



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Departamento de Ingeniería Mecánica



“ACONDICIONAMIENTO DE AIRE PARA EL AREA
DE LABORATORIO DEL HOSPITAL DEL IESS EN
LA CIUDAD DE MACHALA”

REPORTE TECNICO

Previo a la obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

Presentado por:
MARCO ZAMBRANO CASTRO

Guayaquil - Ecuador

1.988

DEBIDAMENTE
AGRADECIMIENTO

A MIS PADRES: Marcos e Isabel
Sin cuyo estímulo y apoyo no
hubiera logrado la culminación
de mi carrera profesio-
nal.

A MI ESPOSA: Jenny - Elizabeth

A MIS HIJAS: Lorena, Lisetty

Al ING. EDUARDO DONOSO P.
Director de Proyecto, por
su ayuda y colaboración
para la realización de es-
te trabajo.

Al Ing. Jaime Balladares
por su desinteresada co-
laboración.

DEDICATORIA



A MIS PADRES: Marcos e Isabel
Sin cuyo estimulo y apoyo no
hubiera logrado la culmina-
ción de mi carrera profesio-
nal.

A MI ESPOSA: Jenny Elizabeth

A MIS HIJAS: Lorena, Lissetty

y Stefanie, cuya presencia en

mi existencia ha sido el moti

vo sublime de todos mis es-

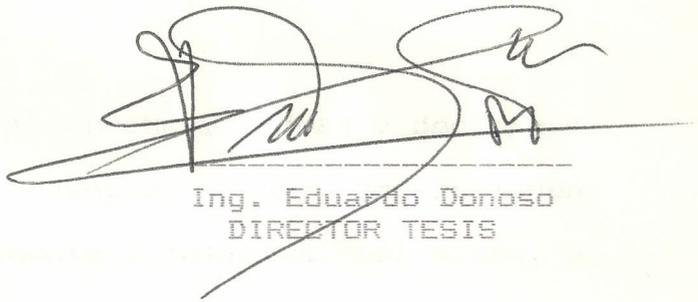
fuerzos de superación.



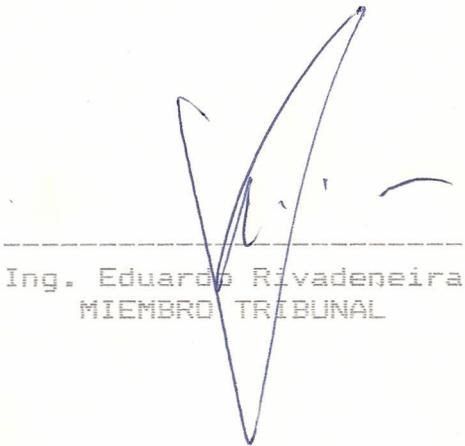
DECLARACION CAPPEL



ing. Nelson Cevallos
DECANO



Ing. Eduardo Donoso
DIRECTOR TESIS



ing. Eduardo Rivadeneira
MIEMBRO TRIBUNAL



ing. Fsc. Andrade
MIEMBRO TRIBUNAL

RESUMEN

En este trabajo se pretende dar los fundamentos para la
elaboración de un sistema de acondicionamiento de Aire
para el Hospital General.

DECLARACION EXPRESA

En primer lugar se hace referencia al problema actual del
acondicionamiento ambiental en los temas hospitalarios,
señalando los criterios de diseño de utilización y
"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas
expuestas en este Proyecto, me corresponden
exclusivamente; y, el patrimonio intelectual del mismo, a
la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la
ESPOL). No obstante, en aquellos casos que quedaran sin

definir, quedan, por ende, para las autoridades de parteras
que se atienden en los hospitales.

Se analiza el artículo de carga térmica que debe ser
determinada por la central de acondicionamiento del presente

trabajo, para lo cual es necesario determinar los factores
que originan esta carga. Se calcula el valor de la

valor exacto y la parte del valor que debe ser
se procede a hacer los cálculos.

Conocer el nivel de carga térmica Marco Raúl Zambrano Castro
del mismo. Es importante señalar que debido a la

necesidad del control de la temperatura ambiental, se
debe utilizar acondicionamiento, del mismo que debe ser

considerado en el artículo correspondiente.

RESUMEN

En este trabajo se pretende dar los lineamientos básicos necesarios para que el profesional de Aire Acondicionado pueda diseñar un sistema de Acondicionamiento de Aire para el área de laboratorio de un Hospital General.

