuarto.

Una unidad acondicionador de aire consiste de una o muchos factores hechos en conjuntos los cuales normalmente incluyen un evaporador o serpentín de enfriamiento, un compresor y condensador combinado, e incluiría una función de calentamiento también.

Los equipos de unidad de acondicionador de aire consisten de factores parecidos a los componentes de ciclo de refrigeración en sistemas de acondicionamiento de aire los cuales son campo de diseño que cumplen con la necesidad del uso. El equipo es disponible para capacidades de

enfriamiento que están en el rango de 3.5 a 350 kW (12000 a 1200000 BTU/h).

En el desarrollo de unidades de acondicionamiento de aire, muchos objetivos de diseño son considerados. Estos incluyen:

1. Requerimiento del comprador.
2. Aplicaciones requeridas.
3. Instalación.
4. Servicio.

El objetivo de estos es o conformidad para empleados, compradores, o familia, o un control ambiental para productos o procesos manufacturados. Esto requeriría mínimo de enfriamiento, deshumidificación, filtración, y circulación de aire; esto también incluiría calentamiento, humidificación, y ventilación.

Los paquetes terminales acondicionadores de aire están definidos como una factoría que selecciona combinaciones de componente de calentamiento y enfriamiento, o secciones que intentan servir a cuartos individuales o zona individual.

Estos son aconsejables en un amplio rango de

capacidad de 1400 a 5300 W (5000 a 18000 Btu/h) para enfriamiento, y 700 a 10300 W (2500 a 35000 Btu/h) para calentamiento.

3.1.1 EQUIPOS DE CONVERSION DE ENERGIA

El objetivo básico de los equipos de conversión de energía de aire a aire es la reducción del consumo de energía de un proceso y la reducción de costos por la transferencia de energía entre el suministro y la corriente de aire extraída. Un segundo objetivo es la reducción del tamaño y capital de costo de la utilidad de equipos del edificio o proceso.

Existen tres tipos de aplicaciones de conversión de energía de aire a aire:

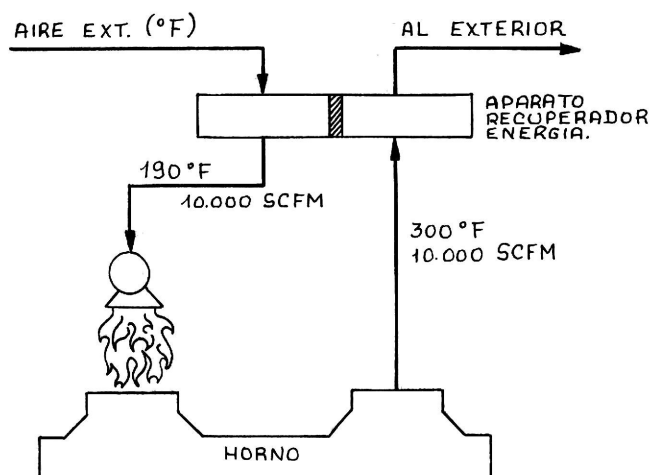
1. Proceso a proceso
2. Proceso a comfort
3. Comfort a comfort

En la aplicación Proceso a Proceso, el calor es capturado del proceso de extracción de corriente de aire y transferido al proceso de suministro de corriente de aire. El equipo es disponible para manejar en procesos de

extracción temperaturas tan altas como 1600 F (870).

Entre las aplicaciones típicas se tiene los secadores, hornos, estufas.

Los aparatos de conversión de proceso a proceso generalmente recuperan solamente calor sensible y no transferencia de calor latente. La modulación de recuperación de energía es generalmente ni requerida ni deseable en aplicaciones de proceso a proceso.



BIBLIOTECA

Fig. 3.1.1.a Aparato de Calor Sensible
Proceso a Proceso

Cuando consideramos aplicaciones de recuperación de energía aire a aire de proceso de extracción, lo siguiente debería ser evaluado:

1. El efecto de corrosión.
2. Efectos de condensación.
3. Efecto de contaminantes
4. Efecto sobre otros equipos.

En la aplicación Proceso a Comfort, el calor disipado es capturado de un proceso de extracción y utilizado para calentar el aire durante los meses de invierno (región fría) en los edificios. Típicas aplicaciones se tienen en las fábricas de fundiciones, plantas de papel, plantas de lata y otras áreas de procesos.

Cuando consideramos aplicaciones de recuperación de energía proceso a Comfort se debe evaluar lo siguiente:

1. Efecto de corrosión
2. Efecto de condensación
3. Efecto de contaminantes

Los aparatos de recuperación proceso a confort generalmente recobran solamente calor sensible y no humedad entre la corriente de aire.

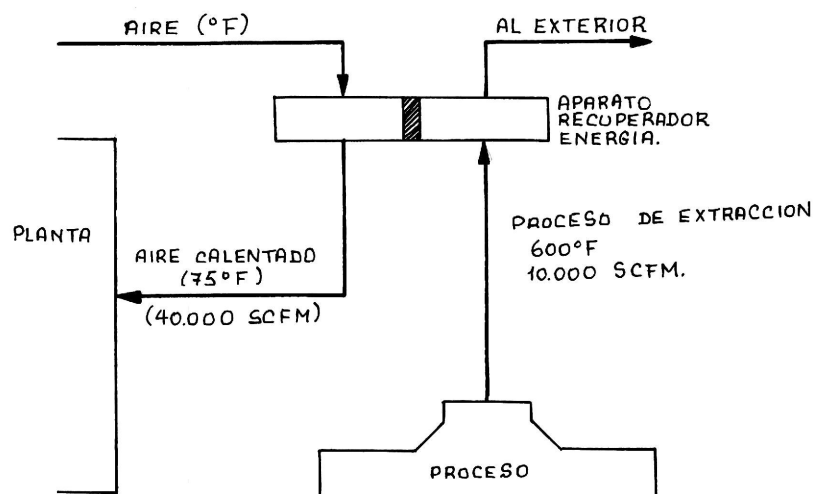


Fig. 3.1.1.to Calor Sensible

Proceso a Confort

En la aplicación Comfort a Comfort, la energía es transferida de la extracción de aire al suministro de aire del edificio. En las aplicaciones comfort a confort, la entalpia del suministro de aire del edificio es menor durante los climas calientes y es mayor durante los climas fríos.

Los equipos de conversión de energía aire a aire son disponibles para aplicaciones comfort a comfort generalmente en aparatos de calor sensible y aparatos de calor total.

Los aparatos de calor sensible transfieren solo calor sensible entre la corriente de aire de suministro de extracción; los aparatos de calor total transfieren el calor sensible y el calor latente entre la corriente de aire de suministro y de extracción.

Cuando consideramos aplicaciones comfort a comfort en la recuperación de energía, debería ser evaluado lo siguiente:

1. Efecto de las partículas contaminantes
2. Efecto de contaminantes gaseosos, vaporosos
3. Efecto de nivel de humedad
4. Comparación de aparatos de recuperación

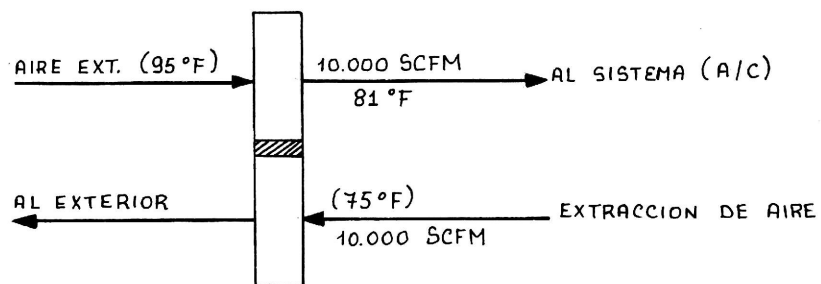


Fig. 3.1.1.c Aparato Calor Sensitivo
Confort a Confort

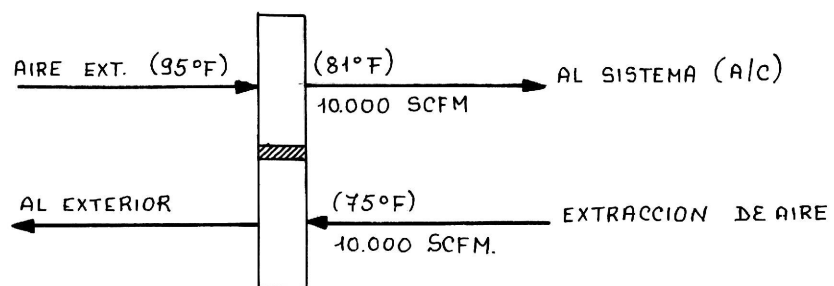


Fig. 3.1.1.d Aparato Calor Total
Confort a Confort

En las aplicaciones de conversión de energía aire a aire se debe considerar el costo inicial y el costo de operación.

El costo inicial tenemos:

1. Aparato recuperador de energía
2. Instalación del aparato recuperador de energía
3. Ductos de trabajo o costo de tuberías
4. Ventiladores grandes o motores para vencer la pérdida de presión estática
5. Filtros de aire requerido
6. Control de capacidad
7. Equipos de ahorro de calentamiento para reducir la carga de diseño
8. Serpentes , tuberías y bombas de ahorro de calentamiento para reducir la capacidad de diseño

9. Chiller o planta de enfriamiento debido a la reducción de la carga de diseño
10. Serpentes, tuberías, y bombas de ahorro de enfriamiento debido a la reducción de la capacidad de diseño
11. Equipos eléctricos para ahorro de suministro.

En el costo de operación se tiene:

1. Mantenimiento en los aparatos recuperadores de energía.
2. Operación de los ventiladores para vencer adicional presión estática.
3. Mantenimiento adicional de filtros.
4. Operación de los aparatos manejadores, bombas, controles para recuperar energía.
5. Ahorros, basado en el tiempo de ubicación del sistema, de la energía anual de calentamiento.

6. Ahorros, basado en el tiempo de ubicación del sistema, de la energía anual de enfriamiento.

El acondicionamiento de aire es un término que cubre un amplio rango de aparatos, los cuales ejecutan funciones tales como calentamiento, enfriamiento, deshumidificación, filtración y ventilación para satisfacer una aplicación particular.

El enfriamiento viene por el uso íntegro de unidades de refrigeración comprendidos de un condensador, evaporador, ventiladores y compresores.

El calentamiento es hecho por el uso de agua caliente o serpentines de vapor o serpentines de resistencia eléctrica.

Los ventiladores vienen por sopladores que circulan el aire a través de filtros que remueven partículas de la corriente de aire.

Las unidades de acondicionamiento de aire vienen de muchas formas y combinaciones.

Una estación central de acondicionamiento de aire o unidad manejadora de aire es esencial en todo tipo de sistema de aire el cual es originado con la fuerza de aire caliente de un sistema de calentamiento. Agregando componentes de enfriamiento y deshumidificación para este sistema es para mejorar el control de temperatura y humedad del espacio a ser acondicionado. Hoy en día este sistema es utilizado en múltiples aplicaciones de distribución de altas, medianas y bajas presiones.

La estación central es normalmente ubicada fuera del área de acondicionamiento de aire en un cuarto mecánico usualmente en el núcleo del edificio o en un techo o en un sótano. Dependiendo de la aplicación, el sistema central incluye algunos o todos de los siguientes equipos:

1. Tubería de agua y del condensador
2. Torre de enfriamiento
3. Humidificadores
4. Válvulas de control y controles
5. Calentadores de agua
6. Bombas

7.Ventiladores de aire

8.Chillers

9.Intercambiadores de calor.

Entre los tipos de centrales de unidades de acondicionamiento de aire se tiene de tipo vertical, simple zona, donde el espacio del piso es limitado; de tipo horizontal, simple zona, donde el headroom es limitado; y el tercer tipo llamado unidades de multizona.

Los sistemas unitarios están clasificados como un sistema SPLIT.

Un sistema split es clasificado de acuerdo a su montaje entre lo siguiente:

- Una unidad de ventilador con un remoto chiller de agua.
- Una unidad de ventilador con un remoto condensador.
- Una unidad de ventilador con una remota unidad condensadora.

Las ventajas y la flexibilidad de las unidades unitarias hacen su competencia con los

sistemas centrales. Algunas de sus únicas ventajas son:

- La instalación y el traslado de sistemas unitarios es simple.
- El costo de instalación es bajo.
- Ellos pueden ser utilizados con o sin ductos de trabajo.
- El sistema permite instalar el equipo fuera del espacio acondicionado de aire.

Los acondicionadores de aire de cuarto son pequeños, estas unidades están completamente diseñadas para enfriar un cuarto solo o espacio. Ellos varían en capacidad de 1/2 a 3.5 toneladas. Ellos son diseñados para estar instalados sobre una ventana o para sobresalir a través de un hueco hecho en la pared.

La básica función de los acondicionadores de aire de cuarto es para proveer confort por enfriamiento, deshumidificación, filtración, y circulación de aire al cuarto. Esto también provee ventilación por la introducción de aire exterior al cuarto, y (o) por el consumo de aire del cuarto al exterior.



BIBLIOTECA

La selección de estas instalaciones es basada por los siguientes factores:

- Bajo costo de operación
- Bajo nivel de sonido
- Pequeño tamaño físico
- Bajo costo inicial
- Servicio eléctrico limitado

Estos equipos son usualmente instalados en:

- Escuelas
- Hospitales
- Hoteles
- Oficinas
- Residencias

Los sistemas de acondicionamiento de aire varían de acuerdo a la aplicación y son modulares en mucho respecto a que se agregan o se sustraen diferentes componentes que pueden satisfacer diferentes condiciones de diseño. Las principales categorías de los más convenientes sistemas y subsistemas utilizados son:

1. Sistemas todo aire

Ducto simple-volumen constante

Ducto doble-alta o baja velocidad

Zona simple-con recalentamiento

Multizona

Volumen de aire variable

2. Sistemas aire-agua

2-conductos

3-conductos

4-conductos

3. Sistema todo agua

Inducción

Ventilador serpentín (fan coil) con central
de aire

Paneles radiantes con aire suplementario

4. Expansión directa

Sistema (DX)

En cada uno de estos sistemas se hablará a breves rasgos debido que cada sistema incluye muchos aspectos.

Un sistema todo AIRE es uno en la cual el aire es tratado en una planta central de refrigeración. El aire frío es suministrado a



BIBLIOTECA

un espacio por medio de ductos y distribuido por medio de terminales de salida. No hay necesidad de adicional enfriamiento al espacio tratado. Como sea, el calentamiento puede ser realizado por un separador de aire, agua, vapor o sistema eléctrico.

El sistema todo AIRE puede ser adoptado para todo tipo de confort o proceso de sistema de acondicionamiento de aire. Esto puede ser utilizado para control individual de condiciones en sistemas que tienen múltiples zonas, tales como en oficinas de edificios, escuelas y universidades, laboratorios, hospitales, almacenes, hoteles y barcos. Los sistemas todo AIRE también son utilizados para aplicaciones especiales donde la necesidad existe para el control de temperatura y humedad, incluyendo cuartos limpios, cuartos de computación, cuartos de operación de hospitales.

En forma general los sistemas todo AIRE ofrecen tanto ventajas como desventajas, entre las ventajas tenemos los siguientes puntos:

1. Ubicación centralizada de los equipos más grandes para combinar la operación y el mantenimiento en áreas no ocupadas y permitir la selección preferida de sistemas de filtración, control de olores y ruidos, y en gran calidad, durabilidad de los equipos. La completa ausencia de área condicionada de conductos, equipos eléctricos alambre, y filtros.
2. Amplia selección de zonabilidad, flexibilidad y control de humedad bajo condiciones de operación, con simultáneo aprovechamiento de calentamiento y enfriamiento al grado requerido.
3. Adaptación pronta del sistema de recuperación de calor.
4. Completa libertad de diseño para la distribución óptima de aire como para movimiento de aire, control de la corriente de aire, y la atenuación local requerida.

5. Mejor conveniencia para aplicaciones requerida a composiciones anormales de salida.
6. Mínimo riesgo de peligro.
7. Adaptable a humidificaciones de invierno.

Entre las desventajas se tienen los siguientes puntos:

1. El requerimiento de ductos adicionales con espacio libre puede castigar el espacio del piso para ductos y ventiladores del cuarto, y el alto de edificios para espacio libre de tumbado.
2. En estos sistemas los cuales utilizan aire por perímetro calentado (no por radiación), la operación de ventiladores más grandes por horas son requeridos para tomar cuidado de periodos vacantes de calentamiento (en locales de baja temperatura).
3. Los sistemas de perímetro de aire caliente son usualmente no disponible durante construcciones de edificios tan rápidamente

como los perímetros de sistemas hidrónicos.

4. La accesabilidad de terminales de los aparatos demandan una cerrada cooperación entre diseños arquitectónicos, mecánicos y estructurales.

Los SISTEMAS DE SIMPLE DUCTO pueden operar con distribución de ductos o sin ellos. Idealmente este puede proveer un sistema el cual es completamente sensible a la necesidad del espacio. Un buen diseño de sistema puede mantener cuidadosamente la temperatura y la humedad y la eficiencia y puede parar cuando se desea sin afectar la operación a áreas adyacentes.

Un sistema de simple zona responde solamente a una determinada condición de espacio pero su uso es limitado a situaciones donde la carga es estable.

El control del sistema de simple zona puede ser afectado por la variación de la cantidad media de enfriamiento, proporcionando recalentamiento.

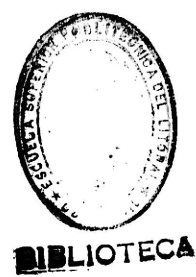
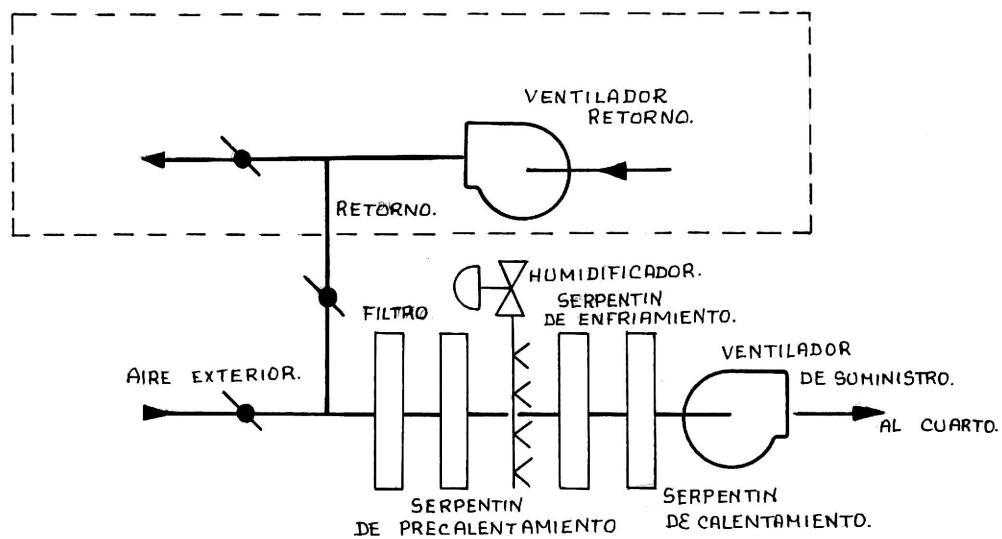
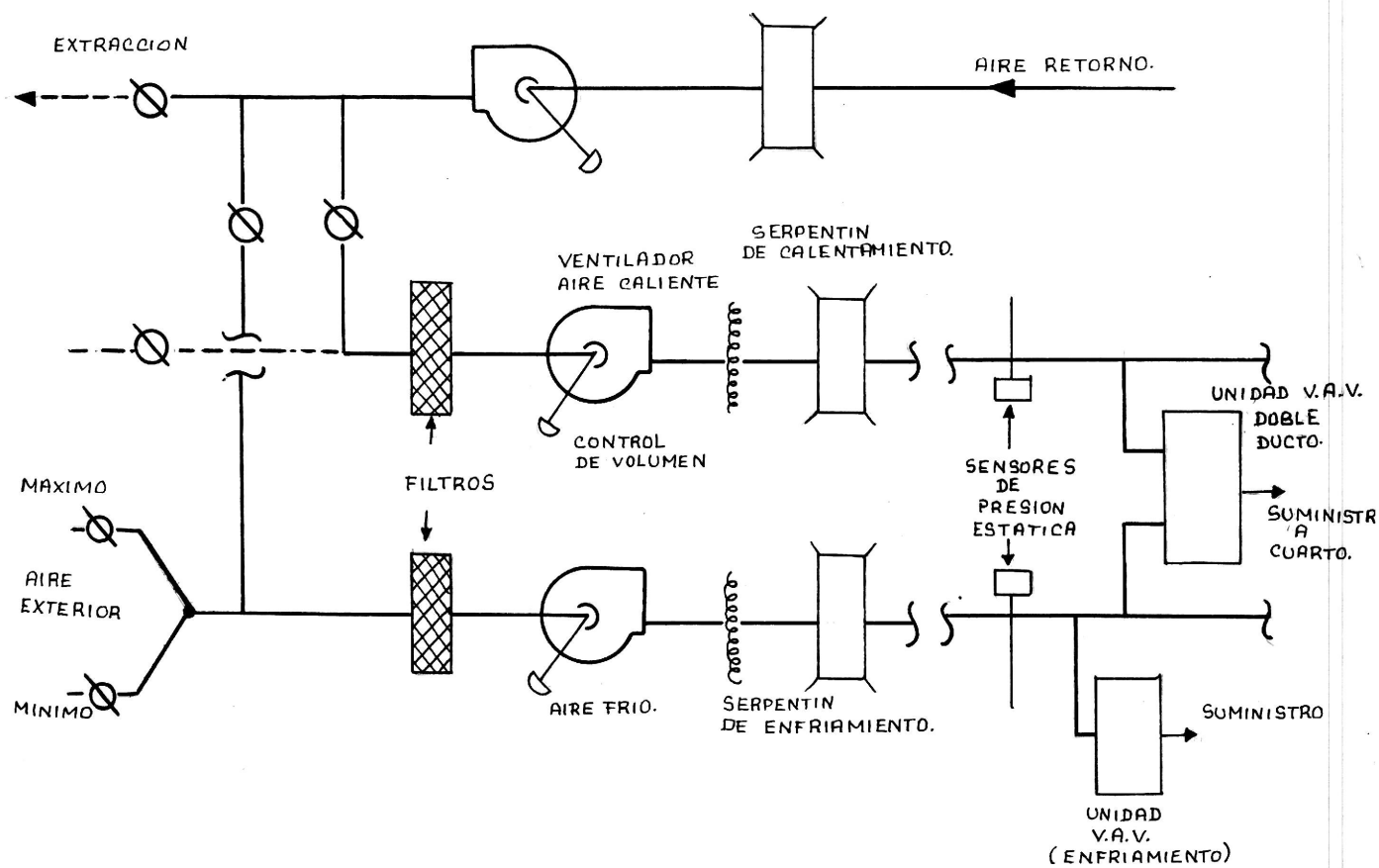


Fig. 3.1.1.e. Sistema Todo Aire.-
 Ducto Simple-Volumen Constante

El sistema de DOBLE DUCTO de acondicionamiento de aire busca su aplicación en estructuras que requieren de una multiplicidad de zonas. Los requerimientos de las diferentes zonas son encontrados por la mezcla de aire frío y caliente en un aparato que responde a un termostato de cuarto. La fluidez de aire en los ductos de aire frío y caliente está condicionada centralmente y distribuido a través del edificio por un sistema de dos ductos paralelos. El aire de retorno es manejado en una manera convencional.

Un ducto lleva aire frío y el otro ducto lleva aire caliente, así ambos proveen el origen del aire todas las veces.



BIBLIOTECA

Fig. 3.1.1.f. Sistema Todo Aire.-

Ducto doble-Alta o Baja Velocidad

El sistema de RECALENTAMIENTO es una modificación del sistema de simple zona. Su propósito es permitir el control a zonas o espacios para áreas de desigual carga; o para proveer calentamiento o enfriamiento de perímetros de áreas con diferentes exposiciones; o para proceso o aplicaciones de comfort donde la condición de control del espacio es deseado.

El sistema es generalmente aplicado a hospitales, laboratorios, oficinas, o espacios donde las amplias variaciones de carga son esperadas.

El sistema de recalentamiento tiene la capacidad de mantener cerrado el control de humedad del espacio. la condición del aire es suministrarlo de una unidad central a la temperatura de aire frío fijada en el diseño para compensar la máxima carga de enfriamiento en el espacio(s).

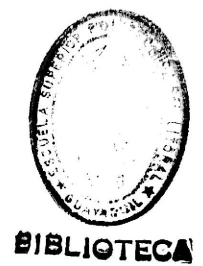
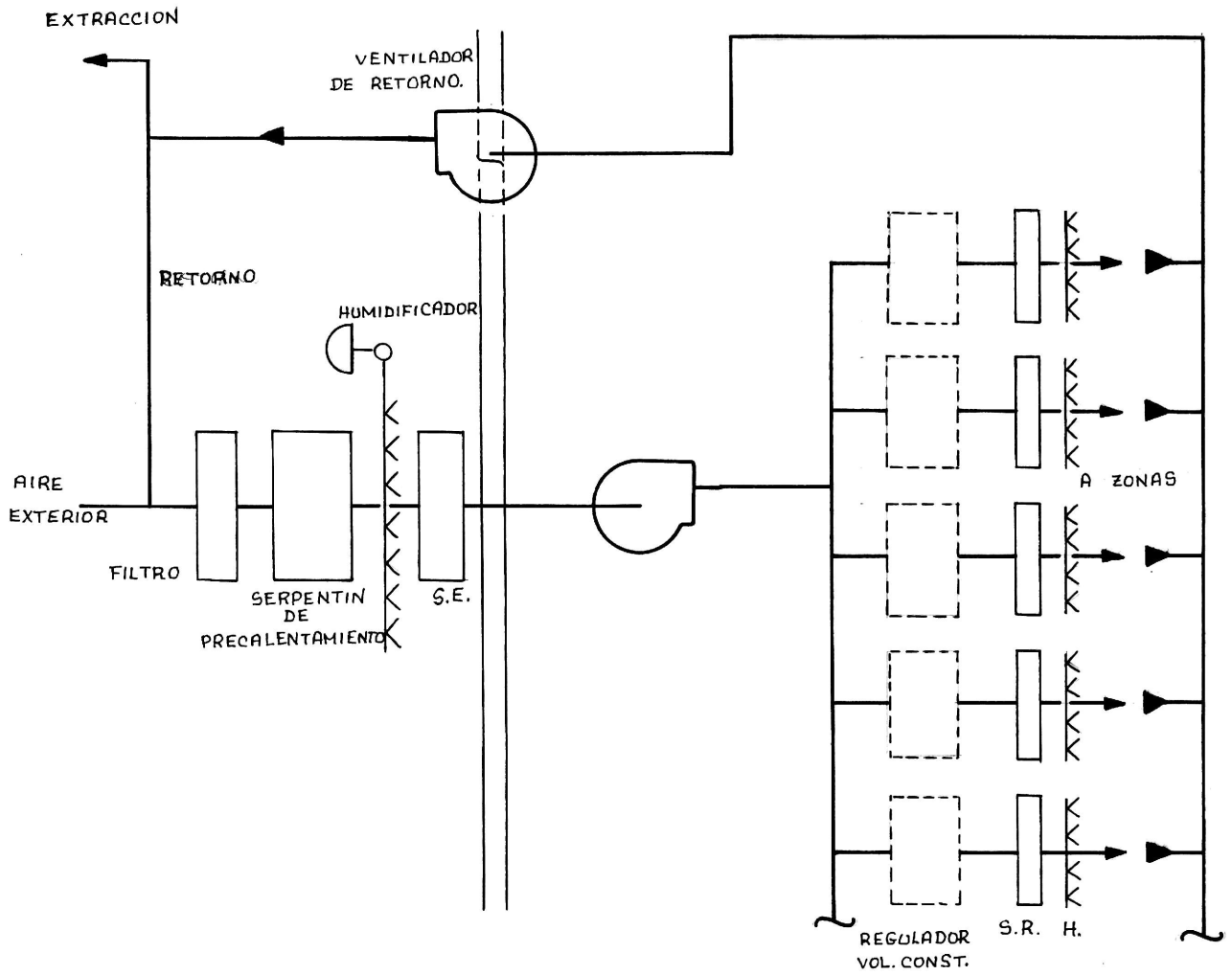


Fig. 3.1.1.g. Sistema Todo Aire.-
Zona Simple-con Recalentamiento

El sistema MULTIZONA es aplicable para servir a un relativo número pequeño de zonas de una simple, unidad central manejadora de aire.