En primer lugar se hace referencia al problema global del acondicionamiento ambiental en las áreas hospitalarias, mencionando los criterios de diseño a utilizarse y haciendo especial referencia a los problemas infecciosos involucrados en el desenvolvimiento de estos centros. Se hace referencia a los requerimientos cualitativos y cuantitativos del aire que se necesita suministrar, mencionando criterios generales que deben considerarse a fin de no incurrir en errores que puedan significar correr riesgos innecesarios para las miles de personas que se atienden en los Hospitales.

Se realiza el cálculo de carga térmica que debe ser desalojada por la central de enfriamiento del presente trabajo, para lo cual es necesario determinar los factores que originan esta carga. Se calcula las ganancias de calor sensible y latente del local acondicionado y luego se procede a hacer los cálculos psicrométricos a fin de conocer el caudal de aire de suministro y las condiciones del mismo. Es importante señalar que debido a la necesidad del control de la temperatura ambiental, se debe utilizar recalentamiento, el mismo que debe ser considerado en el cálculo psicrométrico.

INDICE GENERAL

Se hace además un análisis del aire suministrado a cada cuarto, tomando en consideración las condiciones especiales de los ambientes de laboratorios, en los que hay que tener cuidado con respecto a la presurización de los mismos, por lo que se hace un balanceo del aire suministrado y extraído, de tal manera que los saldos positivos o negativos estén de acuerdo con las normas establecidas por la ASHRAE. Con la cantidad de aire suministrado se realiza el cálculo de los ductos del sistema de aire acondicionado utilizando el método de reganancia estática, y los de la extracción utilizando el de igual fricción. Posteriormente se realiza la selección de difusores y rejillas, que son aquellos elementos decorativos que realizan la entrega y distribución del aire.

Con todos los datos obtenidos anteriormente se selecciona la unidad manejadora de aire, así como también los serpentines de recalentamiento y los extractores de aire necesarios para el balanceo y evacuación de olores del sistema diseñado.

Finalmente, en las conclusiones y recomendaciones se hace mención a lo importante que es la presencia del Ingeniero en Aire Acondicionado en la fase de proyecto de un centro hospitalario, así como lo indispensable que se hace en el país la utilización de ambientes acondicionados en los mismos, y lo necesario que se hace su normalización, para lograr los objetivos que se buscan.

INDICE GENERAL

RESUMEN

INDICE GENERAL

INDICE DE FIGURAS

INDICE DE TABLAS

INTRODUCCION

1.- ANTECEDENTES

2.- CRITERIOS DE DISEÑO

2.1.- Aplicación de Principios Fisiológicos para el

2.1.1.- Confort y la Salud.

2.1.2.- Indices Ambientales.

2.1.3.- Prevención y Tratamiento de Enfermedades mediante el Aire Acondicionado.

2.2.- Acondicionamiento de Aire en los Hospitales.

2.2.1.- Problema de Infección en los Hospitales

2.2.2.- La Calidad del Aire Acondicionado.

2.2.3.- El Filtrado del Aire.

2.2.4.- Los Requerimientos de Aire.

2.3.- Criterios Utilizados en el Acondicionamiento de Aire en Laboratorios.

3.- CALCULO DE CARGA Y CARTA PSICOMETRICA

3.1.- Cargas Externas.

3.1.1.- Ganancias de Calor por Ventanas.

3.1.2.- Ganancia de Calor por Paredes y Techos.

3.1.3.- Aire Exterior para Ventilación.

3.2.- Cargas Internas.

3.2.1.- Ganancia de Calor por Personas.

3.2.2.- Ganancia de Calor por Luces.

3.2.3.- Ganancia de Calor por Equipos.

3.3.- Confección de la Carta Psicrométrica.

4.- CALCULO DE DUCTOS DEL SISTEMA

4.1.- Cantidad de Aire Suministrado a cada Cuarto.

4.2.- Diseño de Ductos.

4.3.- Selección de Difusores y Rejillas.

5.- SELECCION DE EQUIPOS

5.1.- Selección de la Unidad Manejadora de Aire.

5.2.- Selección de los Serpentinales de recalentamiento

5.3.- Selección de los Extractores de Aire.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

APENDICES.

BIBLIOGRAFIA.

Fig. 1.- Diagrama Esquemático del recorrido de ductos del sistema de calefacción.

Fig. 2.- Diagrama para cálculo de pérdidas de extracción.

Fig. 3.- Diagrama Esquemático de la U.M.A.

INDICE DE TABLAS

INDICE DE FIGURAS

Tabla 1.- Características del Pico de la Central de Enfriamiento.

Fig. 1.- Carta de Confort de la ASRHAE, confort térmico y la relación de Sensación Psicológica.

Fig. 2.- Típica Distribución de Microorganismos en áreas de un Hospital.