Los requerimientos de las diferentes zonas son encontrados por la mezcla del aire frío y caliente a través de una zona de dampers junto a la central manejadora de aire en respuesta al termostato de la zona. La mezcla condicionada de aire es distribuida a través del edificio por un sistema de ductos de simple zona. El aire de retorno es usualmente manejado en una manera convencional.

O unidades de paquete completa con todos sus componentes o aparato del campo de fabricación pueden ser usados. El sistema multizona es similar en todo respecto al sistema de doble ducto.

Muchos aparatos de paquetes manejadores de aire carecen del control sofisticado para comfort y operación económica. Los sistemas multizona usualmente manejan más de un cuarto con un ducto simple.

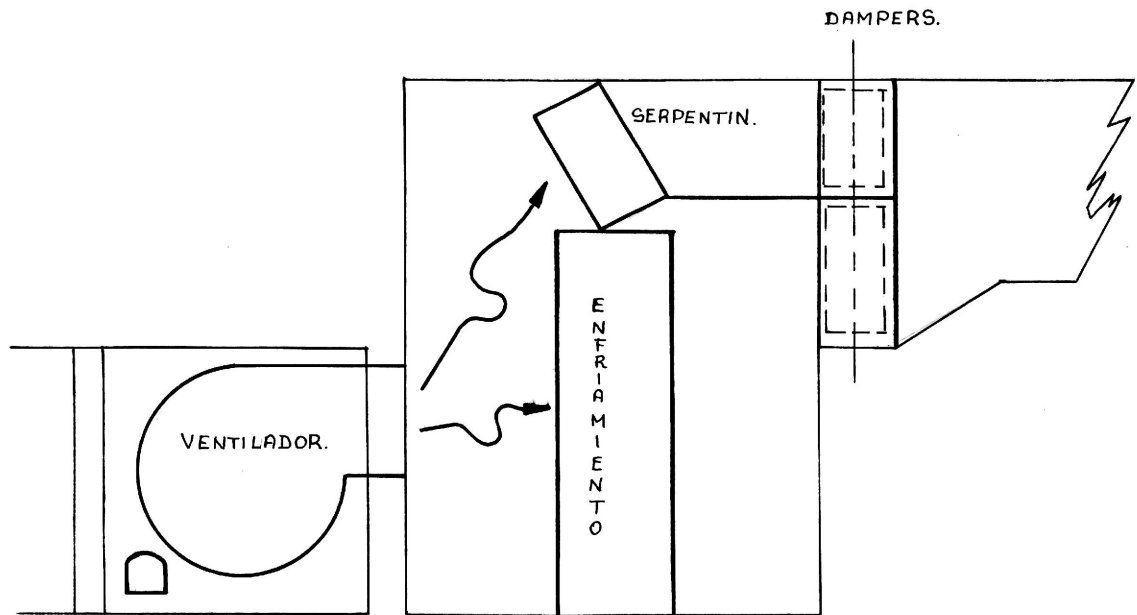


Fig. 3.1.1.h. Sistema Todo Aire.-Multizona

Los sistemas de VOLUMEN DE AIRE VARIABLE controlan la temperatura de bulbo seco en el interior de un espacio el cual requiere que un balance sea establecido entre la carga al espacio y el suministro medio para compensar la carga. Cuando el aire es el medio usado para balancear la carga, el diseño puede ser escogido entre variando la temperatura del suministro de aire (vol.const), o variando el volumen (vol.variable) como el cambio de carga en el espacio.

Los sistemas de VAV pueden ser aplicados a zonas interiores o perímetros de zonas, con un común o separado sistema de ventilación, con o sin control de temperatura del aire, con o sin aparatos de calentamiento. El concepto de volumen variable puede aplicarse a la variable puede aplicarse a la variación de volumen en un sistema total de corriente de aire o a la zona de control, o ambos.

La variación de flujo bajo el control de un termostato en el espacio puede ser acompañado por la posición de un simple damper o un aparato regulador de volumen.

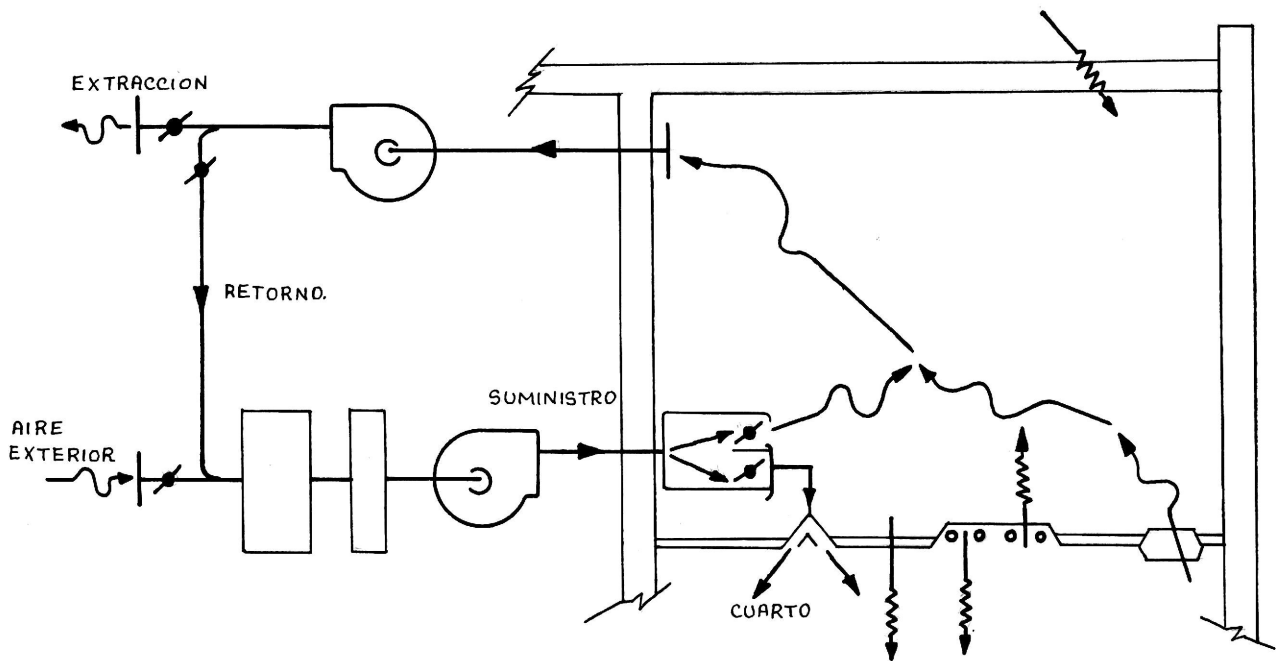


Fig. 3.1.1.i. Sistema Todo Aire.-
Volumen de Aire Variable.

El sistema AIRE-AGUA es uno en la cual el aire y el agua son distribuidos a cada espacio para ejecutar la función de enfriamiento. Las funciones de enfriamiento y calentamiento son llevados fuera por el cambio de temperatura del aire o agua para permitir el control de temperatura en el espacio durante toda estación del año.

La cantidad de aire suministrada puede ser baja comparada al sistema todo aire. La reducción de la cantidad de aire es usualmente combinada con un método de distribución de aire a alta velocidad para minimizar el espacio requerido.

Los sistemas aire-agua son aplicables a espacios de múltiples perímetros donde un amplio rango de carga sensible existe y donde el control cerrado de humedad no es requerido. Sistemas de este tipo son comunmente aplicados a oficinas, hospitales, hoteles, escuela, apartamentos de casa, laboratorios y otros edificios.

Las bombas que necesariamente circulan el agua a través del edificio es menos significativa

que el ventilador que entrega y retorna el
aire reemplazado.



El sistema aire-agua está comprendido de un equipo central acondicionador de aire, un sistema de distribución de ductos, y un cuarto terminal. El air suministrado es a volumen constante. Cuando el aire es retornado, la proporción comparada a la cantidad de aire exterior es generalmente pequeña.

Los sistemas aire-agua son categorizados como dos-conductos, tres-conductos y sistema de cuatro-conductos.

Entre las características beneficiosas del sistema aire y agua se tienen los siguientes puntos:

1. Controla la temperatura del cuarto individual con la capacidad de acomodar cada termostato para diferente temperatura.
2. Origen separado de calentamiento y enfriamiento para cada espacio disponible como necesidad para satisfacer un amplio rango de variación de carga.
3. El sistema de ducto de aire de retorno es

drásticamente reducido en tamaño o eliminado.

4. Reducción de tamaño del aparato central manejador de aire hasta la relativa cantidad pequeña de aire que necesita ser condicionada.
5. La deshumidificación, filtración, y humidificación ejecutado en una remota ubicación de la central para el espacio condicionado.
6. La ventilación del suministro de aire es positivo.
7. La utilización de energía para muchos tipos de sistemas aire-agua se compara favorablemente como muchos sistemas.
8. El equipo tiene una vida de 15 a 25 años.

Los sistemas de DOS CONDUCTOS derivan su nombre del sistema de distribución de agua, el cual consiste de un conducto de suministro y otro de retorno. Cada unidad o espacio condicionado es suministrado con agua

secundaria del sistema de distribución, y también con aire primario condicionado de un aparato central.

El diseño del sistema y el control de temperatura del aire primario y la temperatura del agua secundaria debe ser tal que todos los cuartos sobre el mismo sistema puede ser satisfecho durante ambas estaciones de calentamiento y de enfriamiento.

Todos los cuartos sobre la misma zona de agua secundaria debe ser operada satisfactoriamente con la misma temperatura de agua.

Entre las características de los sistemas de dos conductos tenemos:

1. El sistema de dos conductos es menos caro para instalar.
2. El sistema es menos apto para manejar amplias variaciones de carga.
3. Los cambios de procedimientos son difíciles de manejar, resultando una gran necesidad para personal capacitado.



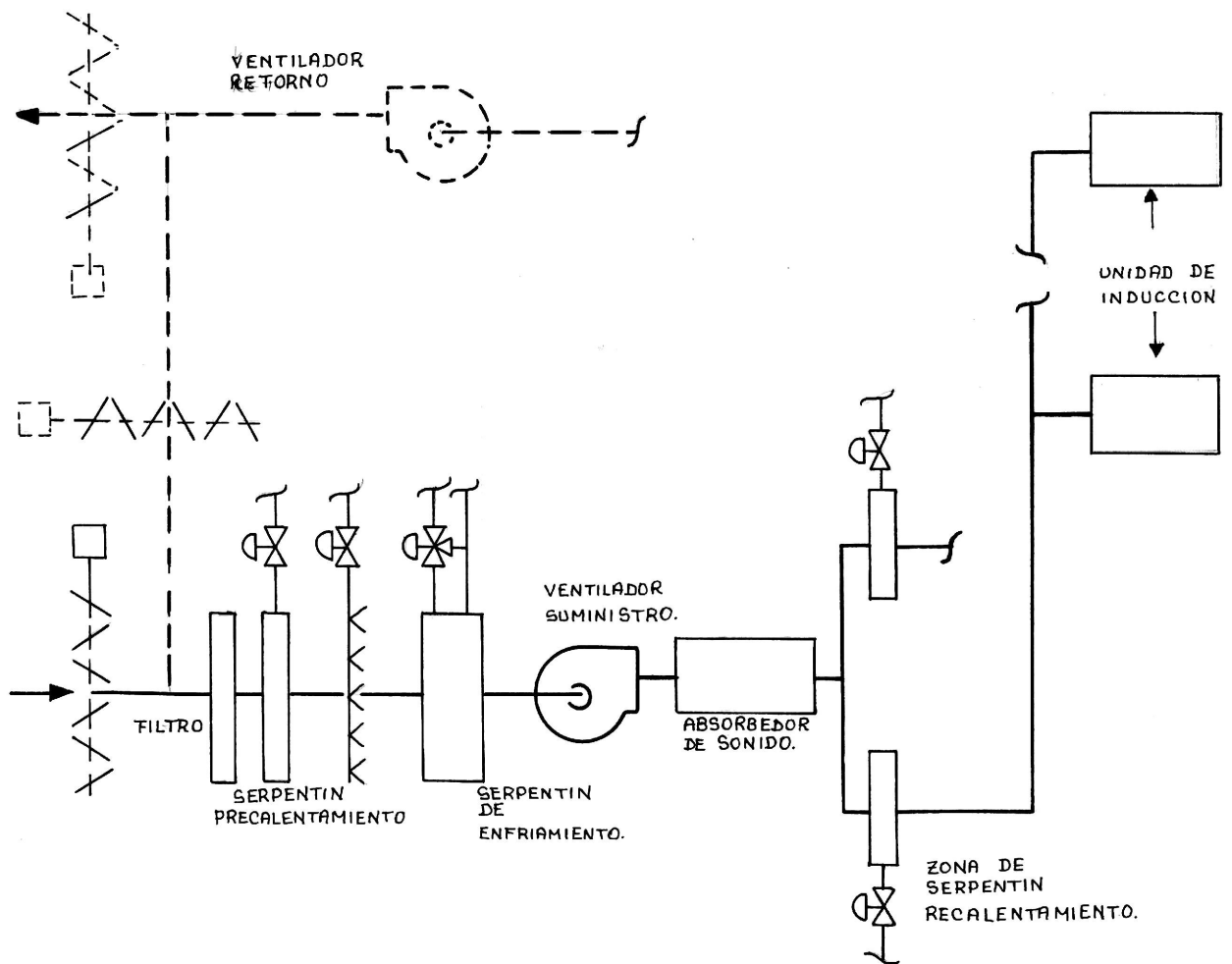


Fig. 3.1.1.j. Sistema Aire-Agua.-2 Conductos

Los sistemas de TRES CONDUCTOS utilizan tres tuberías para cada terminal de unidad: una del suministro de agua fría, una del suministro de agua caliente, y una de común retorno.

El sistema satisface variaciones en carga para proveer fuente independientes de calentamiento y de enfriamiento a la unidad del cuarto en la forma de una constante temperatura primaria y secundaria de enfriamiento y agua caliente.

Entre sus principales características tenemos los siguientes puntos:

1. El costo inicial es mayor que el sistema de dos conductos.
2. El sistema de tres conductos es más difícil de operar que el sistema de cuatro conductos.
3. Los sistemas hidráulicos son complicados por el circuito interconectado.
4. Los circuitos secundarios de enfriamiento y calentamiento son interconectados a una línea común de retorno.

Los sistemas de CUATRO CONDUCTOS derivan su nombre de las cuatro tuberías a cada terminal de la unidad: suministro de agua fría; suministro de agua caliente; retorno de agua fría; y retorno de agua caliente. El sistema satisface variaciones en carga de enfriamiento y de calentamiento por proveer fuentes independientes de calentamiento y enfriamiento al cuarto en la forma de una constante temperatura de aire primario, enfriamiento de agua secundario, y agua caliente secundario.

Entre las características del sistema de cuatro conductos tenemos los siguientes:

1. El sistema es más flexible que el sistema de dos conductos y es más capaz para satisfacer amplias diferencias de carga. Responde más rápido al cambio de carga.
2. El sistema es imple para operar que los sistemas de dos y tres conductos.
3. Eficientemente es mayor, y el costo de operación es menor que los sistemas de dos y tres conductos.
4. El costo inicial es mayor que el sistema de dos conductos.

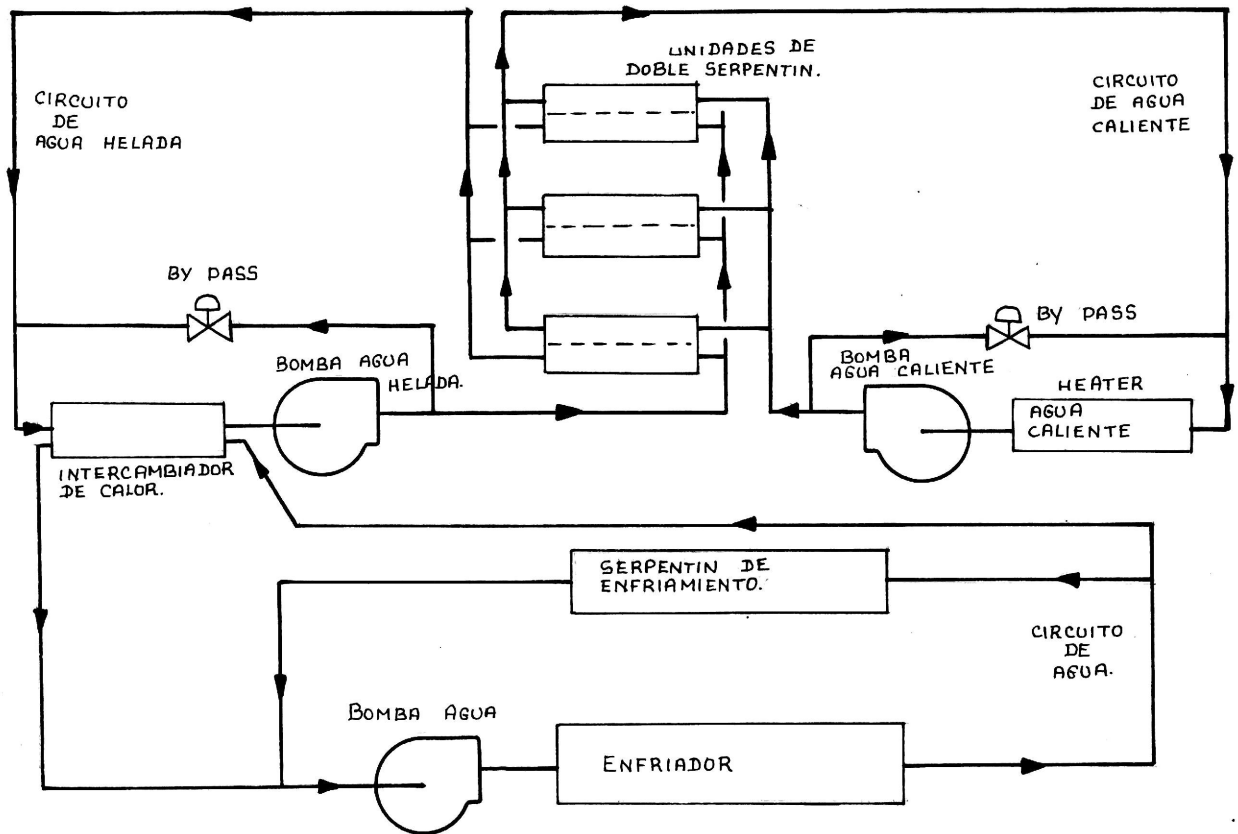


Fig. 3.1.1.1. Sistema Aire-Agua.-4 Conductos

En los sistemas de INDUCCION aire-agua se tiene que el aire primario es suministrado a una unidad plenum a alta presión.

Las unidades de inducción son usualmente instaladas en la pared debajo de una ventana. El aire primario y el aire secundario es mezclado y descargado al cuarto.

Los sistemas de aire primario son usualmente diseñados para operar con 100% de aire exterior. La distribución de aire primario es a alta velocidad y alta presión. Los ductos serían diseñados para minimizar la turbulencia, por que las unidades de inducción no son diseñadas para atenuar el ruido generado en el sistema de aire.

El nivel de sonido de las unidades de inducción es influenciado por muchos factores como:

- 1.Velocidad del aire en la conexión al ducto de aire primario.
- 2.Tobera de presión.
- 3.Tamaño de la unidad.
- 4.Caída de presión en el damper.

Entre las características del sistema de inducción aire agua tenemos los siguientes puntos:

1. El uso de ductos de suministro de aire primario a alta velocidad con tubería de agua secundaria paralela hace al sistema muy económico.
2. La ubicación debajo de la ventana, las unidades de inducción distribuyen aire para calentamiento y enfriamiento.
3. Cuando son apropiadamente seleccionadas, las unidades de inducción pueden operar silenciosamente.

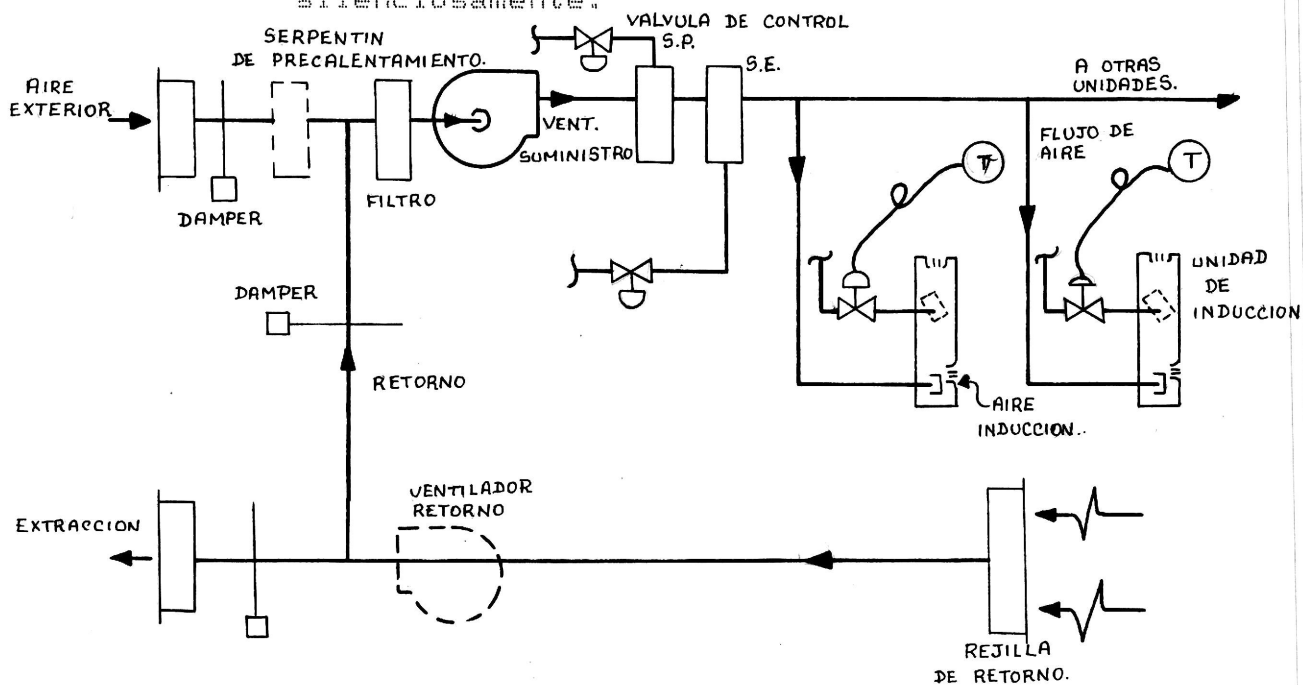


Fig. 3.1.1.aa. Sistemas de Inducción

En los sistemas condicionados de FAN-COIL es aplicado al sistema aire-agua y al sistema todo agua solamente.

Las unidades fan-coil de cuarto son generalmente disponibles en tamaños nominales de 200, 300, 400 y 600 cfm. Muchas industrias ofrecen también modelos de 800 y 1200 cfm.

Los básicos elementos de las unidades de fan-coil son serpentín de tubo aletado y la sección del ventilador. La sección del ventilador recircula el aire continuamente al interior del espacio a través del serpentín el cual es suministrado o con agua caliente o con agua fría.

Una simple unidad serviría a muchos cuartos, sería aconsejable en un apartamento donde el control del cuarto individual no es esencial y el aire de retorno es factible.

La capacidad de una unidad fan-coil puede ser controlada por la regulación del flujo de agua en el serpentín, bypass de aire, velocidad del ventilador, o una combinación de estos.

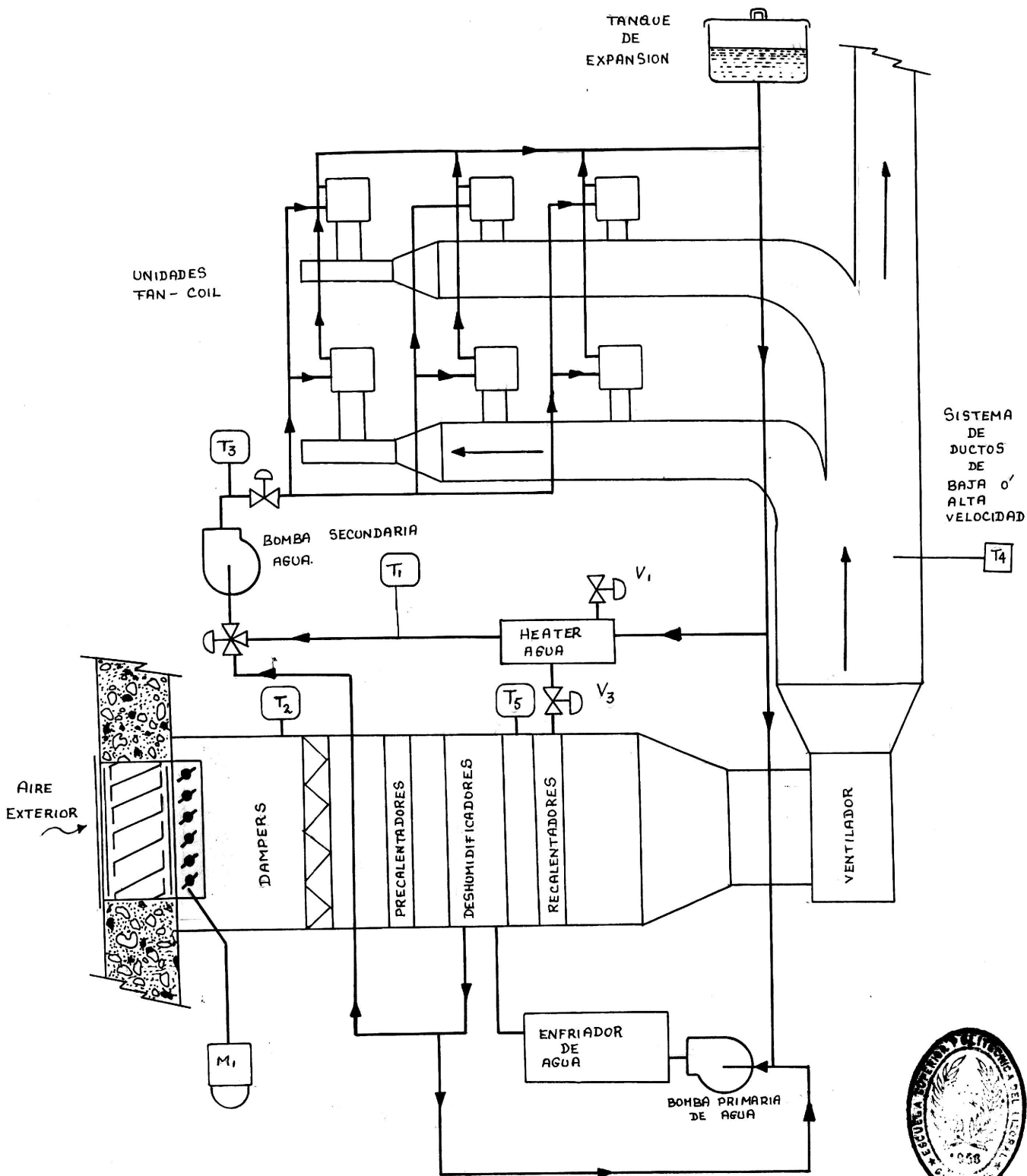


Fig. 3.1.1.ab. Sistemas de Fan-coil

Entre las características del sistema fan-coil tenemos los siguientes puntos:

1. La variedad de tipos de unidades de fan-coil ofrecen un número de posible de equipos de distribución de tuberías y ductos.
2. El sistema de aire puede suministrar al espacio interior y al perímetro.
3. Las unidades fan-coil debajo de la ventana distribuye aire por calentamiento y enfriamiento.
4. Las unidades de filtros, motores, ventiladores, y controles ayudan en el espacio condicionado.
5. Las unidades pueden proveer solamente capacidad limitada de calentamiento como convectores en horas no ocupadas.

Los sistemas de PANELES RADIANTES combinan el control de temperatura del cuarto con la estación central de condicionamiento de aire.

El control de la temperatura de la superficie sería localizada en el piso, paredes, o tumbado, y la temperatura se mantiene por la circulación de agua, aire, o resistencia eléctrica.

El sistema central de aire puede ser una básica, una zona, de temperatura constante, de volumen constante.

Las grandes temperaturas de la superficie de los paneles radiantes están sobre los 180 F, energizado por gas, electricidad, o por agua a alta temperatura.

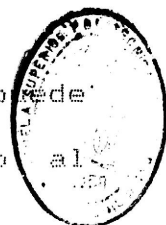
Este sistema se puede aplicar a oficinas, escuelas, hospitales, apartamentos, residencias, y otros tipos de edificios.

La aplicación en los hospitales de este sistema de paneles radiantes es en cuartos de pacientes.

Entre las características de este sistema son:

1. Los sistemas de paneles no requieren de algún equipo mecánico junto a la pared

- exterior, así simplifica la pared, piso, y sistema estructural.
2. Toda bomba, ventilador, filtro, etc., son ubicados centradamente, facilitando el mantenimiento y operación del sistema.
 3. El enfriamiento y el calentamiento pueden ser obtenidos simultáneamente, sin zona central o cambio de estación.
 4. La cantidad de suministro de aire no excede del requerido por ventilación y deshumidificación.
 5. Un sistema común central de aire puede servir tanto a la zona interior como al perímetro de la zona.



BIBLIOTECA

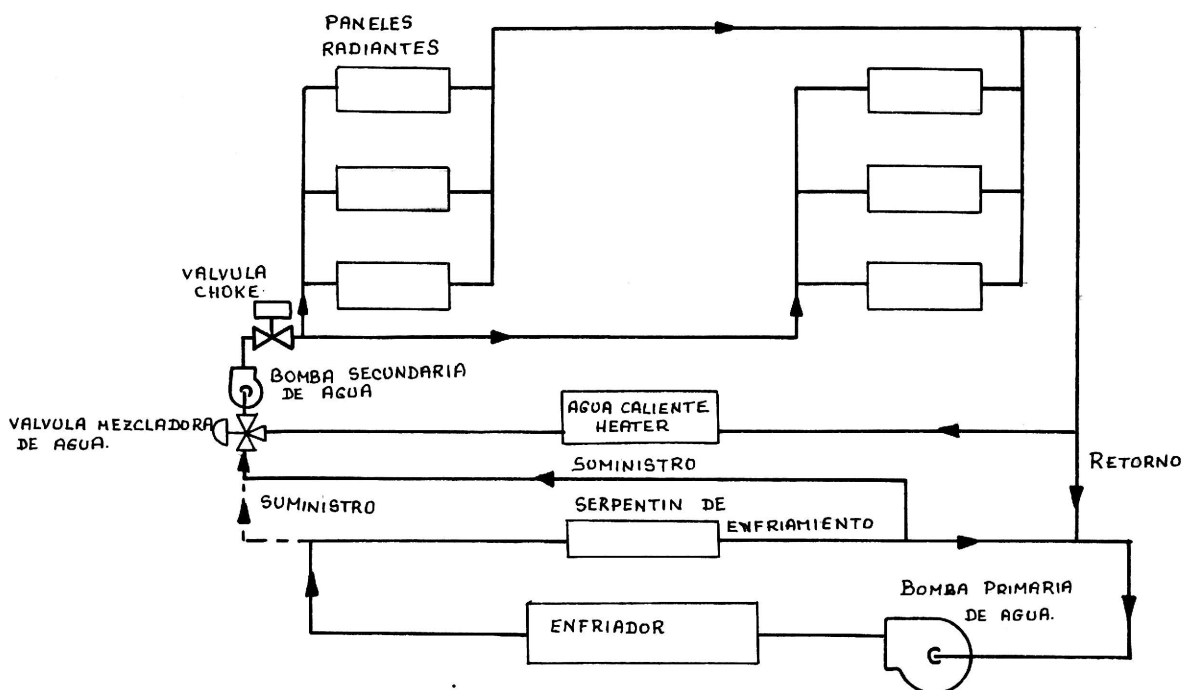


Fig. 3.1.1.ac. Sistemas de Paneles Radiantes

Los sistemas TODO AGUA lleva a cabo solamente espacio de enfriamiento por la distribución de aire frío a terminales de unidades ubicados en espacios habitables de edificios. El enfriamiento sensible y latente son producidos por la circulación de agua fría. El calentamiento es suministrado por el suministro de agua caliente a través del mismo o separado serpentín.

Una de las grandes ventajas del sistema es su flexibilidad para adaptarse a muchos edificios.

Todo sistema de agua tiene un control individual de cuarto. Este sistema tiene remoto equipo de calentamiento y enfriamiento. Comúnmente todo sistema de agua puede usar agua caliente a temperatura baja para espacio de calentamiento.

En general, el costo de la más baja instalación de sistema todo agua es protegido por las ventajas del sistema aire agua y el sistema todo aire en grandes aplicaciones y por expansión directa en pequeñas aplicaciones.

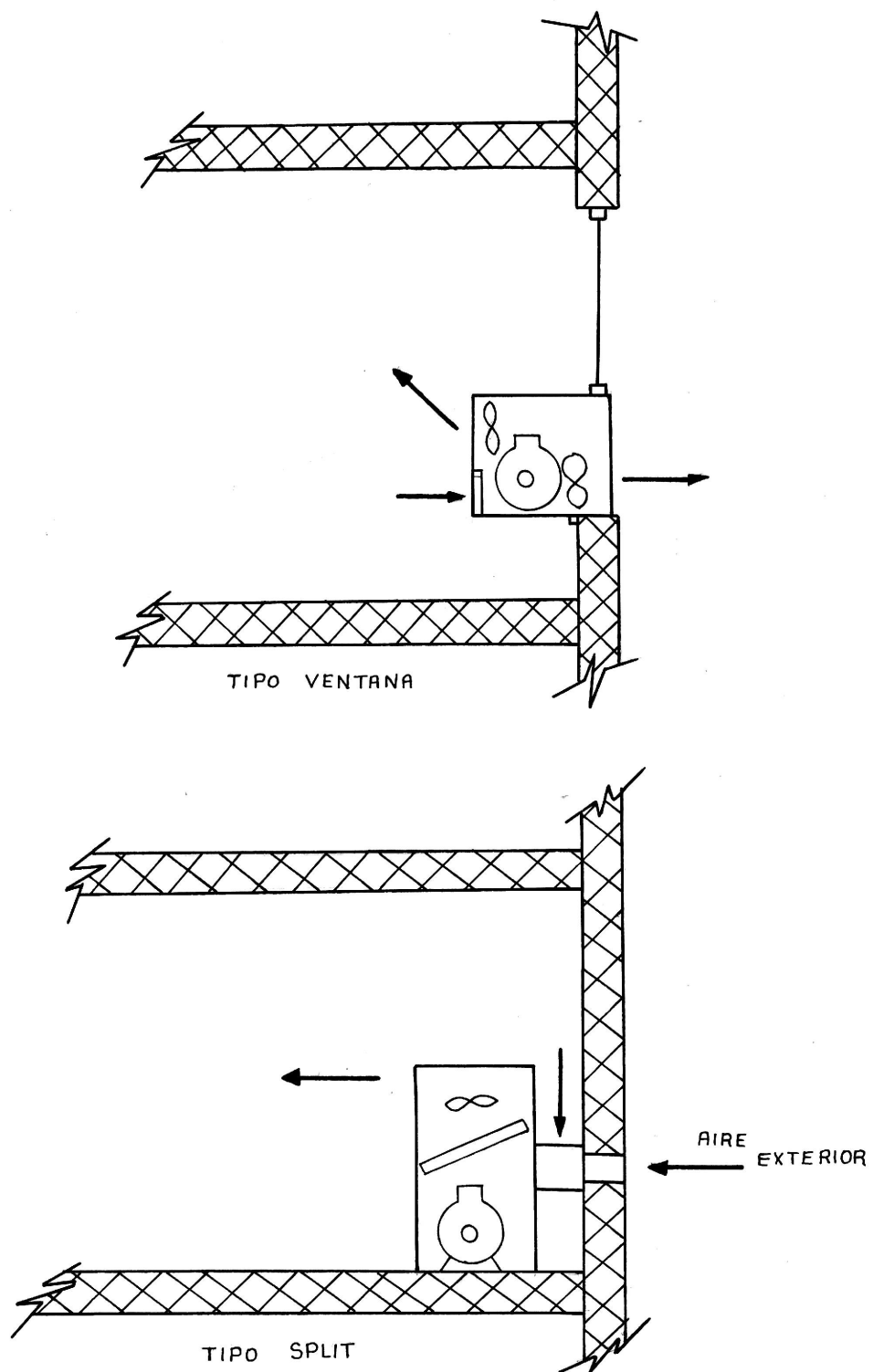


Fig. 3.1.1.p. Expansión Directa.-Sist.(DX)

3.2 APROVECHAMIENTO DE ENERGIA

En el presente estudio se hace aprovechamiento de energía en base al sistema de refrigeración que existe en el sistema de agua helada diseñado para la clínica.

Existen muchas formas de aprovechar energía por lo cual en este estudio se hará como se indica en la sección 3.2.2.

3.2.1.CALCULO DE LA CANTIDAD POSIBLE MAXIMA DE CALOR QUE TENDRA LA CLINICA POR SECTORES

Tomando en cuenta el capítulo 2 que indica las formas de calcular las cargas de enfriamiento se tomarán datos importantes de la clínica como son: area por piso; area por paredes exteriores e interiores; volado horizontal; densidad de luces, de personas; cambios por hora; ganancia solar según la orientación de la clínica; ángulo azimuth. Lo cual por medio de esos datos, como se indicarán en las siguientes páginas, serán de crear ayuda para obtener la carga de enfriamiento por medio de uso de computadora.

A continuación se tienen los siguientes datos
y resultados.



BIBLIOTECA

R

DATOS DE CALCULO DE CARGA MAXIMA (Planta Baja)

SECCION	*** - - AREA EN M2 - - ***VOLADO EN M** - DENSIDAD - ** CARGA *												
	PISO	P.EXT.	P.INT.	VENT.	HORIZ.	VERT.	LUCES	PERS.	SENS.	LAT.C/HR.	AZIMUTH SOLAR		
Cons.1..5	289.97	112.20	122.40	26.40	0.45		14	0.015	368	199	1.4	168	18.30
Cons.6	122.87	71.40	34.00	16.80	0.45		14	0.015	368	199	1.4	258	85.92
Cons.7..10 y 17..19	289.80		319.60	32.00			14	0.015	368	199	1.4		
Cons.12,13	137.62	37.40	37.40	8.00	0.45		14	0.015	368	199	1.4	53	91.63
Cons.14..16	165.85	71.40	51.00	16.80	0.45		14	0.015	368	199	1.4	102	83.40
Auditorio	75.52	28.80	81.60	9.60	0.45		14	0.050	368	199	1.4	348	95.68
Emergencia	48.40	18.70	40.80	2.40			14	0.015	368	199	1.4	348	95.68
Ofic.Bodega	19.84	25.69	34.00	4.00			14	0.015	368	199	1.4	348	95.68
Administ.	88.32	27.60	11.90	8.00			14	0.015	368	199	1.4	53.00	91.63
Hall	84.85	23.60	44.20	18.48			14	0.015	368	199	1.4		
Rayos X	32.82		44.20				12	0.010	368	199			
Camara Obs.	4.00		6.80				8	0.025	368	199			
S.de Esp.R.X.	6.00						12	0.015	368	199			
Diagnost.R.X.	43.48		40.97				14	0.015	368	199			
Laboratorio	90.00		47.60	5.60			12	0.015	368	199			
Corredor	311.38						12	0.015	368	199	1.4		
Cafet.y Botic	104.29	109.10		28.40			14	0.015	368	199	1.4	53	91.63
												323	67.05
												143	17.44

(*) Para convertir de M. a Pies, multiplicar por 3.28

(**) Para convertir de M² a P² multiplicar por 10.76

R

DATOS DE CALCULO DE CARGA MAXIMA (Primer Piso)

SECCION	PISO	P.EXT.	P.INT.	VENT.	HORIZ.	VERT.	LUCES	PERS.	SENS.	LAT.	C/HR.	AZINUTH	SOLAR
C.P. 1	22.95	22.24	29.40	6.60	0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	53	88.70
												143.00	17.44
C.P.2..6	114.75	11.40	141.40	33.00	0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	143	17.44
C.P.7..14	183.60	22.40	225.12	52.80	0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	101.00	88.13
C.P.15..22	183.00	15.30	225.12	52.80	0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	281.00	84.79
C.P.23,24	29.60	9.00	50.40	13.20	0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	323	63.32
C.P. 25	19.90	1.50	26.88	6.60	0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	258	128.06
												348.00	95.68
C.P.26..32	150.20	15.06	190.12	55.22	0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	348	95.68
C.P. 33	25.20	2.04	41.44	7.48	0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	53.00	88.70
C.P.34..38	85.50	11.40	121.80	33.00	0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	323.00	63.32
C.P. 39	17.10	17.46	24.36	6.60	0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	53.00	88.70
												323.00	63.32
C.Enfermeras	14.96	8.80	20.70	2.40	0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	281.00	84.79
C.R.Nacido	30.40	4.00	28.80	1.60	0.45	0.20	12	0.030	368	199	1.4	143.00	17.44
Corredor	219.00	85.44			0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	53.00	88.70
				1.14								168.00	18.30
				17.58								258.00	128.06

(*) Para convertir de M. a Pies, multiplicar por 3.28

(**) Para convertir de m^2 a ft^2 multiplicar por 10.76

R

DATOS DE CALCULO DE CARGA MAXIMA (Segundo Piso)

SECCION	*** - AREA EN M2 - - *** *VOLADO EN M**- DENSIDAD *CARGA*												
	PISO	P.EXT.	P.INT.	VENT.	HORZ.	VERT.	LUCE	PERS.	SENS.	LAT.C/HR.	AZIMUTH	SOLAR	
C.P.1	20.97	28.64	20.13	6.16	0.45	0.2	12.0	0.015	368	199	1.4	143	17.44
C.P. 2,3, 4,5,6	82.29	9.78	89.60	26.00	0.45	0.2	12.0	0.015	368	199	1.4	143	17.44
C.P. 7,8,9 10,11	114.10	12.00	89.60	34.15	0.45	0.2	12.0	0.015	368	199	1.4	323	67.05
C.P. 12	22.82	28.64	20.16	4.16 2.00	0.45	0.2	12.0	0.015	368	199	1.4	53 323	9.65 67.05
Corredor	131.62	8.00	33.04	18.00 3.34	0.45	0.2	12.0	0.015	368	199	1.4	53 143	9.65 17.44
Terap.Intens	10.12	16.28	44.80	4.20	0.45	0.2	6.0	0.030	368	199	1.4	101	76.88
S.de Recup.	21.42	8.00	8.40		0.45	0.2	6.0	0.020	368	199	1.4	101	76.88
S.de Quemado	40.80	17.20	25.00	5.40	0.45	0.2	6.0	0.012	368	199	1.4	281	29.47
C.Esteriliz.	52.00	32.00	15.70	8.70	0.45	0.2	6.0	0.011	368	199	1.4	323	67.05
C.de Quiro.	44.40	60.78			0.45	0.2	12.0	0.020	368	199	1.4	101	76.88
Quirofano 1	47.00	25.60	8.40		0.45	0.2	40.8	0.020	368	199	1.4	101	76.88
Quirofano 3	49.78	21.82	16.80		0.45	0.2	40.8	0.020	368	199	1.4	281	29.47
Quirofano 5	36.30	34.44	11.20		0.45	0.2	40.8	0.020	368	199	1.4	101 168	76.88 18.30
Quirofano 6	34.80	13.16	11.20		0.45	0.2	40.8	0.020	368	199	1.4	168	18.30
Quirofano 7	40.00	35.84	13.16		0.45	0.2	40.8	0.020	368	199	1.4	168 281	18.30 29.47

(*) Para convertir de M. a Pies, multiplicar por 3.28

(**) Para convertir de M² a P² multiplicar por 10.76

TABLA DE CARGAS DE ENFRIAMIENTO (Planta Baja)

SECCION	Qs MBH	Qt MBH	CMF oa	CFM s
Consult. 1	38.58	41.32	14	1786
Consult. 2	35.27	37.78	13	1633
Consult. 3	33.91	36.32	13	1570
Consult. 4	67.24	72.02	25	3112
Consult. 5	60.50	54.06	17	2800
Consult. 6	28.38	30.05	9	1314
Consult. 7	30.76	32.98	12	1424
Consult. 8	40.51	43.44	15	1875
Consult. 9 y 10	30.21	32.39	11	1399
Consult. 12	45.00	48.14	16	2083
Consult. 13	39.65	42.42	15	1836
Consult. 14	26.80	27.81	10	1214
Consult. 15	33.39	34.84	13	1498
Consult. 16	37.29	38.90	14	1736
Consult. 17	21.29	22.82	8	985
Consult. 18	19.22	20.61	7	890
Auditorio	69.52	80.30	56	3219
Emergencia	32.55	34.58	10	1507
Ofic. Bodega	20.26	21.09	4	938
Administracion	56.56	60.31	19	2619
Hall	67.45	71.08	19	3123
Rayos X	21.69	24.80	81	1004
Camara Oscura	2.50	2.81	2	116
Sala de Espera Rayos X	2.86	3.10	1	132
Diagnostico Rayos X	25.22	27.05	9	1168
Laboratorio	53.14	61.71	222	2460
Corredor	148.77	162.14	70	6888

TABLA DE CARGAS DE ENFRIAMIENTO (Primer Piso)

SECCION	Qs MBH	Qt MBH	CMF oa	CFM s
C.P. 1	18.22	21.32	75	896
C.P. 2..6	12.48	16.95	94	545
C.P. 7..14	15.14	18.20	76	673
C.P. 15..22	14.80	17.32	76	728
C.P. 23	9.44	11.31	41	452
C.P. 24	12.92	15.48	56	620
C.P. 25	16.89	19.23	65	841
C.P. 26	14.99	16.13	64	764
C.P. 27,28,29	15.06	16.21	65	768
C.P. 30,31	21.38	23.00	92	1090
C.P. 32	12.20	13.13	52	622
C.P. 33	17.68	21.07	83	854
C.P. 34..38	11.44	13.96	56	542
C.P. 39	15.20	16.32	56	791
C. Recien Nacidos	15.99	29.96	250	592
C.de enfermeras	9.09	11.40	49	421



BIBLIOTECA

TABLA DE CARGAS DE ENFRIAMIENTO (Segundo Piso)

SECCION	Qs MBH	Qt MBH	CMF oa	CFM s
C.P. 1	17.81	20.12	69	894
C.P. 2	14.48	17.32	68	697
C.P. 3	14.48	17.32	68	697
C.P. 4	14.48	17.32	68	697
C.P. 5	14.48	17.32	68	697
C.P. 6..11	18.99	21.03	75	968
C.P. 12	18.28	21.46	75	1020
Quirof. 1	25.03	33.52	198	1115
Quirof. 2	23.99	32.13	189	1069
Quirof. 3	37.97	50.13	300	1695
Quirof. 4	13.86	18.52	110	620
Quirof. 5	40.14	51.42	298	1862
Quirof. 6	35.97	47.81	286	1616
Quirof. 7	44.04	58.97	329	1952
Sala de Quemados	24.80	30.68	134	1165
Vestidor Quirofano	26.68	30.44	94	1323
Esterilizacion	38.62	40.28	119	2042
Terap.Intensiva	31.95	33.38	103	1480
Sala de Recuperacion	12.94	13.86	49	510

3.2.2. APROVECHAMIENTO DEL CALOR QUE SE PIERDE PARA OBTENER AGUA CALIENTE

Conociendo que la clínica no tiene un buen sistema central de aire acondicionado para recuperar energía se ha diseñado un sistema de agua helada del cual haciendo un estudio de su sistema de refrigeración, aprovechamos el calor rechazado por el condensador para obtener agua caliente por medio de un intercambiador de calor.

Considerando los 359 GPM que debe manejar el chiller y utilizando la siguiente fórmula:

$$TR = GPM * DT/24 \quad (3.2.a)$$

Conocemos las toneladas de refrigeración, con esta TR y con la temperatura ambiente de 95 ° F de diseño buscamos en catálogo McQuay 903-8 la selección de chiller y condensador siendo de la siguiente manera:

Chiller WHR 140DA

Condensador APD140C

Temperatura condensador: 123.00 ° f

Kw : 135.9

ton : 116.4

$$DT = TC - TA \quad (3.2.b)$$

donde:

DT : diferencia de temperatura $^{\circ}F$

TC : temperatura condensador $^{\circ}F$

TA : temperatura ambiente de diseño $^{\circ}F$

Por lo tanto, conociendo el modelo del condensador, la diferencia de temperatura y el refrigerante (R22) en catálogo McQuay 630-9 se puede ver el calor que rechaza el condensador el cual puede ser aprovechado para producir agua caliente.

En el caso de la clínica, el calor rechazado del condensador es 1870760 BTUH. Este valor convertido en TR es 155.90.

Con las 112.13 TR y un factor f de 1.0798 se obtiene el calor de reyección de 121.08 TR.

El calor rechazado por el condensador es recuperado para producir agua caliente y aire caliente; en nuestro caso es para obtener agua caliente el cual puede ser aplicado para la

cocina, lavaderos, baños, entre otros de la clínica.

El Departamento de Salud y Servicios Humanos de los Estados Unidos da los siguientes requerimientos de servicio de agua caliente para las clínicas.

Una clínica es considerada pequeña si el número de camas está entre el rango de 50 a 100 camas.

Galones por hora por cama:

- . Clínico,3
- . Dietético,2
- . Lavadero,2

El servicio de agua caliente debe ser clasificado de acuerdo al método de calentamiento utilizado y por la construcción física. La clasificación de acuerdo al tipo de calentamiento puede ser por calentamiento de agua directamente o indirectamente.

Los calentamientos de agua directamente son aquellos que tienen aplicación directa de

combustible para el calentamiento del agua. En estos casos, el combustible puede ser aceite o gas entregado a través de un quemador (controlador automático) como una parte integral del equipo de calentamiento de agua o unidades empleando la conversión directa de energía eléctrica para calentar el agua de servicio. En algunos casos, los colectores solares pueden ser usados para calentar el agua directamente.

El método de calentamiento de agua indirectamente emplea o vapor o agua caliente como un medio de calentamiento. Este vapor o agua caliente es producido en un caldero o generador y es usado para calentar el servicio de agua caliente por medio de un intercambiador de calor.

En nuestro caso se aprovecha el calor que se pierde del condensador para hacerlo pasar por un intercambiador de calor y producir agua caliente.

El Departamento de Salud y Servicios Humanos de los Estados Unidos (DSSH) especifica diferentes temperaturas de servicio de agua

caliente para varias areas de una clinica.

CLINICO.- La temperatura de agua caliente entregada para el uso clinico general como lo es los lavaderos, baños, debe ser 110 ° F.

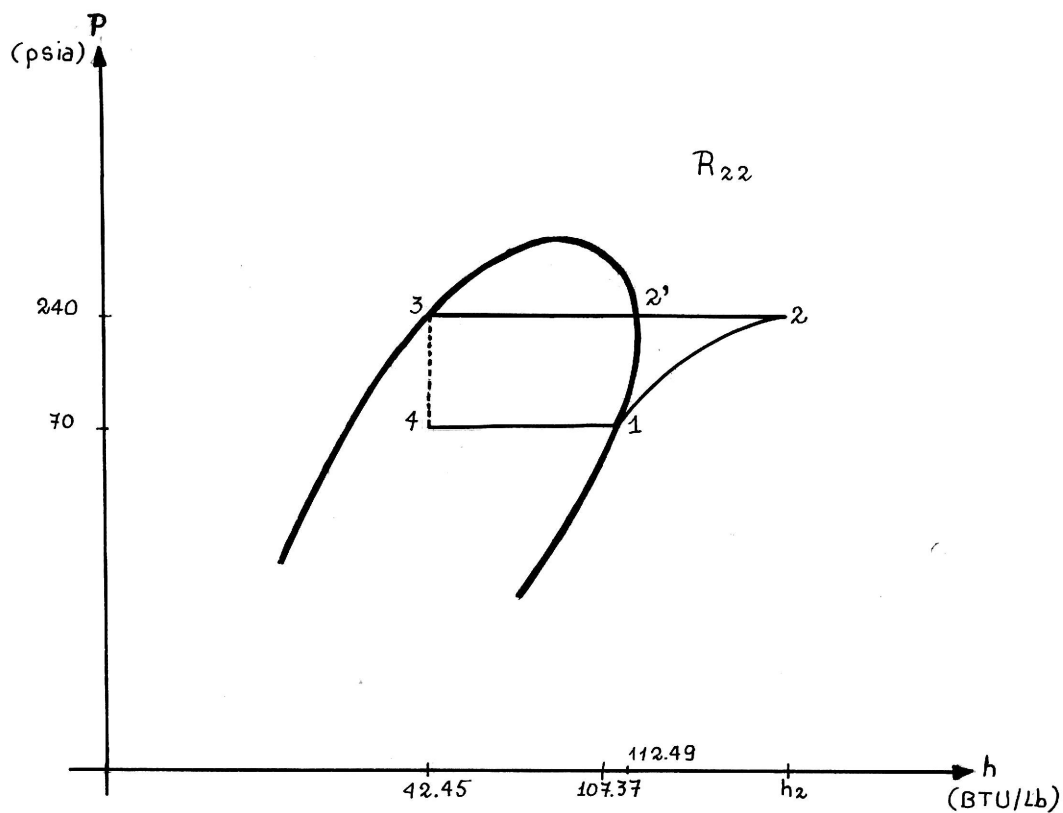
DIETETICO.- La temperatura de agua caliente para el uso dietético general es 120 ° F. Los lavaderos de platos normalmente requieren temperaturas altas de 140 a 150 ° F, y para la esterilización, temperatura de 180 ° F.

LAVADEROS.- Se recomienda una temperatura de 160 ° F para equipos de lavaderos recomendables.

Tomando en cuenta que existen diferentes temperaturas de agua caliente para diferentes sectores, se ha escogido la temperatura de 140 ° F para todos los sectores de la clinica por ser condición de diseño.

Haciendo el sistema de refrigeración en el diagrama Presión vs Entalpia se tiene lo

siguiente:



Teóricamente se sabe que el calor que añade a un sistema es igual al calor que se rechaza, teniendo así:

$$Q_{412} = Q_{322} \quad (3.2.c)$$

$$Q_{412} = Q_{41} + Q_{12} \quad (3.2.d)$$

Como el sistema de refrigeración trabaja con Freón 22 o llamado también refrigerante 22 (R22) se tiene que el calor que se añade en el evaporador Q_{41} es:

$$Q_{41} = m_{41} * Dh_{41} \quad (3.2.e)$$

y el calor en el compresor es Q_{12} .