Tabla 3.- Eficiencias de los Filtros Utilizados en El-

Fig. 3.- Diagrama Esquemático del equipo utilizado.

Tabla 5.- Cuadro Comparativo de los Diversos Test Stan-

Fig. 4.- Carta Psicrométrica de Filtros.

Tabla 6.- Influencia de la Cantidad de Partículas Aereas

Fig. 5.- Diagrama Esquemático del recorrido de ductos del

Tabla 7. Extractor EA-N1-19, en la General y Ventilación de las Áreas de Hospital.

Fig. 6.- Diagrama para cálculo de pérdida de fricción.

Tabla 8.- Resistencias térmicas.

Fig. 7.- Diagrama Esquemático de la UCMA-6.

Tabla 11.- Resumen de las Cargas por Transmisión

Tabla 12.- Variaciones de la Temp. Exterior en Guayaquil.

Tabla 13.- Caudales de Aire de Suministro y Aire Exterior de las Locales -condicionadas.

Tabla 14.- Caudal de Aire de Suministro, Retorno y Extracción.

Tabla 15.- Velocidades de Aire Máximas.

INDICE DE TABLAS

- Tabla 1.- Características del Equipo de la Central de Enfriamiento.
- Tabla 2.- Escala de ET*. Índice de Confort-Salud y la Relación de Sensación Fisiológica.
- Tabla 3.- Contaminación Bacteriana Encontrada en Medio Ambiente de Hospitales.
- Tabla 4.- Eficiencias de los Filtros Utilizados en Sistemas de Aire Acondicionado de Hospitales.
- Tabla 5.- Cuadro Comparativo de los Diversos Test Standard para Clasificar Filtros.
- Tabla 6.- Influencia de la Cantidad de Bacterias Aereas Vs. la Preparación de Camas en un Hospital.
- Tabla 7.- Relación entre Presión General y Ventilación de Ciertas Areas de Hospital.
- Tabla 8.- Factores Solares para Vidrios.
- Tabla 9.- Resistencias Térmicas.
- Tabla 10.- Ganancias Debido a los Ocupantes.
- Tabla 11.- Resumen de las Cargas por Transmisión.
- Tabla 12.- Variaciones de la Temp. Exterior en Guayaquil.
- Tabla 13.- Caudales de Aire de Suministros y Aire Exterior de los Locales Acondicionados.
- Tabla 14.- Caudal de Aire de Suministro, Retorno y Extracción.
- Tabla 15.- Velocidades de Aire Máximas.

Tabla 16.- Diseño de Ductos por Regenerancia Estática.

Tabla 17.- Extractores de Aire EA Tipo de Pared.

Tabla 18.- Extractor EA-NI-19.

Tabla 19.- Capacidades de Extractores de Aire.

Tabla 20.- Difusores de Aire DA, primera consideración.

Tabla 21.- Rejillas de Retorno RR, segunda consideración.

Tabla 22.- Rejillas de Retorno RE, dicho local.

Tabla 23.- Características Técnicas de la UCMA 6, primer caso.

Tabla 24.- Serpentina de Recalentamiento, cuando el retorno

está orientado en el sentido de la circulación de aire en los pasillos, en este caso se debe tener consideraciones de tipo fisiológicas y terapéuticas, a fin de que la velocidad de circulación de aire en las personas que existen en estos centros de salud, sea adecuada.

En definitiva, el diseño de aire acondicionado en hospitales y centros de salud, debe tomar en cuenta el tipo de sala en la que se está haciendo el diseño, por ejemplo, en los laboratorios es necesario considerar el grado de peligrosidad que puede representar la propagación de virus o bacterias procedentes de muestras que están siendo analizadas, o los errores que pueden ocurrir al momento de hacer los ensayos, por lo tanto, se debe tener en cuenta la concentración de microorganismos en el ambiente.

El presente diseño ha sido realizado tomando todas las consideraciones técnicas necesarias para cumplir con las requerimientos de un hospital moderno y seguro, se ha tomado en cuenta la experiencia que existe en este campo.

INTRODUCCION

ANTECEDENTES

Para realizar un estudio para suministrar aire acondicionado a un local, la primera consideración que debe hacerse es la de dar un verdadero servicio de confort a las personas que ocupan dicho local. Sin embargo es preciso no olvidar que el cumplimiento de este principio no basta por si solo cuando el estudio esta orientado en su utilización a áreas hospitalarias; en este caso es necesario hacer consideraciones de tipo fisiológicas y terapéuticas, a fin de dar un verdadero servicio de confort a las personas que asisten a estos centros de salubridad. En definitiva, el diseño de aire acondicionado en hospitales y centros de salubridad, debe tomar en cuenta el uso que se le dará a cada ambiente dentro del hospital, por ejemplo, en los laboratorios es necesario considerar el grado de peligrosidad que puede significar la propagación de virus o bacterias procedentes de muestras que estan siendo analizadas, o los errores en que pueden incurrir los médicos debido a ensayos erróneos originados por la contaminación de especímenes en estudio. El presente diseño ha sido realizado tomando todas las consideraciones técnicas necesarias para cumplir con los requerimientos de un hospital moderno, y además se ha tomado en cuenta la experiencia que existe en este campo.