Para facilidad de cálculo se encontró las propiedades termodinámicas en carta del refrigerante 22, que es el caso de nuestro estudio, señalando de la siguiente manera:

En punto 1

$$P_1 = 70 \text{ psia}$$

$$T_1 = 31 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$h_1 = 107.37 \text{ BTU/lb}$$

En punto 2'

$$P_{2'} = 240 \text{ psia}$$

$$T_{2'} = 110 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$h_{2'} = 112.49 \text{ BTU/lb}$$

En punto 3

$$P_3 = 240 \text{ psia}$$

$$h_3 = 42.45 \text{ BTU/lb}$$

En punto 4

$$h_4 = 42.45 \text{ BTU/lb}$$

Las propiedades termodinámicas en el punto 2

se lo obtuvo de la siguiente manera:

Aprovechando el principio de conservación de masa se tiene que calor que añade es igual a calor que se rechaza, por lo tanto en el evaporador

$$Q_a = Q_r$$

$$m \cdot c_p \cdot \Delta T_{\text{agua}} = m \cdot c_p \cdot \Delta T_{\text{R22}} = m \cdot \Delta h_{\text{R22}}$$

Conociendo que Q_a es 121.08 Ton y también los valores de h_1 y h_4 se tiene que el flujo másico del R22 es

$$m_{\text{R22}} = 380.3 \text{ Lb/min}$$

Conociendo el calor de reyección en condensador $Q_{32'2}$ y utilizando un factor de seguridad de 1.25 se tiene que :

$$Q_{32'2} = 1.25 \cdot 155.9$$

$$Q_{32'2} = 200 \text{ Ton.}$$

De las ecuaciones 3.2.c y 3.2.d se puede obtener el calor de reyección del compresor (Q_{12}), entonces:

$$Q_{12} = 200 - 121.08$$

$$Q_{12} = 78.92 \text{ Ton} = 939600 \text{ BTUH}$$

$$\text{Si } Q_{12} = m * c_p * \Delta T \text{ R22} \quad (3.2.f)$$

y conociendo que $c_p = 0.306 \text{ BTU}/(\text{Lb}\cdot\text{F})$ y asumiendo que no cambia su valor, podemos hallar la temperatura a la salida del compresor (T_2), tomando en cuenta que la temperatura del R22 a la entrada del compresor (t_1) es 40°F , por consiguiente:

$$T_2 = 939600 / (380.3 * 0.306 * 60) + 40^\circ \text{F}$$

$$T_2 = 174.5^\circ \text{F}$$

Conociendo la temperatura T_2 y la presión P_2 se obtiene en el diagrama P vs h el valor de la entalpia a la salida del compresor, el cual permite obtener el calor que rechaza el condensador para producir agua caliente por medio de un intercambiador de calor ($Q_{22'}$)

$$Q_{22'} = m * (h_2 - h_{2'}) \text{ R22} \quad (3.2.g)$$

$$Q_{22'} = 380.3 * (126 - 107)$$

$$Q_{22'} = 7225.7 \text{ BTU}/\text{min} = 433542 \text{ BTU}/\text{H} = 36.13 \text{ Ton}$$

Aplicando el principio de conservación de masa en un intercambiador de calor se obtiene el caudal de agua que circula por este; siempre y cuando se cumplan las propiedades

termodinámicas a la entrada y salida del intercambiador se obtiene que:

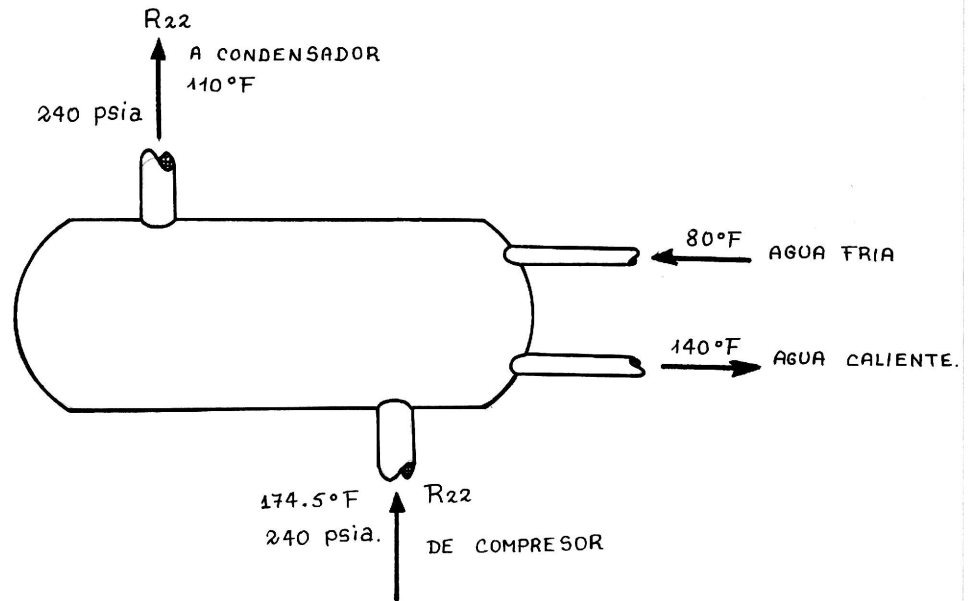


Fig. 3.2.2.b

$$Q_{22} = 433543 \text{ BTUH} = m \cdot c_p \cdot \Delta T \text{ agua} \quad (3.2.h)$$

$$\Delta T = T_{ac} - T_{af}$$

donde:

T_{ac} : temperatura de agua caliente °F

T_{af} : temperatura de agua fría °F

c_p : calor específico a presión constante
BTU/(Lb.F)

m : flujo másico Lb/H

Por lo tanto de la ecuación 3.2.h se despeja m

del agua y se obtiene:

$$m = 433542 / (1 * (140 - 80))$$

$$m = 7225.7 \text{ Lb/H} = 120.43 \text{ Lb/min}$$

Conociendo que el flujo másico del agua es igual a la densidad () por el caudal (q), podemos obtener el caudal q del agua que debe circular por el intercambiador por lo tanto:

$$q = 7225.7 / 62.4$$

$$q = 115.79 \text{ ft}^3/\text{H} = 3278.66 \text{ Lt/H} = 54.64 \text{ Lt/min}$$

3.3 AHORRO DE ENERGIA

Al analizar el sector energético en la clínica podemos apreciar como existe actualmente un amplio abanico de fuentes energética que son utilizadas en consumos concretos. Aunque un estudio de estas fuentes, y de la búsqueda de nuevos recursos parece hoy necesario, el ahorro de energía permitirá resultados más concretos a corto plazo.

Intuitivamente se aprecia la posibilidad de un gran ahorro de energía dentro del marco actual de nuestra tecnología, pero más en el sector de la oferta, esta reducción del consumo será posible en la demanda. El

objetivo sería, pues conseguir un ahorro en el consumo de energía sin reducir los servicios de que disponemos, sin modificar las restantes variables del sistema económico.

Los ahorros de energía se hace considerando los siguientes puntos:

- Mejora de la tecnología de recuperación de energía: nivel de producción.
- Mejora de los rendimientos de transformación de la energía.
- Mejora en el diseño del edificio: incremento del aislamiento, mejora en la tecnología de las instalaciones y aplicaciones de la tecnología de recuperación de calor.
- Incremento del rendimiento de motores.



BIBLIOTECA

CAPITULO IV

4. DISEÑO OPTIMO DE CLINICA

4.1 SELECCION DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

De todos los sistemas descritos en breves palabras en el capitulo 3 se preseleccionó a los sistemas más comunmente utilizados en nuestro medio como son:

- El sistema de EXPANSION DIRECTA
- El sistema de AGUA HELADA y
- El sistema PAQUETE ENFRIADO POR AGUA

De estos tres sistemas preseleccionados se selecciona el sistema de AGUA HELADA para el diseño óptimo de la clínica, del cual se hablará más detalladamente que los otros dos sistemas.

4.1.1 SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA

Los sistemas de EXPANSION DIRECTA existen de dos tipos:

- Tipo PAQUETE

- Tipo SPLIT

El sistema de expansión directa tipo paquete comprende en un solo conjunto el condensador, el evaporador, el compresor y sus accesorios respectivos (ventilador, presostato de alta, presostato de baja, filtro, visor).

Este sistema tiene ductos de suministro de aire y de retorno conectados directamente al equipo como se muestra en la figura.

El sistema de paquete se lo ubica en la parte exterior de todo edificio como en la terraza de estos.

En cambio el sistema de expansión tipo SPLIT está comprendido del evaporador y de condensador separados. El evaporador va en la parte interior del edificio mientras el condensador se lo ubica en la parte exterior del edificio. Tanto el evaporador como el condensador están conectados por tuberías de mando y de retorno, los cuales llevan en su interior refrigerante.

El sistema de expansión directa es de bajo

costo comparado con los otros dos sistemas pero no cumple con las normas que existe en toda clínica debido que:

- Se selecciona el sistema por su capacidad en BTUH pero los CFM que requiere el área condicionada no es abastecida por el sistema debido que éste tiene su CFM seleccionado.
- En parte global de la clínica el sistema de E.D. no es recomendable debido que deberán existir muchos sistemas para el edificio.
- No es recomendable debido que la clínica tiene muchos sectores con diferente temperatura, diferente humedad relativa, entre otros.



BIBLIOTECA

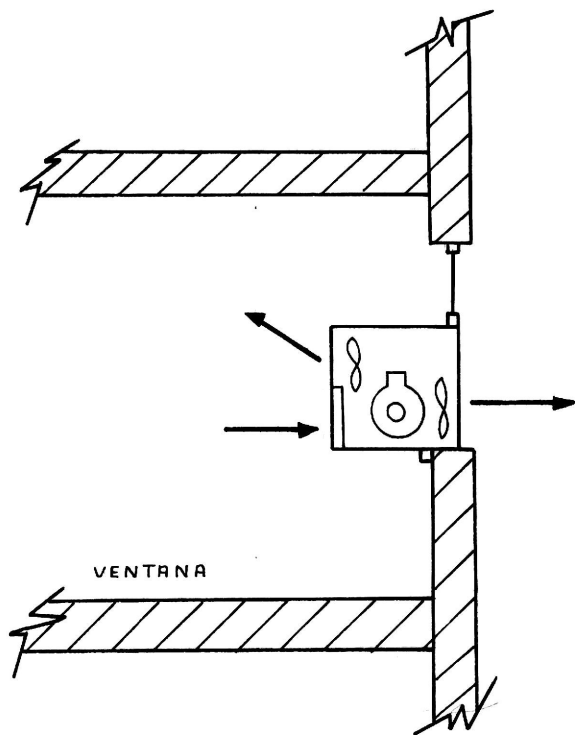


Fig. 4.1.1.a. Sistema de E.D. tipo PAQUETE

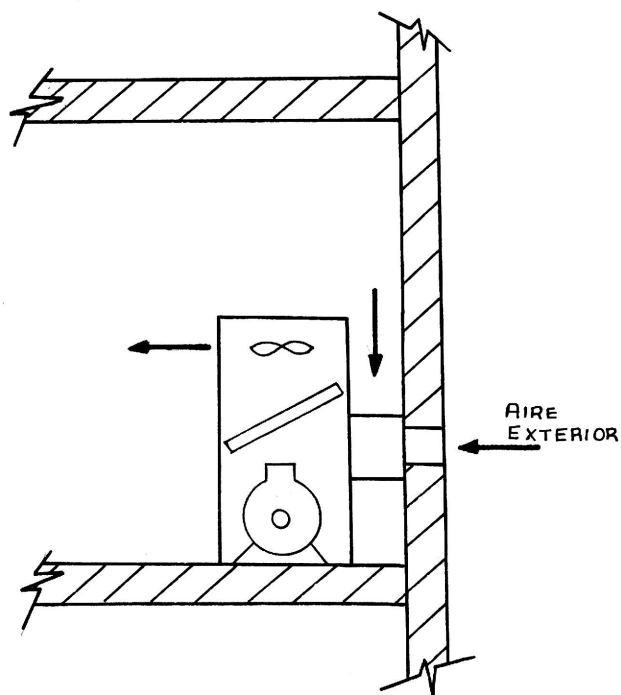


Fig.4.1.1.b Sistema de E.D. tipo SPLIT

4.1.2 SISTEMA DE AGUA HELADA

Los enfriadores de agua han sido diseñados, desarrollados para que el mercado disponga de suministro de agua fría en instalaciones de aire acondicionado hospitales, hoteles, centros comerciales, edificios de oficinas y también en aplicaciones industriales para enfriamiento de maquinaria, moldes de inyección, rodillos de laminación o cualquier otro uso que lo requiera.

Los equipos enfriadores de agua están diseñados para que se acomoden automáticamente a las cargas reales de enfriamiento y permitan satisfacer las necesidades con el mínimo consumo de energía.

La selección adecuada de condensadores, evaporador y accesorios habilitan a los compresores dar el máximo de capacidad eficientemente.

Cuando se utiliza en conjunto con unidades Fan-Coil o manejadoras de agua fría permiten:

- Control individual de temperatura.

- Unidades terminales silenciosas.
- Facilidad de mantenimiento.
- Ahorro de energía.
- Circuito compacto de refrigerante.

Las unidades son cargadas con refrigerante 22; se suministran con las líneas de agua dispuestas para su fácil conexión y acceso a todos los componentes de control y operación.

Tipo de construcción paquete: permite ubicar en una sola estructura los componentes requeridos para su óptima operación:

sección compresores, sección condensadores, sección enfriador, con sus respectivos controles eléctricos.



BIBLIOTECA

Sección compresor: comprende uno o varios compresores tipo semihermético o herméticos a opción en los tamaños de 10, 15 y 20 T.R. y compresores semiherméticos en los tamaños mayores de 30 T.R. montados cada uno en aisladores de vibración.

Sección condensador: estructura rígida y compacta prevee las condiciones más críticas de instalación, cuando son sometidos a la dura

prueba de intemperie. La correcta disposición de sus dos serpentines condensadores respecto a los ventiladores garantizan un óptimo efecto de condensación.

Sección evaporador: construcción de alta tecnología garantizan rendimiento en la transferencia de calor para lograr el enfriamiento del agua.

En condición de seguridad se debe tener en cuenta que la unidad

- Es equipo pesado
- Tiene carga de refrigerante
- Necesita suministro adecuado de energía
- Necesita disponibilidad de aire fresco, retirar el aire caliente

Para ubicar la unidad se recomienda dejar un espacio de 1.2 a 1.5 metros a cada lado y en los extremos para el flujo de aire y mantenimiento. Preveer espacio en uno de los extremos para recambio de tubos, evaporador y/o condensadores.

El piso debe ser lo suficientemente sólido

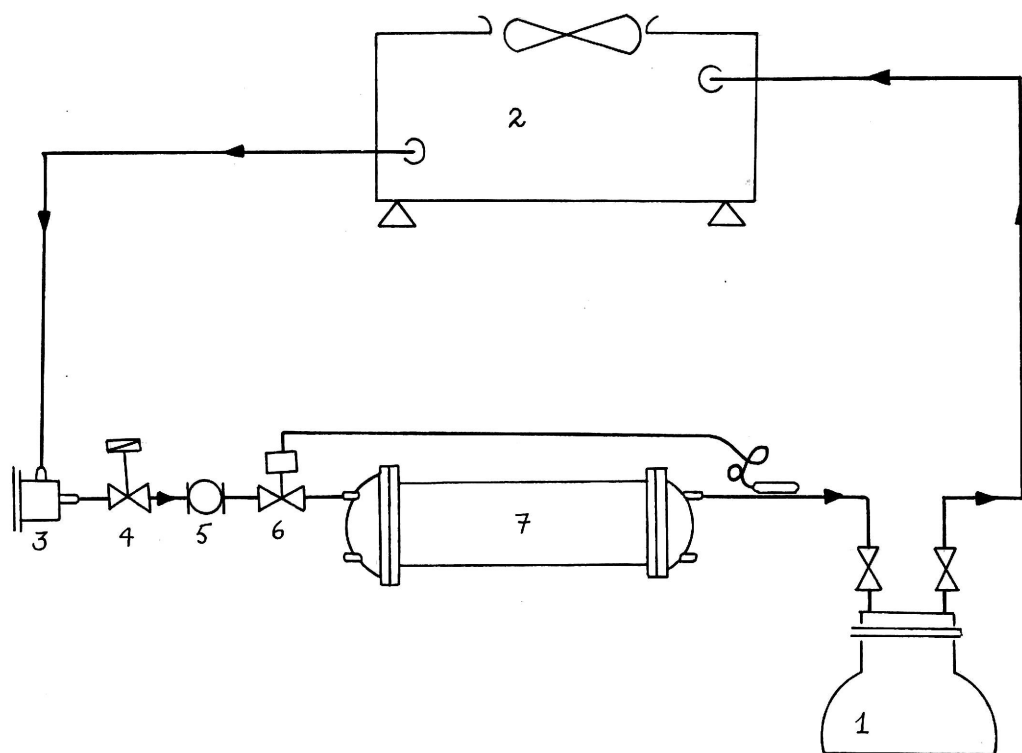
para soportar el peso en condiciones de funcionamiento. Si es necesario se debe agregar una estructura de apoyo (barras de acero o loza reforzada de concreto) al piso para transferir el peso.

Todas las unidades tienen resortes o cauchos antivibratorios en sus compresores para evitar la transmisión de vibración.

Las tuberías de interconexión deben ser lo suficientemente flexibles para evitar la transmisión de vibración. Si la vibración subsiste, se debe utilizar antivibratorios debajo de la unidad misma.

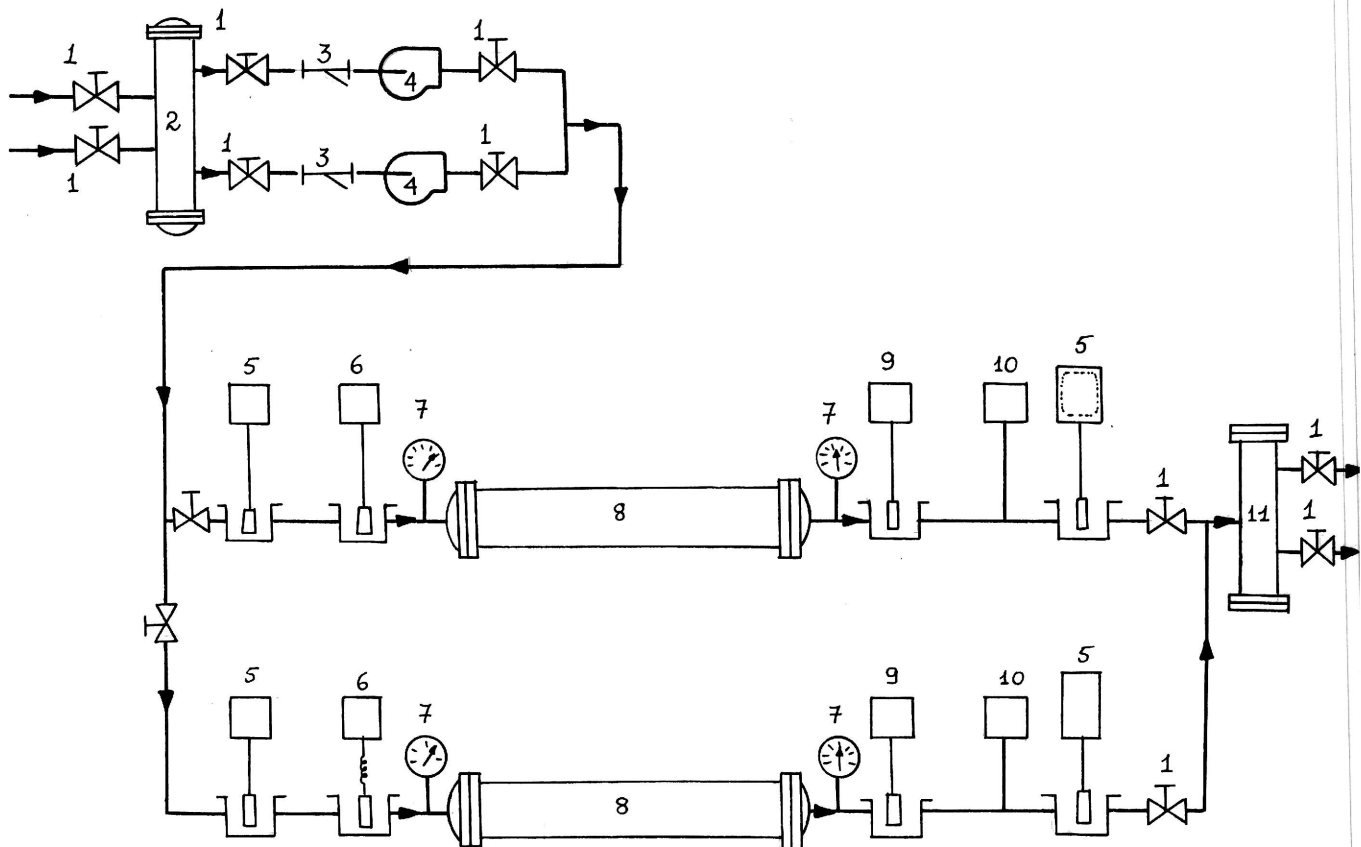
CONEXIONES A SISTEMA DE REFRIGERACION

- 1 Compresor
- 2 Condensador
- 3 Filtro refrigerante
- 4 Válvula solenoide de refrigerante líquido
- 5 Visor refrigerante
- 6 Válvula de expansión
- 7 Enfriador de agua



CONEXIONES SISTEMA DE AGUA HELADA

- 1 Válvula mariposa
- 2 Distribuidor retorno
- 3 Filtro
- 4 Bomba de agua helada
- 5 Termómetro
- 6 Sensor de temperatura
- 8 Enfriador de agua
- 9 Termostato anticongelante
- 10 Interruptor flujo
- 11 Distribuidor mando



CONEXION A SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO DE UMA

- 1 Serpentin
- 2 Purga
- 3 Termómetro
- 4 Manómetro
- 5 Válvula motorizada de 3 vías
- 6 Válvula globo o mariposa
- 7 Válvula compuerta o mariposa
- 8 Filtro

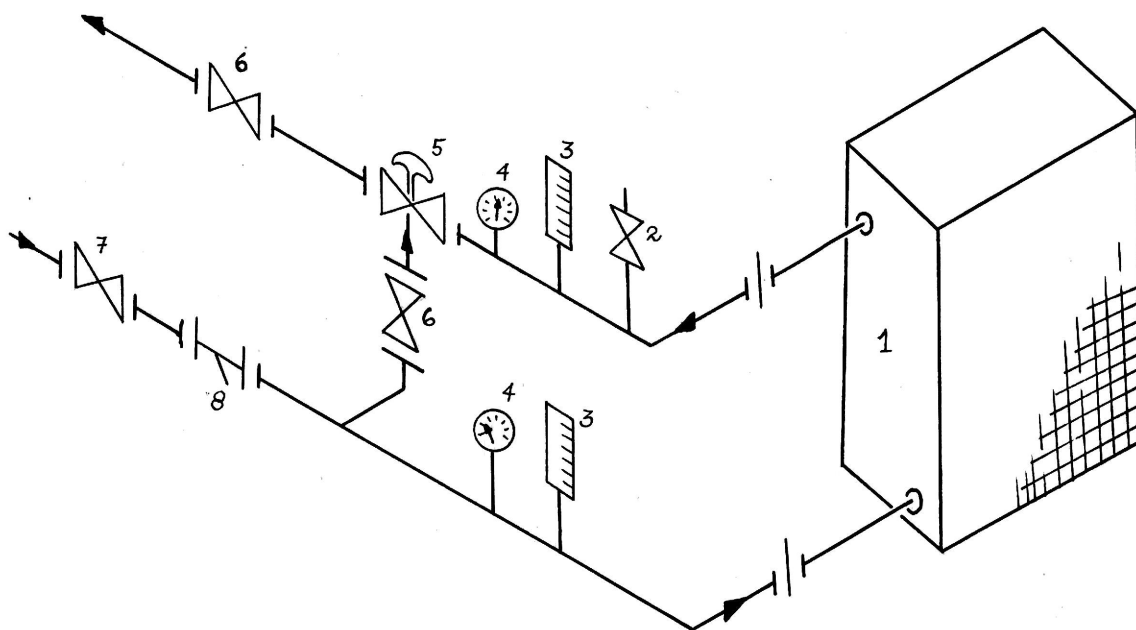
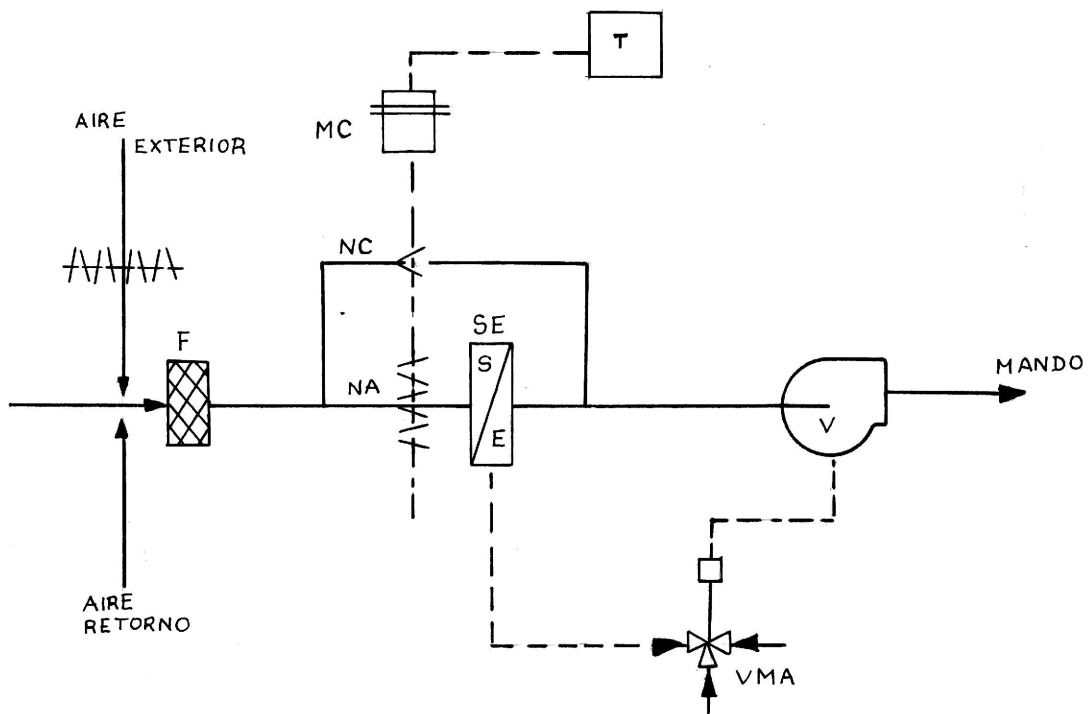


DIAGRAMA DE CONTROL DE FLUJO DE AIRE PARA UNIDADES

UMA

CM : compuerta manual
 NA : normalmente abierto
 NC : normalmente cerrado
 MC : motor operador de compuerta de derivación de aire
 F : filtro de alta velocidad
 T : termostato
 SE : serpentín de enfriamiento
 V : ventilador
 VMA : válvula motorizada de 3 vías



4.1.3 SISTEMA ENFRIADO POR AGUA

El sistema enfriado por agua está comprendido por la unidad de paquete y por los condensadores evaporativos. La unidad de paquete comprende condensador, evaporador y compresor, el refrigerante utilizado en esta unidad es el refrigerante 22. Los condensadores evaporativos se los llama así por ser los equipos de mayor volumen que trabajan con agua además de la bomba de agua, filtro separador de aire.

La unidad de paquete y los condensadores evaporativos trabajan en conjunto, el nombre de enfriado por agua se debe que el condensador en la unidad de paquete es el que recibe la circulación de agua para convertir al refrigerante de estado evaporativo a estado líquido.

Este sistema es utilizado para edificios, escuelas, almacenes y en hospitales. En hospitales se utiliza el sistema mencionado siempre y cuando se vaya contra las normas de diseño.

No se utiliza el sistema enfriado por agua en la clínica debido a lo siguiente:

- Se puede seleccionar la unidad según la capacidad en BTUH pero no cumple con los CFM deseado.
- No cumple con las normas de diseño en lo que se refiere a temperatura y humedad relativa en cada sector.
- Se requiere de mucha energía para trabajar con el sistema.
- Se necesita de espacio físico para colocar las unidades y darle mantenimiento.

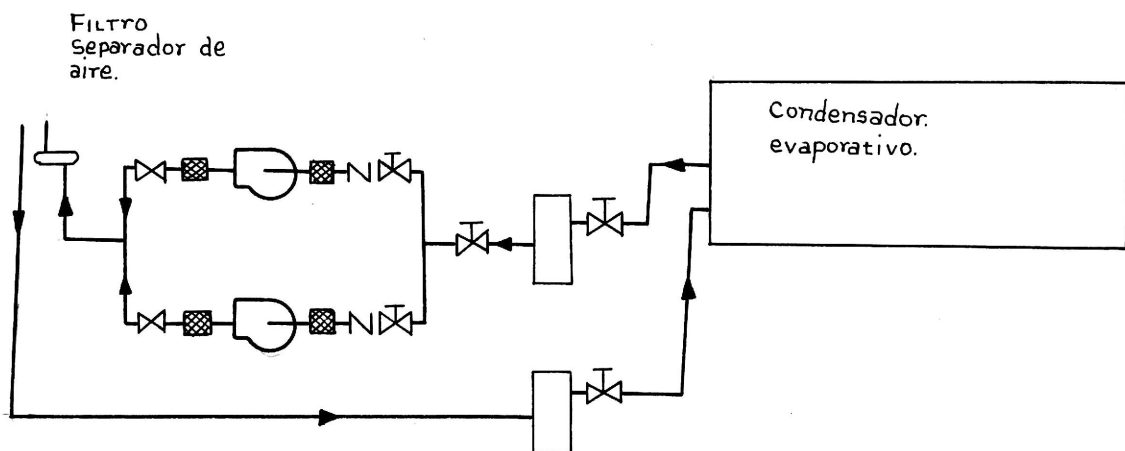


Fig.4.1.3a Sistema enfriado por agua

TABLA DE CARGA DE ENFRIAMIENTO

	Qs	Qt	CFMc	CFMs	GPM
	MBH	MBH			
PB.consult.	6322.22	675.34	225	29270	135.1
PB.corredor	148.71	162.14	70	6888	32.43
PB.sección A1	351.75	351.75	423	16286	77.37
PP.sección A	300.93	352.31	1612	13292	70.46
PP.sección B	285.04	355.31	1441	13833	67.06
SP.quirófano	275.79	357.68	2010	12422	71.54
SP.sección A2	122.05	134.78	450	6011	27.00
SP.sección B2	203.73	231.59	823	10183	46.31

TABLA DE UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE

	MODELO No	SP	HP	RPM	FPM
PB.Sec.A1-UMA6	LSL134	2.06	11.87	708	2589
PP.Sec.A -UMA4	LSL128	2.17	8.31	677	2113
PP.Sec.B -UMA5	LSL128	2.03	8.58	667	2199
SP.Ofno -UMA11	LSL128	2.11	7.32	663	1975
SP.Sec.A2-UMA2	LSL114	1.94	2.91	759	1431
SP.Sec.B2-UMA3	LSL122	2.07	5.96	732	1962

SELECCION DEL ENFRIADOR (CHILLER)

Sumando todos los GPM de las unidades manejadoras de aire se tiene:

359 GPM

Convirtiendo los GPM a toneladas de refrigeración se tiene:

149.58 TR

El valor de TR es para un delta T (DT) de 10 oF, es decir

$$DT = T_{es} - T_{ss}$$

Donde para condición de diseño se tiene que:

T_{es}: temperatura de entrada al serpentín 54 oF

T_{ss}: temperatura de salida del serpentín 44 oF

Con un factor de 0.75 se obtiene que:

$$TR = 149.58 * .75 = 112.18$$

Por consiguiente por razones de seguridad se

trabajaría con dos enfriadores de 112.18 TR cada uno.

Conociendo la TR del enfriador y la temperatura de salida del serpentín y la temperatura ambiente (95 °F) se tiene por tabla:

MODELO	Tss	TR	Kw
ALR115C	44	113.2	130.9

Los enfriadores en este caso trabajan en paralelo.

ELECCION DE BOMBA CENTRIFUGA



BIBLIOTECA

Trabajando con la siguiente tabla de datos podemos obtener lo siguiente:

GPM	D(pulg)	L(pulg)	V(ft/s)	f
359	5	552	5.86	0.03
282	4	630	7.2	0.03
215	3 1/2	827	7.2	0.03
145	3	2364	6.6	0.03
73	2	1063	7.5	0.03
46	2	590	4.7	0.03

Cabezal por longitud

$$h_l = 4.658 * (1/10000) * (L * V^2 / D)$$

Cabezal por codos

$$h_c = 0.4 * V^2 / (2 * g)$$

Cabezal por Tes

$$h_t = 6.56 \text{ ft agua}$$

Cabezal por Válvulas

$$h_v = 15.26 \text{ ft agua}$$

Cabezal por UMAB

$$h_m = 5.9 \text{ ft agua}$$

Cabezal por enfriador

$$h_e = 8 \text{ ft agua}$$

Sumando todos los cabezales nombrados y un factor de seguridad de 1.25 se tiene el cabezal total:

$$H_t = 92.5 \text{ ft agua}$$

Conocidos los valores del cabezal total y los GPM total se selecciona la bomba centrifuga:

MODELO	SIZE	HP	RPM
TACO	4012	15	1750

4.2 DISEÑO DE DUCTOS, TUBERIAS Y AISLAMIENTOS

4.2.1 DUCTOS

La función de un sistema de ductos es la de transmitir aire desde el aparato manejador de aire al espacio que a de ser condicionado.

Los sistemas deben ser diseñados en el interior prescribiendo los límites de espacio, pérdidas por fricción, velocidad, nivel de sonido, pérdidas y ganancias de calor.

SISTEMA GENERAL DE DISEÑO

Los sistemas de ductos de suministro y retorno son clasificados con respecto a la velocidad y presión del aire en el interior del ducto.

VELOCIDAD

Existen dos tipos de sistemas de transmisión de aire utilizados para aplicaciones de acondicionar aire. Ellos son llamados convencionales o sistemas de baja velocidad y alta velocidad.

1. Sistemas de baja velocidad llamados

normalmente a lo comprendido entre 1200 a 2200 fpm (pies cúbicos por minuto).

2. Sistemas de alta velocidad a los que están sobre los 2500 fpm.

Estos dos puntos indicados son para acondicionamiento de aire en conformidades comerciales.

Normalmente, los sistemas de aire de retorno son diseñados como sistemas de baja velocidad. El rango de velocidad para aplicaciones en conformidades comerciales es como sigue:

1. Baja velocidad, normalmente entre 1500 a 1800 fpm.

PRESION

Los sistemas de distribución de aire son divididos en tres categorías de presión: baja, mediana y alta.

Rango de presión para cada categoría:

1. Baja presión, cuando es hasta 3.75 in.wg

(pulg. de agua)

2. Mediana presión, de 3.75 a 6.75 in.wg

3. Alta presión, de 6.75 a 12.25 in.wg



BIBLIOTECA

Estos rangos de presión son las presiones totales, incluyendo las pérdidas a través de los aparatos manejadores de aire, ductos de trabajo y el terminal de aire en el espacio.

FACTORES ECONÓMICOS QUE INFLUYEN EN EL DISEÑO DE DUCTOS

El balance entre el primer costo y el costo de operación deben ser considerados en conjunto con el espacio permisible para los ductos de trabajo para determinar el mejor sistema de distribución de aire.

Parámetros que influyen en el costo de operación:

1. Ganancias y pérdidas de calor en los ductos
2. Razón de aspecto de calor en los ductos
3. Porcentaje de fricción en los ductos

4. Tipo de propósito

CALOR GANADO O PERDIDO

El calor ganado o perdido en los sistemas de ductos de suministro y retorno pueden ser considerados. La transferencia de calor toma lugar desde el espacio al aire en el ducto cuando es enfriamiento, y desde el aire al espacio cuando es calentamiento.

Compensando para el efecto de enfriamiento o calentamiento de la superficie del ducto, una redistribución del aire al suministro exterior es algunas veces requerido en el diseño inicial del sistema de ductos.

Los siguientes puntos son ofrecidos para un mejor entendimiento de los diversos factores que influyen en el diseño del ducto:

1. La razón de aspecto de ductos más grandes tienen más ganancia de calor.
2. Ductos que llevan pequeña cantidad de aire a una baja velocidad tienen una más grande ganancia de calor.
3. La adición de aislamiento a los ductos

disminuye la ganancia de calor.

RAZON DE ASPECTO

La razón de aspecto es la relación del tamaño grande al tamaño corto de un ducto. Esta razón es un factor importante que debe ser considerado en el diseño inicial. Aumentando la razón de aspecto aumenta el costo de instalación y aumenta el costo de operación del sistema.

La instalación o primer costo de los ductos de trabajo depende de la cantidad de materiales utilizados y la dificultad en fabricar los ductos.

PORCENTAJE DE FRICCIÓN

El costo de operación de un sistema de distribución de aire puede ser adversamente influenciado cuando los tamaño de los ductos rectangulares no son determinados de la tabla de círculos equivalentes. Esta tabla es utilizada para poner ductos de tamaño rectangular que tienen el mismo porcentaje de fricción y capacidad como el ducto equivalente

circular.

Si la presión estática requiere de 1 pulgada, basada en los 100 pies de ducto y otros aparatos es asumido por el sobre sistema, el costo de operación aumenta como la razón de aspecto aumenta.

CONSIDERACIONES DE DISEÑO DE DUCTOS DE AIRE.

Existen muchos aparatos en el diseño de ductos que pueden ser considerados antes del tamaño de los ductos de trabajo. Esto incluye transformaciones de ductos, codos, formas, control de aire.

TRANSFORMACIONES

La transformación de ductos son utilizados para cambiar la forma de un ducto o para aumentar o disminuir el área del ducto. Muchas veces los ductos deben ser reducidos en tamaño debido a las obstrucciones que se saben presentar. Esto no es buena práctica reducir el ducto más del 20% del área original.

La inclinación recomendada de la

transformación es 1 pulgada en 7 pulgadas cuando se reduce el área del ducto. Se recomienda para altas velocidades transformaciones de 1 pulgada a 7 pulgadas, mientras que para bajas velocidades se recomienda de 1 pulgada a 4 pulgadas.

En muchos sistemas de distribución de aire, equipos tales como serpentines de calentamiento son instalados en los ductos de trabajo. Normalmente el equipo es más grande que el ducto de trabajo y el área del ducto debe ser incrementado. La inclinación del ducto de salida no debe ser mayor que 45 grados.

OBSTRUCCION

La ubicación de los tubos, conductos eléctricos, miembros estructurales y otros equipos en el interior por donde los ductos de trabajo pasan siempre deben ser evitados, especialmente en codos y tees. Obstrucciones de muchas clases deben ser evitadas en los ductos de grandes velocidades. Las obstrucciones producen una innecesaria pérdida de presión y, en un sistema de alta velocidad,

puede ser también el origen del sonido en la corriente de aire.

CODOS

Una variedad de codos es aprovechable en los sistemas de ductos rectangulares y circulares.

En nuestro caso solo utilizaremos ductos rectangulares.

CONTROL DE AIRE

En sistemas de distribución de aire de baja velocidades el flujo de aire para la bifurcación es regulada por un damper. La posición del damper es ajustada por el uso de la varilla. Los damper son recomendados para sistemas de baja velocidad, y el tipo de pivot o volumen del damper son utilizados para sistemas de alta velocidad.

En sistemas de alta velocidad, el balance o volumen del damper son requeridas en los terminales del acondicionador de aire para regular la cantidad de aire.



BIBLIOTECA

4.2.2 DISEÑO DE TUBERIAS

Las características de las tuberías son comunes en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado. Entre las áreas discutidas tenemos el material de la tubería, las limitaciones de servicio, expansiones, vibraciones, ajustes, válvulas, pérdidas de presión. Estas áreas influyen en el diseño ingenieril, en la vida de la tubería, en el costo de mantenimiento y en el primer costo.

SISTEMA GENERAL DE DISEÑO

Los materiales más comúnmente utilizados en los sistemas de tuberías son los siguientes:

1. Acero-negro y galvanizado
2. Hierro forjado-negro y galvanizado
3. Cobre

LIMITACIONES DE SERVICIO

La seguridad de trabajo con la presión y la temperatura en los tubos de acero y tuberías

de cobre son limitadas por el código ASA.

La seguridad de trabajo con presiones y temperaturas para tuberías de cobre depende de la fuerza de los ajustes y del tubo, la composición de la soldadura utilizada para hacer las conexiones, y de la temperatura del fluido llevado.

EXPANSION DE TUBERIAS

Toda línea de tubería está sujeta a cambiar con respecto a la temperatura en expansión y contracción.

AISLAMIENTO DE VIBRACION DE SISTEMAS DE TUBERIAS

Los efectos causados por la vibración de las tuberías son:

1. Daño físico de la tubería, el cual resulta en la ruptura de las uniones.
2. Transmisión de ruidos a través de las mismas tuberías o a través de la construcción de edificios donde la tubería viene en contacto directo.

Esto es siempre difícil de anticipar debido que resulta de las vibraciones de los sistemas de tuberías.

Se recomienda minimizar el efecto de vibración tomando en cuenta:

1. La consideración del diseño
2. Reparaciones



BIBLIOTECA

Entre las consideraciones de diseño para los aislamientos de vibración tenemos que el origen viene de la bomba de agua o del compresor.

Las tuberías no necesitan tocar alguna parte del edificio cuando se pasan a través de paredes, pisos. Colgaderos de aislamiento deben ser usados para suspender las tuberías de las paredes y tumbado y así prevenir la transmisión de vibración al edificio. La manguera flexible es a veces de valor para absorber la vibración en tuberías de pequeña dimensión. Para mayor efectividad, estos flexibles conectores son instalados en ángulos rectos a la dirección de la vibración, en las tuberías de dimensiones grandes.

Los codos son responsables del gran porcentaje de la caída de presión en los sistemas de tuberías. Los codos de mayor radio son recomendados donde sea posible que los codos de pequeño radio.

DISEÑO DE TUBERÍA DE AGUA

Existe pérdida de fricción en algunas tuberías por el cual el agua está fluyendo. Esta pérdida depende de los siguientes factores:

1. Velocidad del agua
2. Diámetro de la tubería
3. Rugosidad de la superficie interior
4. Longitud de la tubería

La presión del sistema no tiene efecto en la pérdida de cabezal del equipo. Aunque las presiones más altas que la normal en el sistema requieren el uso de tuberías más pesadas, uniones y válvulas con equipos diseñados especialmente.

PERDIDA DE FRICCIÓN EN LAS TUBERÍAS

La pérdida de fricción en la tubería de un

sistema depende de la velocidad del agua, diámetro de la tubería, rugosidad de la superficie interior y longitud de la tubería. Variando algunos de estos factores influyen en la pérdida total de la fricción en la tubería.

Existen cartas que presentan la velocidad del agua, el diámetro de la tubería, la cantidad de agua, en adición al porcentaje de fricción por cada 100 ft de longitud equivalente de tubería.

La cantidad de agua es determinada de la carga del acondicionador de aire y la velocidad del agua por recomendaciones predeterminadas.

4.2.3 AISLAMIENTO

Todo sistema de central de refrigeración y aire acondicionado requeriría siempre de aislantes térmicos.

Los aislantes térmicos son materiales o combinaciones de materiales los cuales cuando son propiamente aplicados, retardan el flujo de energía de calor por transferencia convectiva, conductiva radioactiva, tales

materiales son fibrosos, particularmente películas o láminas.

Para retardar el flujo de calor, los aislantes térmicos sirven para las siguientes funciones térmicas:

1. Conservación de energía por reducir pérdidas o ganancias de calor de tuberías, ductos, equipos.
2. Controla la temperatura de superficie de equipos y estructuras para la protección de personas y conformidad.
3. Control de temperatura fácil en los equipos.

Los aislantes térmicos también sirven para funciones adicionales tales como:

1. Impedir la transmisión de vapor de agua.
2. Prevenir o reducir el peligro a equipos y estructuras que están expuestos a condiciones de congelamiento y de fuego.
3. Reducir los sonidos y vibraciones.

El aislante térmico es utilizado para controlar el flujo de calor en rango de

temperatura de cero absoluto a 3000 F y más grandes.

Los aislantes térmicos normalmente consisten de los siguientes materiales básicos y compuestos:

1. Mineral, materiales fibrosos tales como vidrio, asbestos y productos cerámicos.
2. Materiales fibrosos orgánicos tales como algodón, madera, fibra sintética, y materiales celulares orgánicos tales como poliéstereno, corcho, caucho, y poliuretano.
3. Membrana metálica.

AISLAMIENTO EN TUBERIAS

Las tuberías que están a temperaturas menores que la del ambiente están aisladas para controlar la ganancia de calor y prevenir la condensación de humedad del ambiente. Hasta tuberías por la cual circula vapor de agua debe ser protegida con aislamiento en la superficie para prevenir la entrada de agua.

Las tuberías deben ser protegidas de corrosión.

En aplicaciones de elevada temperatura, la temperatura de superficie del aislante debe ser baja debido a que las personas a veces tienen contacto con la superficie del aislante.

AISLAMIENTO EN DUCTOS

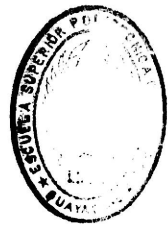
Los ductos son utilizados para distribuir aire frío. Los sistemas de ductos tanto de suministro como de retorno necesitan de aislamientos los cuales son considerados por una serie de factores.

La necesidad de los aislantes de ductos estarían influenciados por:

1. El efecto de pérdida de calor o ganancia en el tamaño de los equipos y costo de instalación.
2. Necesidad de prevenir condensación en ductos de baja temperatura.
3. Necesidad de controlar el cambio de temperatura en ductos de gran longitud.

4. Necesidad de controlar ruidos.

En nuestro medio se utilizan aislantes térmicos como el espumafión debido que su costo es menor y fácil de obtener en el mercado. Generalmente el espesor de los aislantes en los ductos es de una pulgada.



BIBLIOTECA

CAPITULO V

5. ANALISIS DE COSTOS

5.1 INVERSION INICIAL

Al hablar de inversión inicial se refiere a la inversión que se haría en el Sistema de Agua Helada en la Clínica Kennedy.

En esta sección los valores indicador por maquinarias o accesorios son tomados por catálogos, los cuales indican el precio de cada maquinaria y accesorio que se utiliza en el sistema ya mencionado. Hay que tomar en cuenta que algunos accesorios como son las tuberías, válvulas, codos, tes, entre otros, se los encuentra en nuestro medio. Otro accesorio de gran importancia como lo son los ductos se los considera a un precio de \$/. 650,00 el kilogramo de plancha galvanizada.

Los ductos se los considera por su peso, el cual se lo obtiene por programa de computadora de la Cia. Donoso y Baquerizo.

El costo por las manejadoras de aire se lo obtiene por la suma de los precios de cada uno de sus

accesorios como lo son ventilador, serpentín, filtro, caja de mezcla, entre otros.

Otros accesorios y maquinarias como lo son las bombas de agua, intercambiador de calor, termostatos, manómetros ,entre otros, se los consigue por catálogos.

Los valores de cada una de las manejadoras se indicará en la tabla del apéndice por consiguiente en esta sección se indicará el valor global de las manejadoras.



BIBLIOTECA

En lo que se refiere a tubería en donde incluye longitud a usar con su diámetro respectivo, codos, tees, reducciones, válvulas de globo y válvula de mariposa se indicará el precio de cada uno de los accesorios mencionados en la tabla del apéndice por consiguiente se indica en esta sección su valor global.

En la tabla del apéndice se indica el valor de cada uno de los accesorios con sus respectivas dimensiones de las rejillas de extracción, rejillas de retorno y difusores, en esta sección solo se indica el valor global.

A continuación se indican los precios respectivos de los accesorios y maquinarias que componen el Sistema de Agua Helada en la siguiente tabla 5.1.

TABLA 5.1

CANT	DESCRIPCION	P.UNIT.	P.TOTAL
2	CHILLER	\$53788	\$107576
2	CONDENSADOR	\$20860	\$ 41720
2	INTERCAMB.DE CALOR	\$12507	\$ 25014
2	BOMBA DE AGUA 15HP	\$ 4000	\$ 8000
6	MANEJADORAS DE AIRE	\$ 6000	\$ 36000
3	EXTRACTOR	\$ 200	\$ 600
	TUBERIA	\$ 3500	\$ 3500
	DUCTOS	\$68117	\$ 68117
14	MANOMETROS	\$ 25	\$ 350
14	TERMOMETROS	\$ 15	\$ 210
6	CONTROLES UMA	\$ 400	\$ 2400
6	LOUVERS	\$ 120	\$ 720
1	INTERRUPT.DE FLUJO	\$ 30	\$ 30
1	DISTRIBUIDOR MANDO	\$ 150	\$ 150
1	DISTRIBUIDOR RETORNO	\$ 150	\$ 150
	DIFUSORES DE AIRE	\$ 4594	\$ 4594
	REJILLAS DE RETORNO	\$ 1834	\$ 1834
6	FILTROS ESPECIALES		\$ 10000
	TOTAL		\$310965

El precio total del sistema de AGUA HELADA por los accesorios y maquinarias se encuentra en dólares, por consiguiente para obtener el precio en nuestra moneda, el sucre se lo debe multiplicar por S/.250, que es la cotización del dólar actualmente (4/ENERO/88).

5.2 CONSUMO ENERGETICO

El consumo energético en esta sección se refiere exclusivamente al consumo eléctrico, el cual es el factor de mayor importancia en todo tipo de consumo en sistema de ciclo cerrado. En esta sección se hablará de consumo energético en dos sistemas:

- a) Sistema de Expansión Directa tipo Paquete
- b) Sistema de Agua Helada

En el Sistema de Expansión Directa tipo Paquete o llamado también Equipo tipo Ventana es lo que actualmente tiene la clínica, contando con 80 equipos de diferentes modelos y diferentes capacidades.

El consumo de energía para los equipos tipo ventana se lo hace anual de la siguiente manera:

Conociendo la ecuación general del factor de performance (FP) para las unidades de ventana de 3 a 5 toneladas como se indica a continuación.

$$FP = C1 + C2 * Ta + C3 * Ta * Ta \quad (\text{BTU/Kwh}) \quad \text{ec.5.1}$$

Donde los parámetros C1, C2 y C3 se los obtiene cuando se aplica el método de matrices u otro método.

Ta: temperatura ambiente en $^{\circ}$ F.

Trabajando con la siguiente tabla de valores que a continuación se presenta se obtiene una ecuación particular 5.2.

TABLA 5.2.

Ta($^{\circ}$ F)	FP(BTU/Kwh)
80	9400
95	7600
110	6200

Desarrollando la ecuación 5.1 se obtiene la ecuación 5.2.

$$FP = 32510 - 420.8 * Ta + 1.661 * (Ta^2) \quad \text{ec.5.2.}$$

Con la ecuación 5.2. y conociendo la temperatura ambiente de la ciudad de Guayaquil en F en la tabla 5.3. se indican los factores de performance y el consumo en Kw de cada uno de los meses del año y diferentes horas.

TABLA 5.3.

MES	7H00	13H00	19H00	hmax	Kw
Ene. Ta	74.48	86.36	79.52	95.36	
PF	10382.83	8557.53	9551.2	7486	
Kw	195.99	237.80	213.06	271.81	229.67
Feb. Ta	73.04	86.72	80.06	93.2	
PF	10635.94	8509.54	9467.1	7719.29	
Kw	191.331	239.14	214.95	263.63	227.26
Mzo. Ta	76.64	88.7	84.74	94.1	
PF	10016.1	8253.28	8778.83	7620.56	
Kw	203.17	246.57	231.81	267.04	237.15
Abr. Ta	75.2	85.46	83.66	96.44	
PF	10258.86	8679.4	8931.2	7376.47	
Kw	198.37	234.46	227.85	275.88	234.14
May. Ta	69.8	85.64	83.48	92.48	
PF	1230.62	8520.17	8956.98	7800.2	
Kw	181.2	238.85	227.2	260.89	227.03



BIBLIOTECA

Jun.	Ta	73.04	77.9	75.92	90.5	
	PF	10635.94	9809.3	10136.61	8031.61	
	Kw	191.33	207.46	200.76	253.37	213.23
Jul.	Ta	73.04	83.48	81.68	92.12	
	PF	10635.94	8956.98	9220.62	7841.31	
	Kw	191.33	227.19	220.70	259.52	224.68
Ago.	Ta	70.52	81.18	77	89.06	
	PF	11095.46	9220.62	9956.47	8208.08	
	Kw	183.41	220.70	204.39	247.93	214.11
Sep.	Ta	70.88	83.12	78.44	93.2	
	PF	11028.52	9008.85	9722.31	7719.29	
	Kw	184.52	225.89	209.31	263.63	220.84
Oct.	Ta	70.52	88.88	83.12	93.92	
	PF	11095.46	8230.62	9008.85	7640.1	
	Kw	183.41	247.25	225.89	266.35	230.73
Nov.	Ta	75.32	81.86	80.06	92.12	
	PF	10238.4	9193.77	9467.1	7841.31	
	Kw	198.76	221.35	214.95	259.52	223.65
Dic.	Ta	74.12	83.3	79.34	96.00	
	PF	10445.5	8982.9	9579.5	7512.84	
	Kw	194.82	226.54	212.43	274.52	227.08

Además de la tabla 5.3 que indica la potencia, se verificó en la clínica los equipos de ventana que

funcionan las 24 horas del día, 14 y 10 horas del día con sus respectivas capacidades y secciones como se indica a continuación.

EQUIPOS QUE TRABAJAN 24hr / día

SECCION	CAPACIDAD MBH
HALL	64
EMERGENCIA	48
C.PACIENTES	
1 al 12	264
1 al 14	336
15 al 22	144
23	15
24	18
25 al 29	120
30 al 31	60
32	18
33	33
34 al 38	108
C.NINOS	36
TERAPIA INTENSIVA	48
SALA QUEMADOS	48

TOTAL	1357

EQUIPOS QUE TRABAJAN 14hr / día

SECCION	CAPACIDAD MBH
ESTERILIZACION	30
ADMINISTRACION	72
RAYOS X	45
LABORATORIO	90
DIAGNOSTICO R-X	45

TOTAL	282

EQUIPOS QUE TRABAJAN 10hr / día

SECCION	CAPACIDAD MBH
QUIROFANOS	
1	24
2	24
3	18
4	24
5	36
6	40
7	36
8	45
CORREDOR	45
OFICINA BODEGA	24
AUDITORIO	80

TOTAL	396



BIBLIOTECA

Sumando las capacidades de todos los equipos en todas las secciones se tiene:

$$MBHt = 1000 * BTUH$$

$$MBHt = 1357 + 282 + 396 = 2035 \text{ MBH}$$

Sacando el porcentaje de funcionamiento de los equipos que trabajan las 24 horas, 14 hr y 10 hr por día respectivamente se tiene:

$$24 \text{ hr/día \%funcionamiento} = (1357/2035)*100=66.68\%$$

$$\%funcionamiento \text{ 14hr/día} = 13.96 \%$$

$$\%funcionamiento \text{ 10hr/día} = 19.46\%$$

Conociendo por medio de información obtenida de la Empresa Eléctrica del Ecuador el costo del KWH es de 6.00 (Junio/87) con tendencia creciente mensual; entonces con los porcentajes de trabajo obtenido, el KWH del mes respectivo y el costo del KWH se obtiene los resultados de consumo de energía en la siguiente tabla 5.4.

TABLA 5.4

CONSUMO DE ENERGIA ELECTRICA

MES	24hr/día	10hr/día	14hr/día	TOTAL
ENE.	683616.26	83123.4	83484.24	850224.6
FEB.	611009.28	74289.6	74628.96	759927.84
MZO.	705892.32	85839	86218.44	877949.76

ABR.	674438.4	82008	82378.8	838825.2
MAY.	675760.4	82174.81	82520.77	840455.98
JUN.	614217.6	74682	75020.4	763920
JUL.	668796.48	81319.2	81687.5	831803.16
AGO.	637325.28	77506.2	77833.56	792665.04
SEP.	636163.2	77364	77691.6	791218.8
OCT.	686786.4	83514	83874.84	854175.24
NOV.	644241.6	78336	78674.4	801252
DIC.	675938.88	82193.4	82546.8	840672.08

\$ 9'843096.7

Por consiguiente el consumo de energía en la clínica por todos los equipos de ventana que tiene con un costo de S/.6.00 el KWH, anualmente consume S/.9'843096.70.

Como el costo de KWH tiene creciente mensual, el costo de KWH en Diciembre/87 es S/.7.2245 por consiguiente, la clínica tiene un consumo de S/.11'851908.69 anual.