CAPITULO I

ANTECEDENTES

El presente diseño corresponde al estudio realizado para suministrar aire acondicionado al Local de Laboratorios del Hospital del IESS, el mismo que va a ser construido en la Ciudad de Machala y que contará con 300 camas.

El diseño en mención forma parte de un sistema global de agua helada, que se encarga de acondicionar las distintas áreas, sistema que fue seleccionado como alternativa a partir de innumerables consideraciones técnicas y económicas.

La central de enfriamiento de agua está formada por dos máquinas enfriadoras del tipo Centrífugo (MEAC), dos torres de enfriamiento (TE), dos bombas de agua helada (BAH) y dos bombas de agua de enfriamiento (BAE), un ablandador de agua y un centro de control de motores (CCM).

Desde esta central de enfriamiento se envía agua helada a 44°F a 20 unidades manejadoras de aire (UCMA) y 6 unidades ventilador-serpentin (UVS) repartidas en todo el hospital, las mismas que finalmente suministran aire secado, enfriado y filtrado a las diferentes zonas acondicionadas.

Los condensadores de las máquinas centrífugas son enfriados mediante la utilización de agua a 85°F proveniente de las bandejas de las Torres de Enfriamiento, la que es impulsada por medio de las BAE a través del sistema, para luego retornar a las Torres de Enfriamiento y volver a

ser enfriada y recirculada.

En la Tabla #1 se ha confeccionado un listado del equipo que se utiliza en la Central de Enfriamiento de Agua.

Debido a que el Laboratorio es un área crítica en el suministro de aire acondicionado, se hizo necesario diseñar un sistema de volumen constante regulando la temperatura de los diferentes ambientes en que se encuentra repartido mediante la utilización de serpentines de recalentamiento controlados por su termostato respectivo.

En cuanto a los niveles de ruido este no deberá exceder las normas dadas por la ASHRAE en el "SYSTEM MANUAL", (capítulo 35-tabla 7), en el que consta que el nivel de ruidos no debe ser mayor a 35 NC.

Las condiciones de diseño que se han considerado para los diferentes cálculos son los siguientes:

| | TBS(°F) | HR(%) |
|--------------------------|---------|-------|
| Ambientes acondicionados | 75 | 50 |
| Exteriores | 92 | 60 |

El laboratorio se encuentra ubicado en el primer nivel del Hospital de 8 Plantas, en el interior del edificio, por lo que no tiene ventanas que den a la calle y por ende no recibe radiación solar directa.

Dentro del diseño global del Hospital, la Unidad manejadora de aire (UCMA) es designada con el número 6, con el mismo que la conoceremos a lo largo de este trabajo.

Además se hace una explicación de los criterios de diseño utilizados para el estudio del acondicionamiento de aire,

orientados a su utilización en áreas hospitalarias.

Se lleva a cabo el cálculo de carga, determinando los diferentes factores que originan la carga térmica que debe ser desalojada por el equipo de enfriamiento. Además se elabora la carta psicrométrica del sistema diseñado, tomando en consideración el recalentamiento necesario para el control de temperatura de los ambientes acondicionados.

Luego se lleva a efecto el cálculo de los ductos del sistema, para lo cual es necesario conocer la cantidad de aire suministrado a cada cuarto. Este cálculo se lo hizo utilizando el método de reganancia estática para los ductos de aire acondicionado y el método de igual fricción para el sistema de extracción. Luego se realiza la selección de los difusores y rejillas necesarios para el sistema diseñado. Se ha confeccionado un plano de todos los ductos, así como también una cartilla de las rejillas y difusores utilizados.

Se señalan las características y especificaciones que deben cumplir los equipos y accesorios necesarios para acondicionar esta área, con la finalidad de que sean suministrados correctamente.

Las conclusiones y recomendaciones a las que se han llegado después del análisis respectivo del presente diseño son resumidas en la parte final de este trabajo.

CAPITULO II

CRITERIOS DE DISEÑO

2.1.- APLICACION DE PRINCIPIOS FISIOLÓGICOS PARA EL CONFORT Y LA SALUD.