En el consumo de energía del SISTEMA DE AGUA HELADA se toma en cuenta la cantidad de energía eléctrica que consumen los siguientes tipos principales de equipos:

- Chiller o enfriadores

- Condensadores
- Manejadoras de aire
- Bomba de agua

A todos estos equipos se les considera un tiempo estimado de funcionamiento de 14 horas diarias; cada equipo tiene su respectivo factor de uso para poder tener un mejor consumo estimado de energía.

Conociendo la potencia en HP de los equipos nombrados obtengo la potencia en kilovatio de consumo de diseño de la clínica. Por lo tanto se tiene:

TIPO DE EQUIPO	CANTIDAD	POTENCIA KW
CHILLER	2	135.9
CONDENSADOR	2	8.95
MANEJADORAS	1	11.19
MANEJADORAS	2	7.46
MANEJADORAS	2	5.60
MANEJADORAS	1	2.24
BOMBAS	2	11.19



BIBLIOTECA

CONSUMO ENERGETICO CHILLER

En el diseño del sistema de agua helada de la clínica se tienen 2 chillers o enfriadores que están

conectados en paralelo. En nuestro caso por razones de seguridad se seleccionó a los dos chillers del mismo modelo McQuay WHR140D.

Este tipo de chiller o enfriador tiene sus propios compresores los cuales generalmente trabajan alternados.

Conociendo por catálogo la potencia que consume cada chiller, es decir 135.9 KW podemos obtener el consumo energético anual de la siguiente forma:

$$CEM1 = \text{consumo KW} * 14\text{hr/d} * 30\text{d} * \text{Costo/KWH} * Fu$$

$$CEM1 = 135.9\text{KW} * 420 \text{ hr} * S/.7.2245/\text{KWH} * 0.6$$

$$CEM1 = S/.247.416,00$$

$$CEA1 = S/.2'968.995,00$$

De donde:

CEM1 : consumo energético mensual chiller

CEA1 : consumo energético anual chiller

Fu : factor de uso

Hay que tomar en cuenta que cada chiller tiene 4

compresores y cuando se prende el sistema ellos actúan de la siguiente forma: un 75% para un chiller y un 25% para el otro chiller.

También se toma en cuenta el factor de uso del chiller, el cual es muy importante para nuestro caso. Otros de los parámetros importantes en el cálculo del consumo es el costo por KWH el cual por facilidad de cálculo se lo escogió como un valor constante, cuando en realidad el costo por KWH tiende a una alza de 1.8% cada mes del año.

CONSUMO ENERGETICO CONDENSADORES

En el diseño del sistema de agua helada de la clínica se consideran 2 condensadores McQuay modelo AFD140C cada uno. Cada condensador tiene 12 motores de 1 HP cada uno, por consiguiente, para el cálculo de consumo de energía se tiene:

$$CEM2 = \text{Consumo KW} * 14\text{h/d} * 30\text{d} * \text{Costo/KWH} * \text{Fu} * 2$$

$$CEM2 = 8.95\text{KW} * 420\text{h} * S/.7.2245/\text{KWH} * 0.8 * 2$$

$$CEM2 = S/.43.460,00$$

$$CEA2 = S/.521.528,00$$

De donde:

CEM2 : consumo energético mensual condensadores

CEA2 : consumo energético anual condensadores

CONSUMO ENERGETICO BOMBAS

En el diseño del sistema de agua helada de la clínica se tiene 2 bombas de agua de 15 HP cada una. Cada bomba con un cabezal de 110 ft de agua y un caudal de 359 GPM de agua. Por razones de seguridad se han considerado 2 bombas de las cuales una está en "stand by" en caso que a la otra bomba se le haga algún mantenimiento preventivo o correctivo.

Para el cálculo de consumo de energía se considera un factor de uso de uno debido que la bomba siempre está en funcionamiento; por consiguiente:

$$CEM3 = \text{Consumo KW} * 14\text{h/d} * 30\text{d} * \text{Costo/KWH} * \text{Fu}$$

$$CEM3 = 11.19\text{KW} * 420\text{h} * \$/.7.2245/\text{KWH} * 1$$

$$CEM3 = \$/.33.953,00$$

$$CEA3 = \$/.407.444,00$$

De donde:

CEM3 : consumo energético mensual bomba.

CEA3 : consumo energético anual bomba.

CONSUMO ENERGETICO MANEJADORAS

En el diseño del sistema de agua helada de la clínica se han considerado 6 manejadoras de aire, cada una con sus respectivas capacidades, lo cual se indica de la siguiente forma:

SECCION	MAQUINA	BHP	HP	KW
PLANTA BAJA	UMA6	11.87	15	11.19
P.PISO	UMA4	8.31	10	7.46
P.PISO	UMA5	8.58	10	7.46
S.PISO	UMA1	7.32	7½	5.60
S.PISO	UMA2	2.91	3	2.24
S.PISO	UMA3	5.96	7½	5.60

En nuestro caso se tiene un factor de uso de uno debido que está funcionando con una estimación de 14 horas por día. Con la potencia en KW obtenida de cada una de las manejadoras se calcula el consumo de energía de la siguiente manera:

$$CEM4 = \text{SUMAT. Consumo KW} * 14\text{h/d} * 30\text{d} * \text{Costo/KWH} * \text{Fu}$$

$$\text{CEM4} = 39.55\text{KW} * 420\text{h} * \text{S}/.7.2245/\text{KWH} * 1$$

$$\text{CEM4} = \text{S}/.120.006,00$$

$$\text{CEA4} = \text{S}/.1'140.074,00$$

De donde:

CEM4 : consumo energético mensual manejadoras

CEA4 : consumo energético anual manejadoras

SUMAT: sumatoria de potencia

CONSUMO ENERGETICO TOTAL

el consumo energético total del sistema de agua helada diseñado para la clínica es lo siguiente:

$$\text{CEMT} = \text{CEM1} + \text{CEM2} + \text{CEM3} + \text{CEM4}$$

$$\text{CEMT} = \text{S}/.(247416,00+43460,00+33954,00+120006,00)$$

$$\text{CEMT} = \text{S}/.444.836,00$$

$$\text{CEAT} = \text{S}/.5'338.032,00$$

De donde:

CEMT : consumo energético mensual total

CEAT : consumo energético anual total

Se debe tomar en cuenta que este consumo energético anual total es solo de las 4 principales máquinas que forman parte del sistema de agua helada, lo cual da una imagen más clara de cuanto aproximadamente se consumiría de energía eléctrica en el año.

5.3 COSTO DE MANTENIMIENTO

Costos de mantenimiento incluye:

Costos directos

Costos indirectos

Costos generales



BIBLIOTECA

COSTOS DIRECTOS son aquellos que incurren en el mantenimiento del equipo de operación y de equipos auxiliares, y se agrupan de la siguiente forma:

- ✓ - Costo de mano de obra
- ✓ - Costo de repuestos
- ✓ - Costo de materiales de mantenimiento
- Costos de servicios exteriores

COSTOS INDIRECTOS cubren lo siguiente:

- Rearreglo cuando se indica la mejoría, ya sea en proceso o mejor manejo.

- Reemplazos cuando se incluyen rediseños, diferentes materiales de construcción.
- Trabajo nuevo cuando no se capitaliza.
- Servicio a las operaciones u otros aspectos que afectan al departamento de mantenimiento.

COSTOS GENERALES del mantenimiento incluyen los de edificio, equipo, aire acondicionado, etc., de hecho, cualquier mantenimiento que no afecta directamente al proceso de operaciones.

Como las razones de costo de mantenimiento varían aproximadamente serán:

Costo Directo	:	70 - 75%
Costo Indirecto	:	15 - 35%
Costo General	:	5 - 15%

El costo indirecto muestra la mayor variación, por eso es de gran utilidad:

- 1.- Revisar los costos necesarios y estimados de tal trabajo.
- 2.- Escrutar detalladamente las órdenes.
- 3.- Tener altos niveles de supervisión responsables de las aprobaciones.

La clínica que haga mejoramiento correctivo debe tener un porcentaje justificable de trabajo indirecto.

✓ En la clínica siempre debe existir un programa de mantenimiento preventivo. En una planta que trabaje un solo turno puede ejecutarse fácilmente. Cuando la planta trabaja veinticuatro horas y siete días a la semana, corresponde a la organización de mantenimiento utilizar todos sus conocimientos, ingenio y técnicas para sacar ventaja de cualquier para imprevisto.

La estimación en materia de mantenimiento se define como el proceso de predecir los costos antes de ue haya realizado el trabajo.

La estimación de un costo de mantenimiento se basa fundamentalmente en los dos siguientes factores:

- 1.- Qué es lo que se conoce del trabajo, esto es, sus necesidades, su contenido, sus condiciones y su urgencia.
- 2.- Cómo se utilizará dicha estimación.

Estos dos factores determinan como debe hacerse la estimación, lo cual incluye:

- Clasificación del trabajo
- Cómo se utilizarán las estimaciones
- Quien prepara las estimaciones
- Técnicas de estimación
- elección del método de estimación

Entre la Clasificación de Trabajos pueden ser planificados y estimados con la precisión que requiera la utilización que debe hacerse de las estimaciones:

- ✓ - Trabajos rutinarios como lubricación, limpieza, protección e inspección.
- ✓ - Recambio o reparación repetitiva de objetos específicos como son bandas, filtros.
- Reparación del equipo planificado.
- Cuidado de las superficies asignadas.
- Cambios de lugar.
- Modificaciones
- Mejora de equipos.

Cómo se utilizarán las estimaciones

El grado de detalle de la estimación y, por lo tanto, lo que debe gestarse en la misma y que esté justificado para la situación determinada depende principalmente del uso que debe hacerse a la

estimación.

Quién prepara las estimaciones

Las estimaciones las pueden hacer adecuadamente cualquiera de los cuatro grupos de personas siguientes:

- Capataces
- Ingenieros
- Planificadores
- Encargados de aplicar porcentajes de trabajo

Técnicas de estimación

- Análisis
- Opiniones
- Clasificación por comparación
- Método estadístico PERT

Selección de un método de estimación

La consideración más importante que debe hacerse al establecer un programa de estimación es la selección del método más adecuado a cada caso en particular.

Hay que tomar en cuenta en esta sección que a través

del tiempo los costos de mantenimiento lleguen a ser tan elevados que sobrepasen el costo original de adquisición de las maquinarias o equipos centrales, a causa de:

- 1.- La devaluación de la moneda local
- 2.- El incremento de los costos de repuestos y materiales.
- 3.- El incremento de salario de personal de mantenimiento.

En general, el costo de reparación es tanto más bajo cuanto más crece el de mantenimiento preventivo; esto es, se cumple hasta cierto nivel. Pues existen reparaciones inevitables e imprevisibles. Por esto se puede pensar que los costos de reparación decrecerán según una curva parabólica, mientras los de mantenimiento preventivo aumentan según una recta de la figura 5.3.1. Para un valor del costo de mantenimiento preventivo habrá un mínimo del costo total de mantenimiento.

- 1 Costo total de mantenimiento
- 2 Costo de mantenimiento preventivo
- 3 Costo de reparación

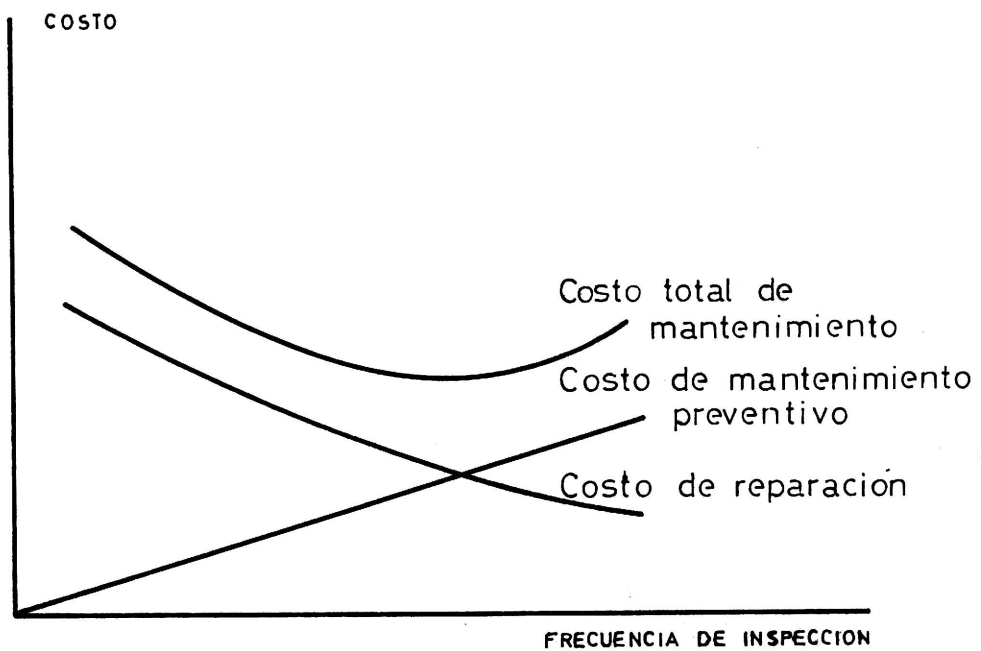


Fig. 5.3.1 Costos de Mantenimiento

Una de las formas de evaluar los costos es contabilizando el tiempo, por consiguiente los factores medibles serían las siguientes cantidades de tiempo:

- Dedicado a mantenimiento preventivo
- Dedicado a reparaciones
- De paro por reparaciones



Sistemas de Expansión Directa

En la clínica existen 80 equipos de aire acondicionado de diferentes capacidades, se les da generalmente a estos equipos un mantenimiento

preventivo mensual, obteniendo lo siguiente:

Por cada equipo se estima un costo de mantenimiento de S/.6.000,00 que incluye solamente limpieza y chequeo. Por lo tanto:

$$\text{CMM} = 80 \text{ EQUIPOS} * \text{S}/.6000.00 / \text{equipo}$$

$$\text{CMM} = \text{S}/.480.000,00$$

$$\text{CMA} = \text{S}/.5760.000,00$$

De donde:

CMM : costo de mantenimiento mensual

CMA : costo de mantenimiento anual

Sistema de Agua Helada

En el Sistema de Agua Helada el mantenimiento que se hace es preventivo, generalmente incluye:

- Chequeo de válvulas
- Chequeo de manejadoras
- Chequeo de termostatos
- Chequeo de manómetros
- Chequeo de compresores

- Prueba de fuga
- Entre otros

El costo que se estima es por las toneladas que consume el sistema, siendo su estimación de S/.600,00 la tonelada, por consiguiente:

$$\text{CMM} = 150\text{ton} * \text{S}/.600,00/\text{ton}.$$

$$\text{CMM} = \text{S}/.90.000,00$$

$$\text{CMA} = \text{S}/.1'080.000,00$$

De donde:

CMM : costo de mantenimiento mensual

CMA : costo de mantenimiento anual

5.4. ESTUDIO COMPARATIVO

a) SISTEMA DE AGUA HELADA

Inversión Inicial \$77,741,250.00
 Consumo energético \$5,338,032.00
 Costo de mantenimiento \$1,080,000.00
 Vida Útil = 5 años
 Incremento anual consumo energético = 21.6%
 Incremento anual del costo de mantenimiento = 20%
 Tipo de interés vigente = 40%
 Ingreso anual S/. 74'000.000,00

1.- CUADRO DE AMORTIZACION DE INVERSION INICIAL

Años	PAGO ANUAL	INT. S/CAP.	AMORT. CAP.	CAP. ADEUDADO
1	15,548,250.00	0.00	15,548,250.00	15,548,250.00
2	15,548,250.00	6,219,300.00	21,767,550.00	37,315,800.00
3	15,548,250.00	14,926,320.00	30,474,570.00	67,790,370.00
4	15,548,250.00	27,116,148.00	42,664,398.00	110,454,768.00
5	15,548,250.00	44,181,907.20	59,730,157.20	170,184,925.20
	77,741,250.00	92,443,675.20	170,184,925.20	



BIBLIOTECA

2.- CUADRO DE INCREMENTO DE CONSUMO ENERGETICO

Años	PAGO ANUAL	INCREMENTO	TOTAL ANUAL	TOTAL
1	5,338,032.00	0.00	5,338,032.00	5,338,032.00
2	5,338,032.00	1,153,014.91	6,491,046.91	11,829,078.91
3	5,338,032.00	2,555,081.04	7,893,113.04	19,722,191.96
4	5,338,032.00	4,259,993.46	9,598,025.46	29,320,217.42
5	5,338,032.00	6,333,166.96	11,671,198.96	40,991,416.38
	26,690,160.00	14,301,256.38	40,991,416.38	

3.- CUADRO DE INCREMENTO DEL COSTO DE MANTENIMIENTO

Años	PAGO ANUAL	INCREMENTO	TOTAL ANUAL	TOTAL
1	1,080,000.00	0.00	1,080,000.00	1,080,000.00
2	1,080,000.00	216,000.00	1,296,000.00	2,376,000.00
3	1,080,000.00	475,200.00	1,555,200.00	3,931,200.00
4	1,080,000.00	786,240.00	1,866,240.00	5,797,440.00
5	1,080,000.00	1,159,488.00	2,239,488.00	8,036,928.00
	5,400,000.00	2,636,928.00	8,036,928.00	

TOTAL PAGOS ANUALES

Años	INV. INICIAL	CONSUMO ENERG.	COSTO MANT.	TOTAL
1	15,548,250.00	5,338,032.00	1,080,000.00	21,966,282.00
2	21,767,550.00	6,491,046.91	1,296,000.00	29,554,596.91
3	30,474,570.00	7,893,113.04	1,555,200.00	39,922,883.04
4	42,664,398.00	9,598,025.46	1,866,240.00	54,128,663.46
5	59,730,157.20	11,671,198.96	2,239,488.00	73,640,844.16
	170,184,925.20	40,991,416.38	8,036,928.00	219,213,269.58

VALOR ACTUAL NETO

219

AÑOS	INGRESO ANUAL	PAGO ANUAL	FLUJOS EFECTIVO	38.79 FACTOR V.A.	VALOR ACTUAL
0	(77'741,250.00)	0.0000	(77'741,250.00)	0.0000	0.00
1	74,000,000.00	21,966,282.00	52,033,718.00	0.7210	37,516,310.68
2	74,000,000.00	29,554,596.91	44,445,403.09	0.5190	23,067,164.20
3	74,000,000.00	39,922,883.04	34,077,116.96	0.3740	12,744,841.74
4	74,000,000.00	54,128,663.46	19,871,336.54	0.2700	5,365,260.87
5	74,000,000.00	73,640,844.16	359,155.84	0.1950	70,035.39
	370,000,000.00	219,213,269.58	150,786,730.42	2.08	78,763,612.88
Tasa de Rendimiento total			38.791949041	(-) Inversión	77,741,250.00
(promedio de flujos efectivo/Inversión)				Valor actual neto	1,022,362.88

TASA INTERNA DE RETORNO- Es la tasa que iguala los valores actuales a la inversión.
La suma de los valores actuales con el porcentaje obtenido de T.I.R. tiene que ser exactamente igual a la inversión inicial.

Para este sistema está ubicada entre el 35% y 40%, interpolando se llega a una T.I.R. de 39.70%

AÑOS	35%			40%	
	FLUJOS EFECTIVO	FACTOR V.A.	VALOR ACTUAL	FACTOR V.A.	VALOR ACTUAL
0	(77'741,250.00)	0.0000	0.00	0.0000	0.00
1	52,033,718.00	0.7410	38,556,985.04	0.7140	37,152,074.65
2	44,445,403.09	0.5490	24,400,526.30	0.5100	22,667,155.57
3	34,077,116.96	0.4060	13,835,309.48	0.3640	12,404,070.57
4	19,871,336.54	0.3010	5,981,272.30	0.2600	5,166,547.50
5	359,155.84	0.2250	80,810.06	0.1860	66,802.99
	150,786,730.42	2.22	82,854,903.18	2.03	77,456,651.28
		(-) Inversión	77,741,250.00	(-) Inversión	77,741,250.00
			5,113,653.18		(284,598.72)

TIEMPO DE RECUPERACION

Buscando en la columna de los flujos de efectivos, vemos que la inversión que se haría se la recupera entre los años uno y dos, en el primer año para llegar al valor de la inversión nos faltaría:

Inversión	77,741,250.00
V.A. año 1	52,033,718.00

	25,707,532.00

Para determinar en cuantos meses se recupera el saldo, lo hacemos por medio de regla de tres simple, considerando el valor del siguiente año 2, se tiene lo siguiente:

44,445,403.09	12 meses
25,707,532.00	X

$$X = 6.94 = 7 \text{ meses}$$

Entonces la inversión se la recupera en un año, 7 meses, siempre y cuando se cumplan los datos de ingresos asumidos de la Clínica.

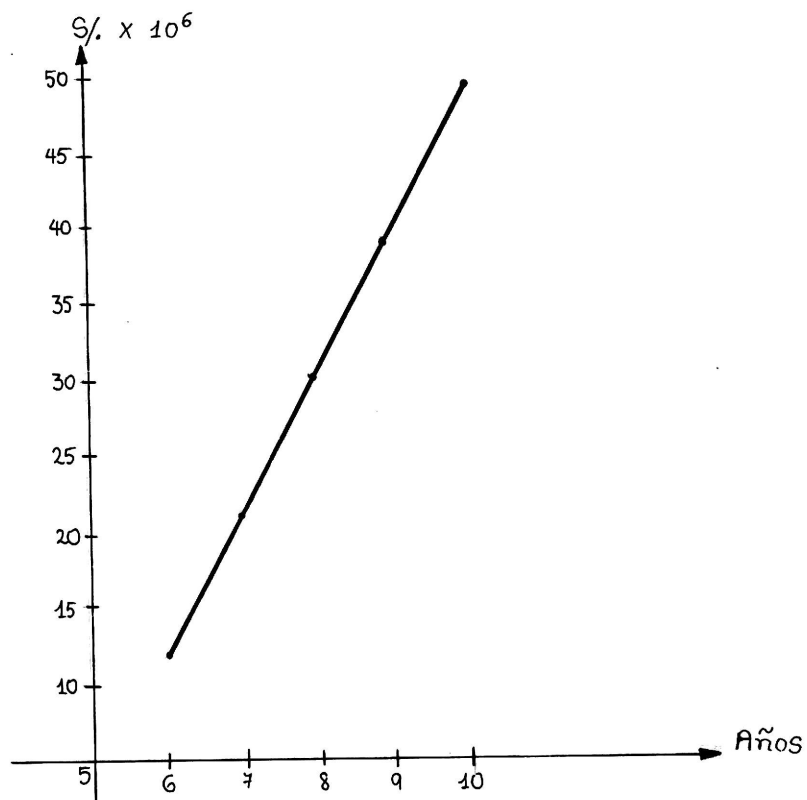
PROYECCION- Se la obtiene por medio de la ecuación lineal

$$Y = a+bx$$

$$Y = (-43.3858 + 9.2532X) \times 1'000.000,00$$

Años	Proyección
6	12,133,400.00
7	21,386,600.00
8	30,639,800.00
9	39,893,000.00
10	49,146,200.00

GRAFICO DE LA PROYECCION



a) SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA

Inversión Inicial \$25,000,000.00
 Consumo energético \$11,851,908.69
 Costo de mantenimiento \$5,760,000.00
 Vida Útil = 5 años
 Incremento anual consumo energético = 21.6%
 Incremento anual del costo de mantenimiento = 20%
 Tipo de interés vigente = 40%
 Ingreso anual S/. 50'000.000,00

1.- CUADRO DE AMORTIZACION DE INVERSION INICIAL

Años	PAGO ANUAL	INT. S/CAP.	AMORT. CAP.	CAP. ADEUDADO
1	5,000,000.00	0.00	5,000,000.00	5,000,000.00
2	5,000,000.00	2,000,000.00	7,000,000.00	12,000,000.00
3	5,000,000.00	4,800,000.00	9,800,000.00	21,800,000.00
4	5,000,000.00	8,720,000.00	13,720,000.00	35,520,000.00
5	5,000,000.00	14,208,000.00	19,208,000.00	54,728,000.00
	25,000,000.00	29,728,000.00	54,728,000.00	

2.- CUADRO DE INCREMENTO DE CONSUMO ENERGETICO

Años	PAGO ANUAL	INCREMENTO	TOTAL ANUAL	TOTAL
1	11,851,908.69	0.00	11,851,908.69	11,851,908.69
2	11,851,908.69	2,560,012.28	14,411,920.97	26,263,829.66
3	11,851,908.69	5,672,987.21	17,524,895.90	43,788,725.55
4	11,851,908.69	9,458,364.72	21,310,273.41	65,098,998.96
5	11,851,908.69	14,061,383.78	25,913,292.47	91,012,291.43
	59,259,543.45	31,752,747.98	91,012,291.43	



BIBLIOTECA

3.- CUADRO DE INCREMENTO DEL COSTO DE MANTENIMIENTO

Años	PAGO ANUAL	INCREMENTO	TOTAL ANUAL	TOTAL
1	5,760,000.00	0.00	5,760,000.00	5,760,000.00
2	5,760,000.00	1,152,000.00	6,912,000.00	12,672,000.00
3	5,760,000.00	2,534,400.00	8,294,400.00	20,966,400.00
4	5,760,000.00	4,193,280.00	9,953,280.00	30,919,680.00
5	5,760,000.00	6,183,936.00	11,943,936.00	42,863,616.00
	28,800,000.00	14,063,616.00	42,863,616.00	

TOTAL PAGOS ANUALES

Años	INV. INICIAL	CONSUMO ENERG.	COSTO MANT.	TOTAL
1	5,000,000.00	11,851,908.69	5,760,000.00	22,611,908.69
2	7,000,000.00	14,411,920.97	6,912,000.00	28,323,920.97
3	9,900,000.00	17,524,895.90	8,294,400.00	35,619,295.90
4	13,720,000.00	21,310,273.41	9,953,280.00	44,983,553.41
5	19,208,000.00	25,913,292.47	11,943,936.00	57,065,228.47
	54,728,000.00	91,012,291.43	42,863,616.00	188,603,907.43

VALOR ACTUAL NETO

AVOS	INGRESO ANUAL	PAGO ANUAL	FLUJOS EFECTIVO	49.1% FACTOR V.A.	VALOR ACTUAL
0	(25'000.000,00)	0.0000	(25'000.000,00)	0.0000	0.00
1	50,000,000.00	22,611,908.69	27,388,091.31	0.6710	18,377,409.27
2	50,000,000.00	28,323,920.97	21,676,079.03	0.4500	9,754,235.56
3	50,000,000.00	35,619,295.90	14,380,704.10	0.3020	4,342,972.64
4	50,000,000.00	44,983,553.41	5,016,446.59	0.2030	1,018,338.66
5	50,000,000.00	57,065,228.47	(7,065,228.47)	0.1360	(960,871.07)
	250,000,000.00	188,603,907.43	61,396,092.57	1.76	32,532,085.06
Tasa de Rendimiento total (promedio de flujos efectivo/Inversibn)			49.116874057	(-) Inversión	25,000,000.00
				Valor actual neto	7,532,085.06
					=====

TASA INTERNA DE RETORNO- Para este caso se encuentra entre el 77 y 78%
Hacemos la interpolación

AVOS	FLUJOS EFECTIVO	77% FACTOR V.A.	VALOR ACTUAL	78% FACTOR V.A.	VALOR ACTUAL
0	(25'000.0000,00)	0.0000	0.00	0.0000	0.00
1	27,388,091.31	0.5650	15,474,271.59	0.5620	15,392,107.32
2	21,676,079.03	0.3190	6,914,669.21	0.3160	6,849,640.97
3	14,380,704.10	0.1800	2,588,526.74	0.1770	2,545,384.63
4	5,016,446.59	0.1020	511,677.55	0.1000	501,644.66
5	(7,065,228.47)	0.0580	(409,783.25)	0.0560	(395,652.79)
	61,396,092.57	1.22	25,079,361.84	1.21	24,893,124.78
			(-) Inversibn	25,000,000.00	(-) Inversión
					25,000,000.00
					79,361.84
					=====
					=====

TIEMPO DE RECUPERACION

Buscando en la columna de los flujos de efectivo, vemos

que la inversion que se haria se la recupera en menos de un ano.

V.A. año 1	27,388,091.31
Inversión	25,000,000.00

	2,388,091.31



BIBLIOTECA

27,388,091.31	12 meses
25,000,000.00	X

$$X = 10.95 = 11 \text{ meses}$$

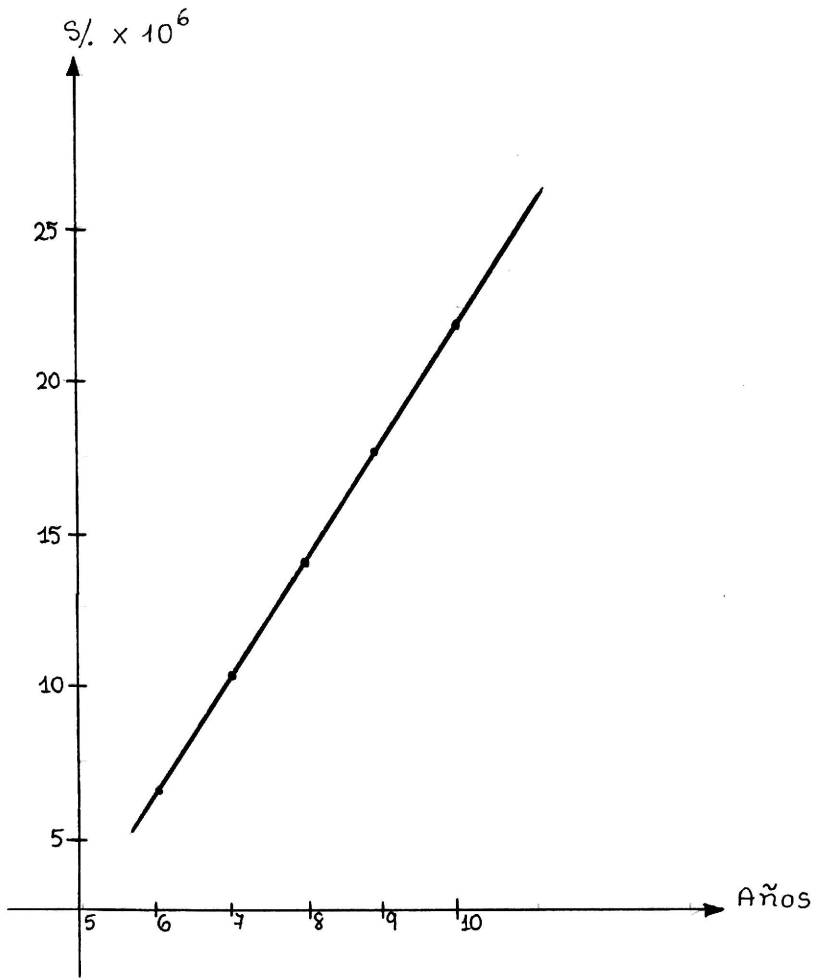
PROYECCION

$$Y = a+bx$$

$$Y = (-16.4673 + 3.8171X) \times 1'000.000,00$$

Años	Proyección
6	6,435,300.00
7	10,252,400.00
8	14,069,500.00
9	17,886,600.00
10	21,703,700.00

GRAFICO DE LA PROYECCION



V.A.N. x 10⁶
S/.

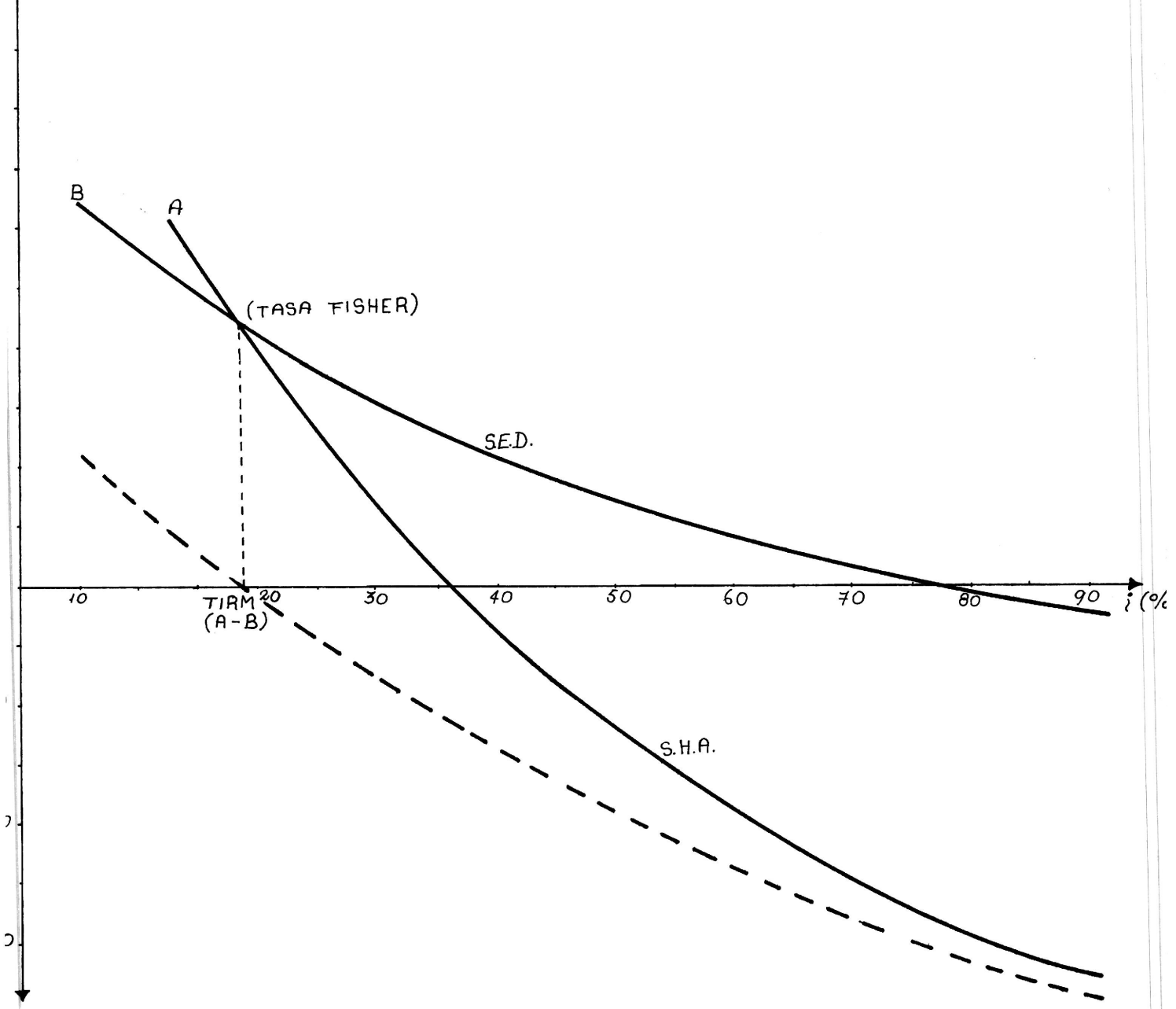


FIG. VALOR ACTUAL NETO VS. TASA INTERNA DE RETORNO

APENDICE

T A B L A 1

VARIACIONES DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN GUAYAQUIL

HORA	TEMPERATURAS EXTERIORES (F)	
	Bulbo seco.	Bulbo Humedo
5 a.m.	74.0	71.8
6 a.m.	74.4	72.4
7 a.m.	75.0	72.7
8 a.m.	76.0	73.5
9 a.m.	78.0	74.8
10 a.m.	80.5	76.4
11 a.m.	84.0	77.8
12 m.	87.0	78.7
1 p.m.	90.0	79.4
2 p.m.	91.5	79.8
3 p.m.	92.0	80.0
4 p.m.	91.5	79.8
5 p.m.	90.0	79.4
6 p.m.	88.3	79.1
7 p.m.	86.3	78.5
8 p.m.	84.5	78.0
9 p.m.	83.0	77.5



CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

La carga de enfriamiento total que se obtuvo para toda la clínica es de 2'620.900 BTU/H, los cuales están repartidos de la siguiente manera:

Planta Baja	1'189.230 BTU/H
Primer Piso	707.620 BTU/H
Segundo Piso	724.050 BTU/H

En la planta baja hay que considerar que existen los consultorios los cuales son independientes de la clínica y por lo tanto no se lo ha considerado en el diseño del sistema de agua helada, existiendo en Planta Baja solamente 513.890 BTU/H.

El sistema de Agua Helada diseñado tiene una capacidad de 2'207.010 BTU/H, el cual maneja 78.915 CFM de aire y 392 galones por minuto de agua.

Al sistema diseñado se lo seleccionó debido que presenta las siguientes ventajas:

- Permite el control individual de temperatura.
- Las unidades terminales son silenciosas.
- Tienen facilidad para el mantenimiento.
- Ahorran energía
- Tiene circuito compacto de refrigerante.

Los equipos de Expansión Directa no cumplen las normas que dicta el ASHRAE para dar confort a la clínica, debido a lo siguiente:

- Se los selecciona según su capacidad en BTU/H pero los CFM que requiere el área condicionada no es abastecida por el equipo.
- Estos equipos no cuentan con filtros especiales para evitar contaminaciones futuras en los pacientes y personal en sí.
- Hacen mucho ruido.
- Consumen más energía.



BIBLIOTECA

La clínica escogió los equipos de Expansión Directa debido a su baja inversión inicial, olvidándose de los grandes gastos que tienen actualmente por consumo de energía y por mantenimiento de equipo.

Se debió haber realizado un mejor estudio de climatización y ambientación antes que entrara a funcionar. Actualmente sin que ellos se den cuenta existe gran peligro de contaminación; especialmente en los quirófanos que tienen equipos de expansión directa, debido que en el retorno de aire en estos equipos pasan

bacterias y virus peligrosos por estos filtros de baja eficiencia.

Los filtros de estos equipos de expansión directa no son especiales, por lo tanto es capaz de desprender las bacterias y virus en alguna operación cuando se prenden estos equipos y vayan hacia algún paciente, lo cual acarrearía problemas en el futuro.

La clínica Kennedy con los equipos de Expansión Directa tienen un consumo de energía anual de S/.11'851.908.69, en cambio si la clínica tuviera el Sistema de Agua Helada tendría un consumo de energía de S/.5'338.032 lo cual se ahorraría S/.6'513.876.68 anual. Si consideramos un periodo de 5 años, incluyendo el alza de costo por energía, el ahorro de costo por energía sería de S/.50'020.875,05.

Con respecto al gasto que se tiene por mantenimiento, los equipos de Expansión Directa tienen un gasto anual de S/.5'760.000, en cambio el sistema de Agua Helada tendría S/.1'080.000, lo cual la clínica ahorraría S/.4'680.000.

La única ventaja de los equipos de Expansión Directa con respecto al sistema diseñado es la inversión inicial.

Por medio del gráfico Valor Actual Neto vs Tasa Interna de Retorno (TIR), la curva del sistema diseñado es aconsejable para la clínica cuando la tasa de interés es el 20%; si la TIR es mayor del 20% se aconseja los equipos de Expansión Directa.

Conociendo que la tasa interna de retorno es 38.79% para el sistema diseñado y 77,5% para los equipos de Expansión Directa se aconseja para la clínica el sistema de Agua Helada, debido que su tasa interna de retorno es menor.

El término de recuperación de calor se asocia al más amplio de ahorro energético y podríamos decir que es una de las disciplinas que permiten ahorrar energía.

Así mismo este término presupone en cierta forma que existe una posibilidad de recuperación, lo que implica en una instalación ya existente un diseño deficiente. En una nueva instalación, si bien se puede aplicar las técnicas de la recuperación, en propiedad no deberíamos hablar de recuperación, sino de diseño eficiente.

Conociendo que en el sistema de refrigeración del sistema de Agua Helada el calor que disipa el condensador es de 2'400.000 BTU/H, se aprovecha este calor para obtener agua caliente a una temperatura de

140 F por medio de un intercambiador de calor que maneje 14,43 galones por minuto (866,13 lt/min) de agua.

El sistema diseñado tiene dos evaporadores conectados en paralelo, con capacidad de 113,2 toneladas de refrigeración cada uno, para que en caso de mantenimiento se desconecte uno de los evaporadores y el otro siga funcionando.

Entre las recomendaciones que se puede dar para la clínica tenemos lo siguiente:

-Los quirófanos deben tener sistema central de aire acondicionado y no equipos de Expansión Directa-Tipo Paquete.

-En los cuartos de pacientes se debe cambiar los filtros de los equipos de expansión directa por lo menos una vez cada 15 días.

-En el laboratorio debe existir extracción de gases para evitar malos olores perjudiciales para la salud.

-A los equipos de Expansión Directa hacerle mantenimiento preventivo por lo menos una vez cada 15 días.

-Climatizar siempre las áreas o secciones que tengan equipos electrónicos, los cuales son sensibles a las ganancias de calor.

T A B L A 2

ANGULOS DE ALTITUD (AL) Y AZIMUTH (AZ) DEL SOL
 LATITUD DE GUAYAQUIL = 2.19 .SUR



FECHA	TIEMPO SOLAR (HORAS)											
	07		08		09		10		11		12	
	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ
ENE.21	7.95	70.15	22.02	69.33	35.94	66.78	49.44	61.26	61.85	49.25	70.83	0
FEB.21	7.35	79.43	22.08	79.28	36.78	78.19	51.38	75.42	65.67	68.33	78.35	0
MAR.21	8.66	89.61	23.65	88.98	38.63	88.17	53.61	86.91	68.55	84.19	83.27	180
ABR.21	10.14	167.85	24.75	166.21	39.21	163.14	53.33	157.21	66.47	143.81	75.63	180
MAY.21	9.95	159.3	23.87	157.02	37.46	152.64	50.29	144.5	61.30	128.64	67.57	180
JUN.21	8.41	155.95	21.98	153.63	35.16	149.12	47.49	140.94	57.91	125.87	63.96	180
JUL.21	7.61	158.93	21.51	156.87	35.09	152.85	48.00	145.41	59.29	131.19	66.49	180
AGO.21	9.05	167.22	23.62	165.61	38.04	162.56	52.11	156.72	65.22	143.84	74.63	180
SEP.21	12.2	89.47	27.18	88.21	42.17	87.93	57.14	86.47	72.07	82.95	86.40	180
OCT.21	14.5	79.76	29.24	79.23	43.92	77.55	58.45	73.43	72.38	61.30	81.71	0
NOV.21	13.95	70.18	27.99	68.73	41.80	65.18	55.01	57.62	66.49	40.50	72.41	0
DIC.21	10.97	66.58	24.66	65.17	38.08	61.63	50.84	54.36	61.91	39.40	68.43	0

FECHA	TIEMPO SOLAR (HORAS)											
	13		14		15		16		17		18	
	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ	AL	AZ
ENE.21	70.74	337.84	61.07	310.47	49.23	298.61	35.72	293.16	21.8	290.64	7.73	290
FEB.21	78.97	321.31	66.56	292.45	52.31	284.85	37.72	281.93	23.02	280.76	8.29	281
MAR.21	81.12	284.73	66.32	275.20	51.36	272.85	36.39	271.69	21.40	270.92	6.41	270
ABR.21	72.59	307.62	60.95	331.18	47.24	340.32	32.93	344.71	18.39	347.06	3.74	348
MAY.21	65.21	296.18	55.96	318.17	43.80	329.34	30.51	335.23	16.72	338.40	2.70	340
JUN.21	62.59	290.42	54.63	312.20	43.37	324.34	30.67	331.00	17.32	334.64	3.66	336
JUL.21	65.63	290.58	57.35	314.67	45.63	327.20	32.55	333.81	18.88	337.39	4.95	339
AGO.21	72.64	303.43	61.55	328.88	48.03	338.88	33.82	343.66	19.34	346.20	4.75	348
SEP.21	77.67	280.47	62.79	274.43	47.83	272.52	32.85	271.49	17.86	270.77	2.87	270
OCT.21	73.60	300.94	59.80	287.21	45.30	282.70	30.62	282.86	15.88	280.25	1.14	280
NOV.21	67.75	323.13	56.69	303.92	43.62	295.53	29.86	291.60	15.84	289.92	1.73	290
DIC.21	66.28	334.33	57.12	312.32	45.07	301.65	31.93	296.40	18.36	293.96	4.61	293

T A B L A 3

INTENSIDAD DE RADIACION NORMAL (IDN)
LATITUD DE GUAYAQUIL = 2.19.SUR

FECHA	TIEMPO SOLAR (HORAS)											
	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
ENE.21	89.01	228.97	279.52	302.89	314.54	319.5	319.46	314.41	302.63	279	227.74	85.23
FEB.21	81.51	230	280.68	303.6	314.94	319.83	319.97	315.42	304.59	282.7	234.83	97.37
MAR.21	118.31	246.64	238.81	307.79	317.09	320.91	320.61	316.1	305.73	284.54	236.05	78.55
ABR.21	147.88	250.51	285.06	300.77	308.39	311.29	310.5	305.77	295.27	273.54	221.07	31.64
MAY.21	150.66	247	279.4	294.12	301.21	303.84	302.95	298.23	287.83	266.16	212.61	15.11
JUN.21	133.18	240.76	274.97	290.22	297.58	300.45	299.87	295.64	286.13	266.35	218.33	38.12
JUL.21	120.01	238.15	274.06	289.83	297.45	300.53	300.22	296.41	287.64	269.45	226.21	67.64
AGO.21	143.2	249.88	283.38	298.29	305.5	308.35	307.87	303.92	294.96	276.38	231.75	62.76
SEP.21	177.86	264.56	295.07	309.18	315.99	318.42	317.35	312.39	301.61	279.21	223.83	16.57
OCT.21	187.78	266.66	297.41	312.13	319.19	321.43	319.59	313.05	299.27	270.73	199.67	0.04
NOV.21	174.99	259.94	294.14	310.72	318.76	321.36	319.39	312.19	297.08	266.24	192.42	0.59
DIC.21	135.74	243.95	286.01	306.14	316.1	319.9	318.79	312.42	298.52	270.64	207.93	31.15

T A B L A 4

POSICION SOLAR, INTENSIDAD Y FACTOR DE GANANCIA SOLAR
LATITUD DE GUAYAQUIL = 2.19 GRDS. SUR

FECHA	TIEMPO SOLAR A.M	POSICION SOLAR			FACTOR DE GANANCIA SOLAR (BTU/HR-P2)										TIEMPO SOLAR P.M
		ALTITUD GRADOS	AZIMUTH GRADOS	IDN BTU	HORIZON										
		GRADOS	GRADOS	HR-P2	N	NE	E	SE	S	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.	183	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.	158	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.	210	12	
MAR.21	7	8.7	89.6	118.3	6.0	72.	60.	73.	4.6	6.	6.	6.	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	138	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	48.	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	

N NO O SO S SE E NE HORIZON P.M

T A B L A 4

FECHA	POSICION SOLAR													TIEMPO SOLAR P.M
	TIEMPO SOLAR A.M	ALTITUD GRADOS	AZIMUTH GRADOS	IDN BTU HR-P2	FACTOR DE GANANCIA SOLAR (BTU/HR-P2)								HORIZON	
					N	NE	E	SE	S	SO	O	NO		
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
JUL.21	7	7.6	158.9	120	92.	93.	29.	6.1	6.1	6.1	6.1	34.	6.1	5
	8	21.5	156.9	238.2	181	182	59.	12.	12.	12.	12.	55.	12.	4
	9	35.1	152.8	274.1	173	188	71.	14.	14.	14.	14.	31.	14.	3
	10	48.	145.4	289.8	127	161	77.	14.	14.	14.	14.	18.	14.	2
	11	59.3	131.2	297.4	67.	117,	80.	8.8	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	9.0	167.2	143.2	99.	106	18.	7.3	7.3	7.3	7.3	59.	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	135	137	43.	15.	15.	15.	15.	40.	15.	2
	11	65.2	143.8	305.5	69.	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	107	5.4	9.1	9.1	9.1	22.	5
	8	27.2	88.8	264.3	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.	134	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.	238	1
	12	81.7	0	321.4	16.	16.	16.	22.	30.	16.	16.	16.	162	12

N NO O SO S SE E NE HORIZON

T A B L A 4

FECHA	POSICION SOLAR													TIEMPO SOLAR P.M
	TIEMPO SOLAR A.M	ALTITUD GRADOS	AZIMUTH GRADOS	IDN BTU HR-P2	FACTOR DE GANANCIA SOLAR (BTU/HR-P2)								HORIZON	
					N	NE	E	SE	S	SO	O	NO		
NOV.21	7	13.9	70.2	175	8.9	56.	140	140	42.	8.9	8.9	8.9	22.	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	
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	

T A B L A 5

TABLA DE ILUMINACION RECOMENDADA

LUGAR	LM/Pie.	BTU/HR-Pie.
Librerías		
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
Pulpito	50	10.20
Corte de Justicia		
Área de público	30	6.12
Área 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
Quirofanos	200	40.80
Quirofanos suplementarios.	2,500	510.00
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		
Área de comedor	50	10.20
Cajera	50	10.20
Ambiente íntimo	3	0.61
Cocina	70	14.28

TABLA 6

CALCULOS APROXIMADOS DE PRODUCCION DE CALOR DEL CUERPO
PARA VARIOS TIPOS DE ACTIVIDADES

CLASE DE TRABAJO	ACTIVIDAD	qm BTU/hr
Trabajo ligero	Durmiendo	250
	Sentado y tranquilo	450
	Sentado con moderados movimientos de tronco y brazo (ejemplo: trabajo de oficina, escritura a máquina).....	450-550
	Sentado con moderados movimientos de brazos y piernas. (ejemplo: tocando órgano, conduciendo un coche)	550-650
	De pie, con ligero trabajo de banco o máquina principalmente de brazos	550-650
Trabajo moderado	Sentado, con movimientos pesados de brazos y piernas	650-800
	De pie, con ligero trabajo de máquina o banco y algún movimiento alrededor	650-750
	De pie, con trabajo moderado de máquina o banco y algún movimiento alrededor	750-1000
	Caminando, con levantamiento o empujes moderados	1000-1400
Trabajo pesado	Levantamiento, empuje o arrastre pesados intermitentes (ejemplo, trabajo de pico y pala)	1500-2000
	El trabajo más duro sostenido	2000-2400

FUENTE : Ingeniería del Ambito Térmico, THERKELD.

TABLA 7

PROPIEDADES TERMICAS DE MATERIALES COMUNMENTE
EMPLEADOS EN LA CONSTRUCCION

<u>DESCRIPCION</u>	<u>ESPESOR Y PROPIEDADES TERMICAS</u>				
	<u>x</u>	<u>k</u>	<u>p</u>	<u>cp</u>	<u>R</u>
RESISTENCIA FILMICA EXT.					0.173
BLOQUE DE CONCRETO LIVIANO(4")	0.333	0.22	38.0	0.20	1.51
BLOQUE DE CONCRETO LIVIANO(8")	0.666	0.33	38.0	0.20	2.02
BLOQUE DE CONCRETO PESADO (4")	0.333	0.47	61.0	0.22	0.71
BLOQUE DE CONCRETO PESADO (2")	0.666	0.60	61.0	0.22	1.11
CONCRETO LIVIANO(4")	0.333	0.10	40.0	0.20	3.33
CONCRETO LIVIANO(6")	0.5	0.10	40.0	0.20	5.0
CONCRETO LIVIANO(8")	0.667	0.10	40.0	0.20	6.87
CONCRETO PESADO (8")	0.667	1.00	140.0	0.22	0.667
CONCRETO PESADO (10")	0.833	1.00	140.0	0.22	0.833
CONCRETO PESADO (12")	1.0	1.0	140.0	0.22	1.0
ENLUCIDO(CEMENTO Y ARENA)1/2"	0.0417	0.417	116.0	0.20	0.10
ENLUCIDO(CEMENTO Y ARENA)3/4"	0.0625	0.417	116.0	0.20	0.15
ENLUCIDO(CEMENTO Y ARENA) 1"	0.0833	0.417	116.0	0.20	0.20
LADRILLO DE ACABADO 4"	0.333	0.75	130.0	0.22	0.444
LADRILLO COMUN 4"	0.333	0.42	120.0	0.19	0.77
LADRILLO COMUN 2"	0.666	0.42	120.0	0.19	1.59
ESPACIO DE AIRE					
EN TUMBADO(AIRE EN REPOSD)					0.82
RESISTENCIA FILMICA INT.					0.61
TUMBADO DE YESO (1/2")	0.0417	0.130			0.32
TUMBADO ACUSTICO(3/4")	0.0625	0.035	30.0	0.20	1.086

NOTA : UNIDADES .-

o

x (pie) ; k (BTU/ hr.-pie - F);

Cp (BTU/ lb.oF); p (lb/pi³);

2 o

R (hr.-pie - F.) /BTU

FUENTE: Handbook of Air Conditioning Heating and Ventilating.
STAMPER & KORAL, EDITORS, 1979.

T A B L A 8

COEFICIENTES DE TRANSMISION U PARA VIDRIO VERTICAL TRANSPARENTE

DESCRIPCION	EXTERIOR				INTERIOR	
	INVIERNO		VERANO		BTU	W
	BTU	W	BTU	W		
HR-P2-F	M2-C	HR-P2-F	M2-C	HR-P2-F	M2-C	
Vidrio Plano						
De una sola hoja	1.13	6.42	1.06	6.02	0.73	4.15
Aislante, doble hoja						
C.A.^de $\frac{1}{4}$ plg . 6 mm	0.65	3.69	0.61	3.46	0.49	2.78
C.A.^de $\frac{1}{2}$ plg . 13mm	0.58	3.29	0.56	3.18	0.46	2.61
Con revestimiento de baja emitancia.						
emitancia= 0.20	0.38	2.16	0.36	2.04	0.32	1.82
emitancia= 0.60	0.52	2.95	0.50	2.84	0.42	2.38
Aislante, triple hoja						
C.A.^ de $\frac{1}{4}$ plg . 6 mm	0.47	2.67	0.45	2.56	0.38	2.16
C.A.^ de $\frac{1}{2}$ plg . 13mm	0.36	2.04	0.35	1.99	0.30	1.70
Sobrevidrieras						
C.A.^ de 1 a 4 plg (25 a 100 mm)	0.56	3.18	0.54	3.07	0.44	2.50
Bloques de Vidrio						
Macizos						
dimens= 6.6.4 plg (150.150.100 mm)	0.60	3.41	0.57	3.24	0.46	2.61
dimens= 12.12.4 plg (300.300.100 mm)	0.52	2.95	0.50	2.84	0.41	2.33
Huecos	0.44	2.50	0.42	2.38	0.36	2.04
Lamina Pl.stica Simple	1.09	6.19	1.00	5.68	0.70	3.97

^C.A.= c.mara de aire.



BIBLIOTECA

T A B L A 9

COEFICIENTES DE TRANSMISION U PARA VIDRIO HORIZONTAL TRANSPARENTE

DESCRIPCION	EXTERIOR				INTERIOR	
	INVIERNO		VERANO		BTU	W
	HR-P2-F	M2-C	HR-P2-F	M2-C		
Vidrio Plano						
De una sola hoja	1.22	6.93	0.83	4.71	0.96	5.45
Aislante, doble hoja						
C.A.^de $\frac{1}{4}$ plg . 6 mm	0.70	3.97	0.46	2.61	0.59	3.35
C.A.^de $\frac{1}{2}$ plg . 13mm	0.66	3.75	0.44	2.50	0.56	3.18
C.A.^de $\frac{1}{2}$ plg . 13mm						
con revestimiento de baja emitancia.						
emitancia= 0.20	0.46	2.61	0.31	1.76	0.39	2.21
emitancia= 0.60	0.60	3.41	0.40	2.27	0.50	2.84
Bloques de Vidrio						
Huecos						
dimens= 12.12.4 plg (300.300.100 mm)	0.51	2.90	0.34	1.93	0.42	2.38
Domos Pl.sticos						
De una sola pared	1.15	6.53	0.80	4.54	--	--
De doble pared	0.70	3.97	0.46	2.61	--	--

^C.A.= c.mara de aire.