Llegar a comprender los principios fisiológicos que rigen el comportamiento del ser humano es vital para poder diseñar ventilación, calefacción o aire acondicionado que coadyuven al confort y la salud del hombre (Tabla #2). A partir de este conocimiento básico es que el hombre ha logrado desarrollar los distintos criterios, índices y normas para ser empleados en la adecuación de los ambientes donde los humanos estamos presentes. A continuación se resumiran las diversas especificaciones establecidas, obtenidas gracias al conocimiento alcanzado en el campo de la medicina, psicología y bioingeniería.

2.1.1.- INDICES AMBIENTALES

El confort térmico humano se podría definir como la condición ambiental donde la razón del metabolismo humano es compensada, sin variar demasiado el grado de actividad del individuo. Este confort está influenciado por factores tanto físicos como psicológicos, no existiendo un método exacto que nos permita establecer las condiciones térmicas del medio ambiente que hacen sentir bien al ser humano.

El confort térmico del hombre está determinado no solo por parámetros como la temperatura del aire y la humedad, sino también por la velocidad de éste, actividad del cuerpo y la cantidad de ropa. Además, es importante señalar que la aclimatización juega un papel importante en el confort, ya que en la estación de calor nos sentimos mejor a temperaturas un poco más altas que en la estación de frío, así como también la gente que vive en climas fríos se siente más confortable en zonas más frías, que las personas de climas cálidos.

Lo importante en el diseño de ambientes acondicionados es determinar una sola magnitud para evaluar el confort humano, y para lograr esto, nos valemos de los índices de confort, los mismos que pueden ser directos y empíricos.

INDICES DIRECTOS

Estos son los más utilizados en el diseño de aire acondicionado. A continuación se los detalla:

TEMPERATURA DE BULBO SECO.- Es la temperatura normal del aire y es la más importante, especialmente cuando la humedad relativa es del 40 al 60 por ciento.

TEMPERATURA DE ROCIO.- Es la temperatura de saturación del aire a una cierta relación de humedad y una presión determinada, es decir, temperatura de condensación incipiente. Es una buena medida para determinar la humedad del ambiente, y esta directamente relacionada con la presión de vapor de agua en el aire saturado.

TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO.- Es una indicación de la cantidad de energía que consume el agua al exponerse dentro de una corriente de aire.

HUMEDAD RELATIVA.- Es la disponibilidad que tiene el aire para absorber agua hasta saturarse. Aunque se considera un índice directo, no tiene significado real en términos de confort, a no ser que se la utilice junto a la temperatura de bulbo seco.

MOVIMIENTO DEL AIRE.- La transferencia de calor convectiva del cuerpo depende de la velocidad con que el aire se mueve sobre él. La experiencia demuestra que un ambiente húmedo es confortable si la velocidad del aire es alta, pero si hace frío el movimiento del aire se convierte en inconfortable. Las personas normales se sienten confortables cuando la velocidad del aire

es de 15 m/min (50 ft/min).

INDICES EMPIRICOS

Son los indices que se han obtenido del estudio durante muchos años, de las reacciones humanas a la temperatura, humedad y movimiento del aire del medio que nos rodea.

TEMPERATURA EFECTIVA.- (ET) Es el indice que relaciona los efectos fisicos combinados de temperatura, humedad y velocidad del aire sobre el confort humano. El valor numérico de la temperatura efectiva asociado con una condición atmosférica determinada está dado por la temperatura del aire saturado moviéndose lentamente, que produce una sensación agradable de frío o calor.

TEMPERATURA DE GLOBO OSCURO.- Es el efecto fisico combinado de las temperaturas de bulbo seco, bulbo húmedo, aire en movimiento y el calor radiante recibido de varios sumideros circundantes.

TEMPERATURA DE EFECTIVIDAD CORREGIDA.- El indice WBGT, se refiere a la temperatura anteriormente mencionada, pero con consideración donde el confort humano del paciente es analizado desde el punto de vista estrictamente científico.

INDICE DE VIENTO HELADO.- Está definido

como la temperatura ambiente, donde el viento está en calma.

La SOCIEDAD AMERICANA DE INGENIEROS DE CALEFACCION, REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO (ASHRAE), ha presentado su "CARTA DE CONFORT" (Figura 1), la que resume lo dicho sobre las diversas sensaciones de confort y salud referente a un hombre con actividad sedentaria, en condiciones de aire razonablemente tranquilo (velocidades de 4.6 a 7.2 m/min) y en espacios cuyas temperaturas interiores tienen una media igual a la de bulbo seco del aire. Si las superficies circundantes tienen una temperatura por debajo de la de bulbo seco del aire, habrá confort a una temperatura efectiva más alta que la indicada en la figura 1.

El confort de un individuo, como se ha indicado, es afectado por muchos factores tales como: salud, edad, actividad, vestimenta, sexo, alimentación y aclimatación, por lo que se hace muy difícil aplicar una regla general, sin embargo de lo cual, se puede señalar que estudios realizados por la ASHRAE concluyen lo siguiente:

1) Las mujeres en general prefieren tempe-

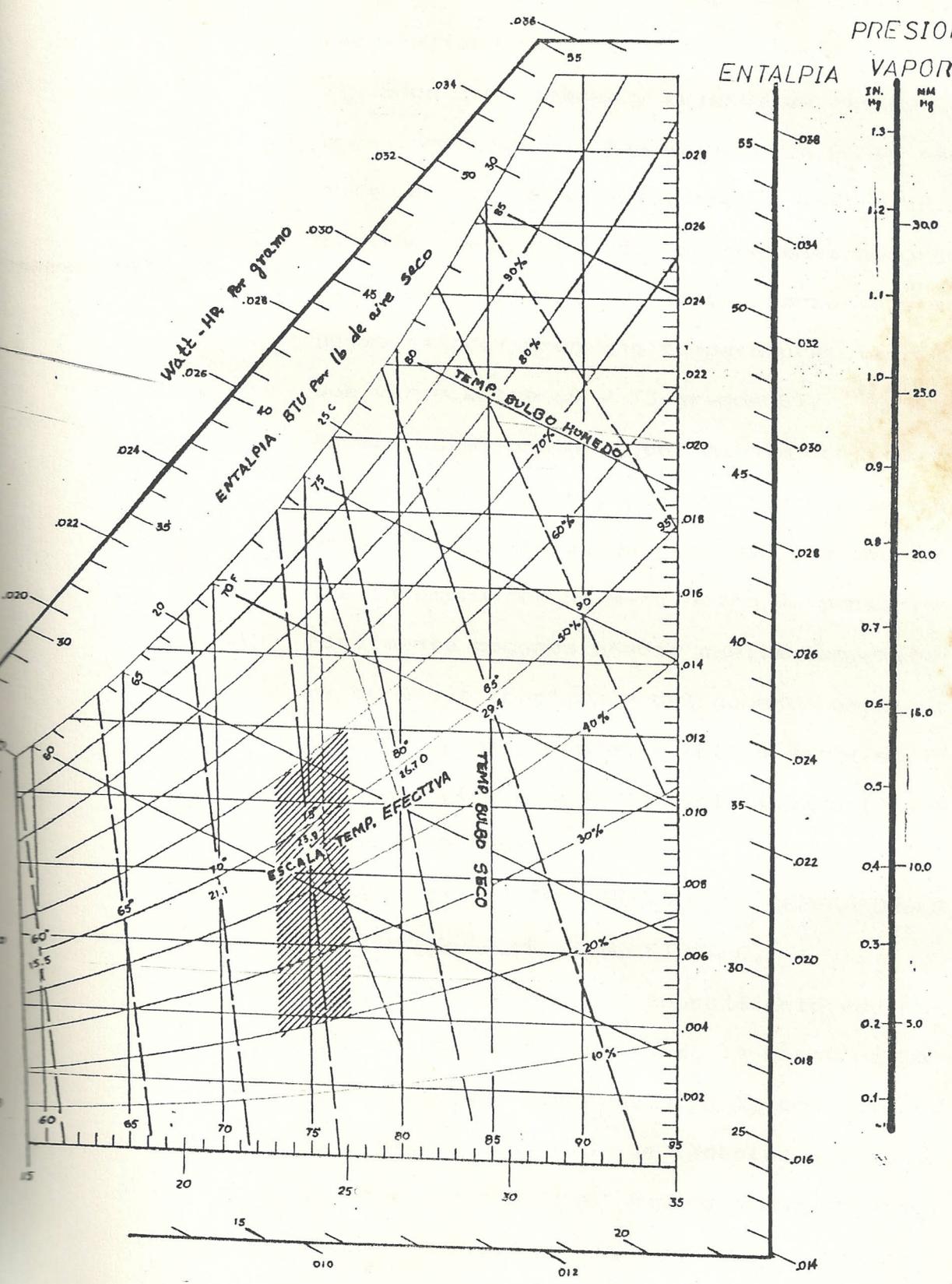


FIGURA 1

CARTA DE CONFORT DE LA ASHRAE

raturas efectivas UN GRADO más altas que las elegidas por los hombres.