TABLA 10

GANANCIA CALORICA DEBIDO A MOTORES ELECTRICOS (BTUH)

POTENCIA NOMINAL	RENDIMIENTO A PLENA CARGA	MOTOR EN EL INT. APARATO IMPULSADO EN EL INTERIOR	MOTOR EN EL EXT. APARATO IMPULSADO EN EL INTERIOR	MOTOR EN EL INT. APARATO IMPULSADO EN EL EXTERIOR
1/20	40	320	130	190
1/12	49	430	210	220
1/8	55	580	320	260
1/6	60	710	430	280
1/4	64	1000	640	360
1/3	66	1290	850	440
1/2	70	1820	1280	540
3/4	72	2680	1930	750
1	79	3220	2540	680
1 ½	80	4770	3820	950
2	80	6380	5100	1280
3	81	9450	7650	1800
5	82	15600	12800	2800
7 ½	85	22500	19100	3400
10	85	30000	25500	4500
15	86	44500	38200	6300
25	88	72400	63600	5800

FUENTE : Handbook of Air Conditioning System design, CARRIER.

TABLA 11

VALORES RECOMENDADOS PARA INFILTRACION A TRAVES DE PUERTAS

TIPOS DE PUERTAS	CFM por pie lineal de endija Velocidad del viento en mph.				
	5	10	15	20	25
- Puertas de vidrio					
Instalación buena(1/8"endija)	3.20	6.40	9.6	13.0	16.0
Instalación regular(3/16"endija)	4.8	10.0	14.0	20.0	24.0
Instalación mala(1/4"endija)	6.4	13.0	19.0	26.0	26.0
- Puertas de madera o metal					
Bien ajustadas	0.45	0.60	0.90	1.3	1.7
Mal ajustadas	0.90	2.3	3.7	5.2	6.0
- Puertas de fábrica(1/8"endija)	3.20	6.4	9.6	13.0	16.0

FUENTE : Handbook of Air Conditioning System Design, CARRIER AIR
CONDITIONING COMPANY, 1978.

TABLA 12

RELACION DE PRESION Y VENTILACION PARA CIERTAS AREAS DEL HOSPITAL

AREA	RELACION DE PRESION A AREAS ADYACENTES	Min.CAMBIOS DE AIRE EXT.POR hr. SUMINISTRADOS	Min.CAMBIOS DE AIRE TOT. POR hr.Sumin.	100%AIRE EXTERIOR
Sala de cadáveres no refrigerados	N	opcional	10	si
Baños	N	opcional	10	si
Sala de equipos esterilizadores	N	opcional	10	si
Laboratorios	N	2	6	opcional
Preparación de comidas	E	2	10	si
Almacenamiento de dieta diaria	V	opcional	2	opcional
Lavanderías en gral.	V	2	10	si
Almacenamiento de ropa limpia	F	opcional	2	opcional

P = positiva

N = Negativa

I = igual

V = puede variar

Para máxima conservación de energía use sistemas de aire filtrados con recirculación, preferiblemente.

FUENTE: Applications 1980, ASHRAE.

TABLA 12

RELACION DE PRESION Y VENTILACION PARA CIERTAS AREAS DEL HOSPITAL

AREA	RELACION DE PRESION A AREAS ADYACENTES	Min.CAMBIOS DE AIRE EXT.POR hr. SUMINISTRADOS	Min.CAMBIOS DE AIRE TOT. POR hr.Sumín.	100%AIRE EXTERIOR
Quirófano (con re-circulación de aire).	P	5	25	opcional
Quirófano (100% aire exterior	P	15	15	si
Cuarto de exámen y tratamiento	E	2	6	opcional
Neonatología	P	3	12	opcional
Sala de recuperación	P	2	6	opcional
Cuidados intensivos	P	2	6	opcional
Sala de pacientes	E	2	2	opcional
Corredor de paciente	E	2	2	opcional
Sala de aislamiento	E	2	6	si
Sala de examinación	E	2	6	opcional
Sala de medicación	P	2	4	opcional
Farmacia	P	2	4	opcional
Sala de tratamiento	E	2	6	opcional
Fluoroscopia	N	2	6	si
Rayos X	V	2	6	opcional
Terapia física e hidroterapia	N	2	6	opcional
Autopsias	N	2	12	si
Cuarto oscuro	N	2	10	si



BIBLIOTECA

TABLA 13

DATOS DE CALCULO DE CARGA MAXIMA (Planta Baja)

SECCION	*** - - AREA EN M2 - - ***VOLADO EN M**--DENSIDAD--** CARGA *											
	PISO	P.EXT.	P.INT.	VENT.	HORIZ.	VERT.	LUCES	PERG.	SENS.	LAT.C/HR.	AZIMUTH	SOLAR
Cons.1..5	289.97	112.20	122.40	26.40	0.45	14	0.015	368	199	1.4	168	18.30
Cons.6	122.87	71.40	34.00	16.80	0.45	14	0.015	368	199	1.4	258	85.92
Cons.7..10 y 17..19	289.80		319.60	32.00		14	0.015	368	199	1.4		
Cons.12,13	137.62	37.40	37.40	8.00	0.45	14	0.015	368	199	1.4	53	91.63
Cons.14..16	165.85	71.40	51.00	16.80	0.45	14	0.015	368	199	1.4	102	83.40
Auditorio	75.52	28.80	81.60	9.60	0.45	14	0.050	368	199	1.4	348	95.68
Emergencia	48.40	18.70	40.80	2.40		14	0.015	368	199	1.4	348	95.68
Ofic.Bodega	19.84	25.69	34.00	4.00		14	0.015	368	199	1.4	348	95.68
Administ.	88.32	27.60	11.90	8.00		14	0.015	368	199	1.4	258	85.92
Hall	84.85	23.60	44.20	18.48		14	0.015	368	199	1.4	53.00	91.63
Rayos X	32.82		44.20			12	0.010	368	199			
Camara Obs.	4.00		6.80			8	0.025	368	199			
S.de Esp.R.X.	6.00					12	0.015	368	199			
Diagnost.R.X.	43.48		40.97			14	0.015	368	199			
Laboratorio	90.00		47.60	5.60		12	0.015	368	199			
Corredor	311.38					12	0.015	368	199	1.4		
Cafet.y Botic	104.29	109.10		28.40		14	0.015	368	199	1.4	53	91.63
											323	67.05
											143	17.44

(*) Para convertir de M. a Pies, multiplicar por 3.28

(**) Para convertir de M² a P² multiplicar por 10.76

DATOS DE CALCULO DE CARGA MAXIMA (Primer Piso)

SECCION	PISO	P.EXT.	P.INT.	VENT.	HORIZ.	VERT.	LUCES	PERS.	SENS.	LAT.	C/HR.	AZIMUTH	SOLAR
C.P. 1	22.95	22.24	29.40	6.60	0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	53	88.70
												143.00	17.44
C.P.2..6	114.75	11.40	141.40	33.00	0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	143	17.44
C.P.7..14	183.60	22.40	225.12	52.80	0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	101.00	88.13
C.P.15..22	183.00	15.30	225.12	52.80	0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	281.00	84.79
C.P.23,24	29.60	9.00	50.40	13.20	0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	323	63.32
C.P. 25	19.90	1.50	26.88	6.60	0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	258	128.06
												348.00	95.68
C.P.26..32	150.20	15.06	190.12	55.22	0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	348	95.68
C.P. 33	25.20	2.04	41.44	7.48	0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	53.00	88.70
C.P.34..38	85.50	11.40	121.80	33.00	0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	323.00	63.32
C.P. 39	17.10	17.46	24.36	6.60	0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	53.00	88.70
												323.00	63.32
C.Enfermeras	14.96	8.80	20.70	2.40	0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	281.00	84.79
C.R.Nacido	30.40	4.00	28.80	1.60	0.45	0.20	12	0.030	368	199	1.4	143.00	17.44
Corredor	219.00	85.44			0.45	0.20	12	0.015	368	199	1.4	53.00	88.70
				1.14								168.00	18.30
				17.58								258.00	128.06

(*) Para convertir de M. a Pies, multiplicar por 3.28

(**) Para convertir de M² a P² multiplicar por 10.76

TABLA 15

DATOS DE CALCULO DE CARGA MAXIMA (Segundo Piso)

SECCION	*** - AREA EN M2 - - *** *VOLADO EN M** - DENSIDAD *CARGA*											
	PISO	P.EXT.	P.INT.	VENT.	HORZ.	VERT.	LUCES	PERS.	SENS.	LAT.D/HR.	AZIMUTH	SOLAR
C.P.1	20.97	28.64	20.13	6.16	0.45	0.2	12.0	0.015	368	199	1.4	143 17.44
C.P. 2,3, 4,5,6	82.29	9.78	89.60	26.00	0.45	0.2	12.0	0.015	368	199	1.4	143 17.44
C.P. 7,8,9 10,11	114.10	12.00	89.60	34.15	0.45	0.2	12.0	0.015	368	199	1.4	323 67.05
C.P. 12	22.82	28.64	20.16	4.16 2.00	0.45	0.2	12.0	0.015	368	199	1.4	53 9.65 323 67.05
Corredor	131.62	8.00	33.04	18.00 3.34	0.45	0.2	12.0	0.015	368	199	1.4	53 9.65 143 17.44
Terap.Intens	10.12	16.28	44.80	4.20	0.45	0.2	6.0	0.030	368	199	1.4	101 76.88
S.de Recup.	21.42	8.00	8.40		0.45	0.2	6.0	0.020	368	199	1.4	101 76.88
S.de Quemado	40.80	17.20	25.00	5.40	0.45	0.2	6.0	0.012	368	199	1.4	281 29.47
C.Esteriliz.	52.00	32.00	15.70	8.70	0.45	0.2	6.0	0.011	368	199	1.4	323 67.05
C.de Quiro.	44.40	60.78			0.45	0.2	12.0	0.020	368	199	1.4	101 76.88
Quirofano 1	47.00	25.60	8.40		0.45	0.2	40.8	0.020	368	199	1.4	101 76.88
Quirofano 3	49.78	21.82	16.80		0.45	0.2	40.8	0.020	368	199	1.4	281 29.47
Quirofano 5	36.30	34.44	11.20		0.45	0.2	40.8	0.020	368	199	1.4	101 76.88 168 18.30
Quirofano 6	34.80	13.16	11.20		0.45	0.2	40.8	0.020	368	199	1.4	168 18.30
Quirofano 7	40.00	35.84	13.16		0.45	0.2	40.8	0.020	368	199	1.4	168 18.30 281 29.47

(*) Para convertir de M. a Pies, multiplicar por 3.28

(**) Para convertir de M² a P² multiplicar por 10.76

TABLA 16

TABLA DE CARGAS DE ENFRIAMIENTO (Planta Baja)

SECCION	Qs	Qt	CMF oa	CFM s
	MBH	MBH		
Consult. 1	38.58	41.32	14	1786
Consult. 2	35.27	37.78	13	1633
Consult. 3	33.91	36.32	13	1570
Consult. 4	67.24	72.02	25	3112
Consult. 5	60.50	54.06	17	2800
Consult. 6	28.38	30.05	9	1314
Consult. 7	30.76	32.98	12	1424
Consult. 8	40.51	43.44	15	1875
Consult. 9 y 10	30.21	32.39	11	1399
Consult. 12	45.00	48.14	16	2083
Consult. 13	39.65	42.42	15	1836
Consult. 14	26.80	27.81	10	1214
Consult. 15	33.39	34.84	13	1498
Consult. 16	37.29	38.90	14	1736
Consult. 17	21.29	22.82	8	985
Consult. 18	19.22	20.61	7	890
Auditorio	69.52	80.30	56	3219
Emergencia	32.55	34.58	10	1507
Ofic. Bodega	20.26	21.09	4	938
Administracion	56.56	60.31	19	2619
Hall	67.45	71.08	17	3123
Rayos X	21.69	24.80	81	1004
Camara Oscura	2.50	2.81	2	116
Sala de Espera Rayos X	2.86	3.10	1	132
Diagnostico Rayos X	25.22	27.05	9	1168
Laboratorio	53.14	61.71	222	2460
Corredor	148.77	162.14	70	6888

TABLA 17

TABLA DE CARGAS DE ENFRIAMIENTO (Primer Piso)

SECCION	Qs MBH	Qt MBH	CMF oa	CFM s
C.P. 1	18.22	21.32	75	896
C.P. 2..6	12.48	16.95	94	545
C.P. 7..14	15.14	18.20	76	673
C.P. 15..22	14.80	17.32	76	728
C.P. 23	9.44	11.31	41	452
C.P. 24	12.92	15.48	56	620
C.P. 25	16.89	19.23	65	841
C.P. 26	14.99	16.13	64	764
C.P. 27,28,29	15.06	16.21	65	768
C.P. 30,31	21.38	23.00	92	1090
C.P. 32	12.20	13.13	52	622
C.P. 33	17.68	21.07	83	854
C.P. 34..38	11.44	13.96	56	542
C.P. 39	15.20	16.32	56	791
C. Recien Nacidos	15.99	29.96	250	592
C.de enfermeras	9.09	11.40	49	421

TABLA 18

TABLA DE CARGAS DE ENFRIAMIENTO (Segundo Piso)

SECCION	Qs MBH	Qt MBH	CMF da	CFM s
C.P. 1	17.81	20.12	69	894
C.P. 2	14.48	17.32	68	697
C.P. 3	14.48	17.32	68	697
C.P. 4	14.48	17.32	68	697
C.P. 5	14.48	17.32	68	697
C.P. 6..11	18.99	21.03	75	968
C.P. 12	18.28	21.46	75	1020
Quirof. 1	25.03	33.52	198	1115
Quirof. 2	23.99	32.13	189	1069
Quirof. 3	37.97	50.13	300	1695
Quirof. 4	13.86	18.52	110	620
Quirof. 5	40.14	51.42	298	1862
Quirof. 6	35.97	47.81	286	1616
Quirof. 7	44.04	58.97	329	1952
Sala de Quemados	24.80	30.68	134	1165
Vestidor Quirofano	26.68	30.44	94	1323
Esterilizacion	38.62	40.28	119	2042
Terap.Intensiva	31.95	33.38	103	1480

TABLA 19

GUIA DE SELECCION DE FILTROS PARA HOSPITALES

AREA	LOCALIZACION DEL CUERPO DE FILTRO	EFICIENCIA MINIMA (%)	FILTRO RECOMENDADO	EFICIENCIA (%)
Administración				
Suministros médicos				
Ropa limpia				
Sala de desperdicios	1 retorno	25	Hi-Flo 50	45-50

NOTA : Todas las eficiencias están basadas en ASHARE Std. 52.74 (excepto el filtro absoluto, el cual se basa en prueba DOP.). Los rangos están dentro de las tolerancias de ARI Standard 680-74.

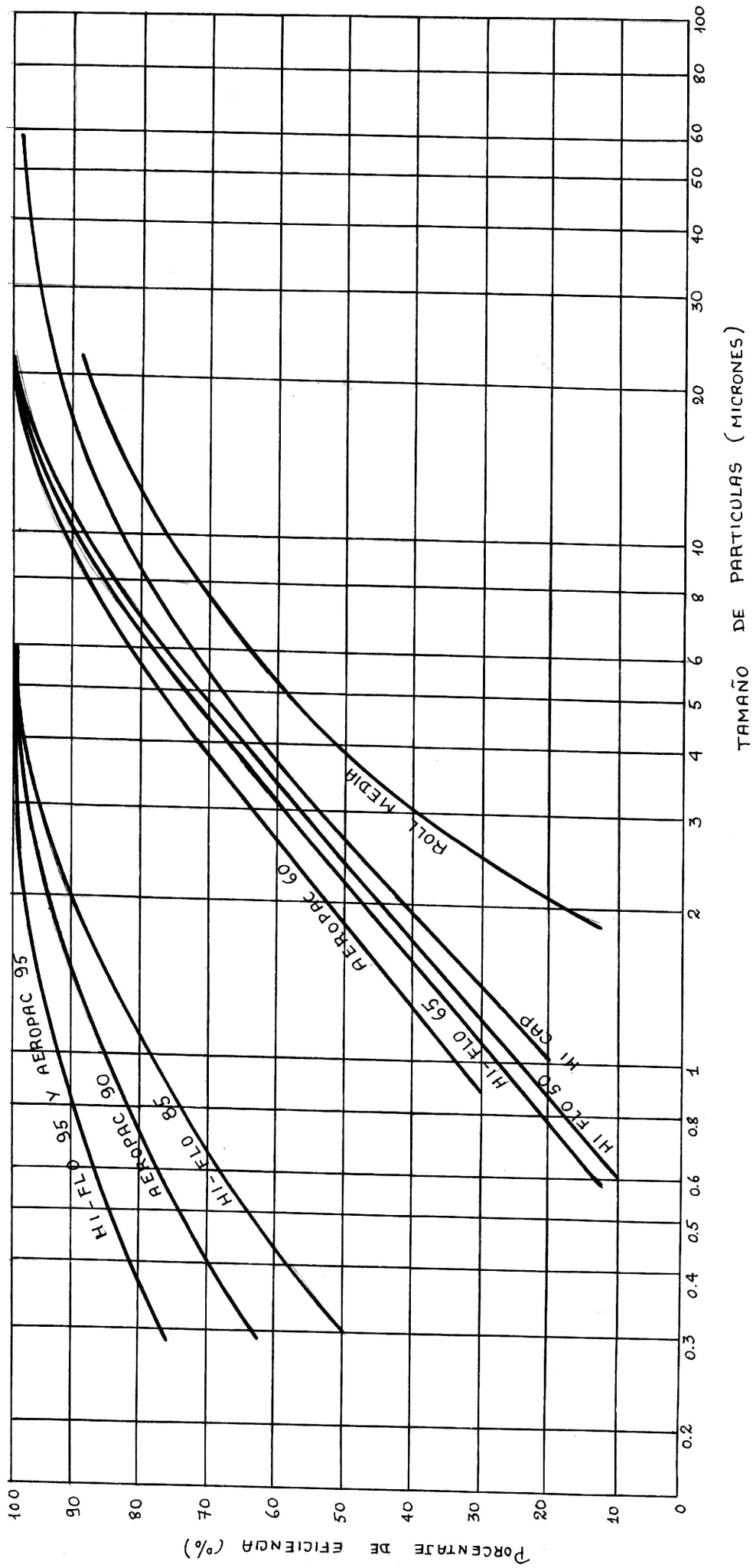
FUENTE : Boletín 711 de CAMBRIDGE FILTER CORPORATION

TABLA 19

GUIA DE SELECCION DE FILTROS PARA HOSPITALES

AREA	LOCALIZACION DEL CUERPO DE FILTRO	EFICIENCIA MINIMA (%)	FILTRO RECOMENDADO	EFICIENCIA (%)
Quirófano				
Cuidados intensivos	1 retorno	25	Hi-Flo 50	45-50
Neonatología	1 suministro	90	Microtain o Absoluto	99.97
S.de emergencia				
S.de recuperación	1 retorno	25	Hi-Flo 50	45-50
S.de aislamiento	1 suministro	90	Aeropac 95 o HI-Flo 95	90-95 90-95
S.de pacientes				
Corredor de pacientes	1 retorno	25	Hi-Flo 50	45-50
S.de tratamiento				
S.de examen	1 suministro	90	Hi-Flo 95 o Aeropac 95	90-95 90-95
S.de autopsia				
S.de examen y tratamiento del paciente (100% aire ext.)	1 retorno 1 suministro	25 85	Hi-Flo 50 Hi-Flo 85	45-50 80-85
Preparación de comidas				
Lavanderías				
Lavaderos de vajillas	1 retorno	80	Hi-Flo 85	80-85

EFICIENCIA APROXIMADA DE FILTROS PARA VARIOS TAMAÑOS DE PARTICULAS.



NOTA: COPIA DE CAMBRIDGE FILTER CORPORATION

TABLA 21

PLANTA BAJA

ACCESORIOS	CFM	MODELO	TAMANO	CANTIDAD	P.UNIT.	P.TOTAL
REJILLAS RETORNO		CC - 5				
RR 1	938	22 X 22		1	27	27
RR 2	1029	22 X 22		1	27	27
RR 3	1107	22 X 22		2	27	54
RR 4	1140	24 X 24		1	32	32
RR 5	1168	24 X 24		1	32	32
RR 6	1507	26 X 26		1	38	38
RR 7	1562	28 X 28		2	44	88
RR 8	1590	28 X 28		1	44	44
RR 9	1610	28 X 28		2	44	88

						430
REJILLAS EXTRACCION						
RE 1	112	6 X 6		1	7	7
RE 2	246	10 X 10		1	9	9

						16

TABLA 22

PRIMER PISO

ACCESORIOS	CFM	MODELO	TAMANO	CANTIDAD	P.UNIT.	P.TOTAL
DIFUSORES						
DA 1	200	3	9 X 9	1	18	18
DA 2	220	3	9 X 9	1	18	18
DA 3	240	3	9 X 9	1	18	18
DA 4	352	3	12 X 12	1	28	28
DA 5	452	3	12 X 12	1	28	28
DA 6	542	3	15 X 15	4	39	156
DA 7	545	3	15 X 15	10	39	390
DA 8	619	3	15 X 15	1	39	39
DA 9	622	3	15 X 15	1	39	39
DA 10	673	3	15 X 15	8	39	312
DA 11	728	3	15 X 15	8	39	312
DA 12	768	3	15 X 15	4	39	156
DA 13	790	3	18 X 18	1	52	52
DA 14	841	3	18 X 18	1	52	52
DA 15	896	3	18 X 18	1	52	52
SUMA TOTAL						1642

TABLA 22

PRIMER PISO

ACCESORIOS	CFM	MODELO	TAMANO	CANTIDAD	P.UNIT.	P.TOTAL
REJILLAS						
RETORNO						
RR 1	200	10 X 10		1	9	9
RR 2	220	10 X 10		1	9	9
RR 3	545	16 X 16		10	16	160
RR 4	592	16 X 16		1	16	16
RR 5	622	16 X 16		1	16	16
RR 6	673	18 X 18		8	19	152
RR 7	728	18 X 18		8	19	152
RR 8	768	18 X 18		4	19	76
RR 9	790	20 X 20		1	23	23
RR 10	841	20 X 20		1	23	23
RR 11	896	20 X 20		1	23	23

659

TABLA 23

SEGUNDO PISO

ACCESORIOS	CFM	MODELO	TAMANO	CANTIDAD	P.UNIT.	P.TOTAL
DIFUSORES						
DA 1	300	4	12 X 12	1	28	28
DA 2	310	4	12 X 12	2	28	56
DA 3	325	4	12 X 12	4	28	112
DA 4	350	4	12 X 12	2	28	56
DA 5	370	4	12 X 12	4	28	112
DA 6	500	4	12 X 12	1	28	28
DA 7	535	4	15 X 15	2	39	78
DA 8	542	4	15 X 15	1	39	39
DA 9	557	4	15 X 15	2	39	78
DA 10	585	4	15 X 15	2	39	78
DA 11	610	4	15 X 15	2	39	78
DA 12	637	4	15 X 15	2	39	78
DA 13	697	3	15 X 15	4	39	156
DA 14	772	4	15 X 15	1	39	39
DA 15	808	4	18 X 18	2	52	104
DA 16	848	4	18 X 18	2	52	104
DA 17	894	3	18 X 18	1	52	52
DA 18	926	4	18 X 18	2	52	104
DA 19	931	4	18 X 18	2	52	104
DA 20	968	3	18 X 18	5	52	260
DA 21	1020	3	18 X 18	1	52	520
					SUMA TOTAL	1796

TABLA 23

SEGUNDO PISO

ACCESORIOS	CFM	MODELO	TAMANO	CANTIDAD	P.UNIT.	P.TOTAL
REJILLAS						
RETORNO						
RR 1	280	12 X 12		2	10	20
RR 2	482	14 X 14		2	13	26
RR 3	502	14 X 14		2	13	26
RR 4	549	16 X 16		2	16	32
RR 5	663	18 X 18		2	19	38
RR 6	666	18 X 18		2	19	38
RR 7	697	18 X 18		4	19	76
RR 8	727	18 X 18		2	19	38
RR 9	762	18 X 18		2	19	38
RR 10	818	20 X 20		2	23	46
RR 11	838	20 X 20		2	23	46
RR 12	850	20 X 20		1	23	23
RR 13	894	20 X 20		1	23	23
RR 14	968	22 X 22		5	27	135
RR 15	1020	22 X 22		1	27	27
RR 16	1021	22 X 22		2	27	54
RR 17	1049	22 X 22		1	27	27
RR 18	1273	24 X 24		1	32	32
R. EXTRACCION						
RE 1	148	8 X 8		1	7	7
RE 2	1110	22 X 22		1	27	27

R

TABLA 24

DATOS DE VALOR ACTUAL NETO VS. TASA INTERNA DE RETORNO

ANOS	10%	20%	30%	35%	40%	45%	50%	60%	70%	77%	80%	90%
1	0.909	0.833	0.769	0.741	0.714	0.689	0.667	0.625	0.588	0.565	0.555	0.526
2	0.826	0.694	0.592	0.549	0.510	0.476	0.444	0.390	0.346	0.319	0.309	0.277
3	0.751	0.579	0.455	0.406	0.364	0.328	0.296	0.244	0.204	0.180	0.172	0.146
4	0.683	0.482	0.350	0.301	0.260	0.226	0.198	0.153	0.119	0.102	0.096	0.077
5	0.621	0.402	0.269	0.223	0.186	0.156	0.132	0.095	0.070	0.058	0.053	0.040

VALORES ACTUALES NETOS POR S/.1'000.000,00

I	10%	20%	30%	35%	40%	45%	50%	60%	70%	77%	80%	90%
S.A.H.	34.076	19.921	6.271	0.673	(4.353)	(8.760)	(12.706)	(19.511)	(25.080)	(28.430)	(29.711)	(33.672)
S.E.D.	27.639	20.762	15.292	12.968	10.835	8.937	7.209	4.176	1.640	0.079	(0.521)	(2.388)

- * S.A.H. : SISTEMA DE AGUA HELADA
- * S.E.D. : SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA
- * I : TASA DE INTERES

BIBLIOGRAFIA

1. ACOSTA G. Desarrollo del Sistema de Cálculo por el Método de Temperatura Equivalente (o Método de los Factores) y Aplicación a Nuestro Medio , ESPOL, 1982.
2. A.T.&T.CO. Engineering Economy, 1963, Second Edition.
3. ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers) Handbook of Applications, 1982.
4. ASHRAE, Handbook of Equipment, 1975.
5. ASHRAE, Handbook of Fundamentals, 1972.
6. ASHRAE, Handbook of Systems , 1984.
7. BELL & GOSSET, Pump and System Curve Data for Centrifugal Pumps, Boletín TEH, - 375, 1984
8. BELL & GOSSET, Heat Exchangers, Boletín TEH-265, 1984
9. CARRIER, Handbook of Air Conditioning System Design,

McGraw Hill, 1965.

10. DONOSO E. Notas Adicionales del Curso de Aire Acondicionado, ESPOL, 1980.
11. HAVRELLA, Heating, Ventilating, and Air Conditioning Fundamentals, McGraw Hill, 1981.
12. KREITH F, Principios de Transferencia de Calor, Herrero Hermanos, Sucesores, 1970, I Edición.
13. L.C.MORROW, Manual de Mantenimiento Industrial, Cccsa, 1986, XII Edición.
14. MALUK O. Seminario de Evaluación de Proyectos, ESPOL, 1986.
15. MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico, McGraw Hill, 1984, II Edición.
16. MAVECO DE EDICIONES, Técnicas de la Energía, Editorial Index, 1984.
17. MAX KURTZ, Engineering Economics for Professional Engineers Examinations, McGraw Hill, 1975, Second Edition.

18. Seminario de Diseño de Sistemas Hidráulicos en Circuito Cerrado, Bogotá-Colombia, Noviembre 1987.
19. Seminario de Ventilación y Sistemas de Aire, Guayaquil-Ecuador, Mayo de 1987.
20. STOEKER, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire, McGraw Hill, 1978, I Edición
21. STREETER y WYLIE, Mecánica de los Fluidos, McGraw Hill, 1981, VI Edición.