2) Todos los hombres y mujeres de más de 40 años prefieren una temperatura UN GRADO más baja que las personas menores a esta edad.

3) Para la mayoría de las regiones geográficas del planeta, un alto porcentaje de personas prefieren una temperatura efectiva que varíe entre 60 y 73 grados ET.

Además cabe señalar que existe un estado psicológico donde una persona que piensa que esta inconfortable, en realidad se encuentra incómoda por el mero hecho de pensarlo. Finalmente podemos añadir que la temperatura de mayor aceptación del género humano es de 24°C y una humedad relativa entre el 25 y 60 por ciento, con una velocidad del aire menor a 15 m/min.

2.1.2.- PREVENCIÓN Y TRATAMIENTO DE ENFERMEDADES MEDIANTE EL AIRE ACONDICIONADO.

El rápido avance del conocimiento médico-técnico ha hecho necesario la construcción de hospitales más complejos y con mayores facilidades, a fin de adaptarse a estos avances. Entre las muchas innovaciones, especial consideración hay que darle a la generalización del uso del aire acondicio-

nado en los hospitales, el que si bien no puede ser atribuido solamente a propósitos médicos, hay demasiada evidencia de que su empleo ha redundado en beneficios en la prevención y tratamiento de enfermedades.

El aire acondicionado complementa los procesos biológicos de intercambio de calor y agua; y, además remueve la mayoría de las partículas y productos ofensivos que genera la actividad humana. Para alcanzar este propósito, es necesario tener presente los principios fisiológicos que regulan el comportamiento del ser humano. Además del rol importante que juega la piel en la regulación de la temperatura corporal, es necesario indicar el papel desempeñado por la respiración en este campo, la misma que puede ser muy influenciada por el empleo de aire acondicionado.

El aire respirado por la nariz llega a la temperatura y nivel de saturación del cuerpo antes de alcanzar los pulmones mediante la convección turbulenta y evaporación del agua de la mucosa que cubre la parte alta del sistema respiratorio. Cuando el aire respirado es más frío y seco que el aire que se encuentra en los

pulmones, se enfría la mucosa. Durante la exhalación, calor y agua son recuperados del aire pulmonar, que se encuentra a 98.6°F y 100% HR, al golpear con la mucosa fría de la nasofaringe. La cantidad de este intercambio depende del grado al cual el aire pulmonar es enfriado por la mucosa. Debido a que el enfriamiento de la mucosa depende de la temperatura y humedad del medio ambiente, es ésta la que determina el balance de calor y agua que existe en la respiración.

En climas cálidos, la humedad ambiental es determinante en la pérdida de calor. Cuando aire caliente y saturado es aspirado, casi no ocurre evaporación del agua del aire, debido a que la mucosa fría la condensa y al mismo tiempo gana calor. Como el aire es expulsado de los pulmones completamente saturado, el cuerpo experimentará una ganancia de calor y agua. Bajando la humedad relativa del aire del ambiente, lograremos un mayor porcentaje de evaporación, lo que nos ayudará a balancear el calor y la humedad del cuerpo.

La capacidad del sistema respiratorio para mantener el balance de calor y agua en con-

diciones ambientales confortables depende del estado en que se encuentren las mucosas. Una inflamación, aumento de su temperatura o cambios en su superficie, impedirán que se lleve a feliz término esta función orgánica. Durante periodos de fiebre, el calor y agua incrementados son disipados por esta vía, lo que reduce la temperatura corporal pero produce excesiva pérdida de agua. El medio terapéutico ideal para las personas es un ambiente frío y seco, el que aumenta la eliminación de calor por la respiración y la piel. Las pérdidas de agua deben ser repuestas sistemáticamente, especialmente cuando hay hiperventilación.

Una exposición continua a ambientes de muy baja humedad secan e irritan las vías respiratorias, dificultando la eliminación de los contaminantes de las mismas. Así mismo, causa incomodidad y origina un receptáculo de bacterias en la garganta, lo que aumenta una probabilidad de una infección en las vías respiratorias superiores. Estas condiciones secas constituyen un riesgo para el enfermo y lo debilitan, lo que podría originar una

infección secundaria o total, no relacionadas con la causa de la hospitalización del paciente.

Las áreas consagradas al tratamiento de las enfermedades de las vías respiratorias superiores, así como las áreas de clínica general de un hospital, deben ser mantenidas a una humedad relativa mínima del 30%. La humedad en el rango del 50 al 55% impide a ciertas bacterias desarrollarse o ser más letales.

Pacientes con enfermedades pulmonares crónicas tienen a menudo una secreción viscosa, la que se acumula y dificulta el intercambio de calor y humedad, por lo que es necesario suministrar un aire tibio y humidificado, el que al ser respirado previene de una deshidratación.

Los pacientes que requieren de una terapia con oxígeno o aquellos con traqueotomía, requieren de una atención especial para asegurar el suministro de aire tibio y húmedo.

De lo anteriormente expuesto podemos concluir que en los hospitales el aire acondicionado tiene mayor importancia medicinal que la de confort que normalmente se le

asigna. En muchos casos, el aire acondicionado es un factor importante en la terapia y en algunos de ellos el mejor tratamiento. Observando pacientes de un hospital parcialmente acondicionado se determinó que el grupo asignado a salas acondicionadas, se mejoró más rápidamente comparando con aquellos que no estaban en ambientes confortables. La mayor diferencia fue notada en las razones de transpiración, un factor importante en los enfermos cardiacos.

La dificultad encontrada para mantener el balance de fluidos y electrolíticos en pacientes quemados, es incrementada en ambientes calientes por la pérdida adicional de líquidos.

Los pacientes con tirotoxicosis no toleran humedad caliente u ondas de calor, ya que su metabolismo produce calor en exceso. Ellos pueden ser incapaces de eliminar calor por la piel tan rápidamente como éste es producido y transportado, por lo que ellos desarrollan hipertermia o fiebre y una taquicardia. La circulación para transportar el calor del interior del cuerpo a la superficie es incrementado. El incremento de la temperatura corporal produce un

aumento del metabolismo celular, lo que a su vez origina una mayor producción de calor, todo lo cual se transforma en un círculo vicioso que puede matar al paciente si se colapsan el mecanismo cardiovascular o el de transporte. Indudablemente un ambiente frío y seco favorecen las pérdidas de calor por radiación y evaporación de la piel, y puede salvar la vida del enfermo.

Los enfermos cardíacos pueden ser incapaces de mantener la circulación que asegure una pérdida de calor corporal. El uso de aire acondicionado en salas de pacientes cardíacos, particularmente, aquellos con fallas congestivas del corazón, actualmente es considerado como una terapia necesaria. Esto reviste mayor importancia en climas tropicales y subtropicales.

Individuos con lesiones en la cabeza, aquellos que tienen que ser operados del cerebro y los que presentan síntomas de envenenamiento con barbitúricos, pueden tener hipertemia, especialmente en ambientes cálidos, debido a los disturbios en el centro regulador del calor ubicado en el cerebro. Obviamente, uno de los factores de mayor importancia en la recuperación, es

colocar al paciente para que pierda calor por radiación y evaporación, en un cuarto frío con aire deshumificado.

Pacientes con artritis y reumáticos han logrado grandes mejoras al ser colocados en un ambiente tibio y seco de 90°F y 35% de HR.

2.2.- ACONDICIONAMIENTO DE AIRE EN LOS HOSPITALES.

Aunque como hemos indicado, el aire acondicionado es beneficioso para la prevención y tratamiento de las enfermedades, la aplicación del mismo en las instalaciones hospitalarias presenta muchos problemas, no encontrados en los sistemas usuales utilizados para el confort del ser humano.

Las diferencias básicas entre las instalaciones de los hospitales y aquellos de los edificios comunes, son los siguientes:

- 1.- Las restricciones del movimiento del aire dentro y entre diferentes departamentos.
- 2.- Los requerimientos específicos para ventilación y renovación a fin de diluir y extraer los malos olores y microorganismos del aire.
- 3.- La poca tolerancia en los requerimientos de temperatura y humedad para las distintas áreas.
- 4.- La necesidad de sofisticar el sistema para permitir un control exacto de las condiciones ambientales.

Muchas de estas diferencias han sido acentuadas por el agudo problema del desarrollo de los estafilococos y otros gérmenes patógenos comunes en muchos hospitales hoy en día. Para tener una mayor comprensión de estas diferencias se hace necesario hablar sobre el problema de la infección y de otros factores que son importantes considerar en el

sistema de aire acondicionado para hospitales y otros centros de salud.

2.2.1.- PROBLEMAS DE INFECCION EN LOS HOSPITALES.

Un hospital moderno reúne requisitos especiales de diseño, especialmente en lo concerniente a mantener un ambiente aséptico. Entre los aspectos de diseño ingenieriles, reciben especial atención de los investigadores del campo médico y hospitalario, aquellos que se refieren a la contaminación de las bacterias en el aire y sus efectos en la incidencia de las infecciones. Descubrimientos de los últimos tiempos acerca de la contaminación del aire ambiental, acentúan la importancia de la calidad bacteriológica de éste, su limpieza, buena ventilación y una buena zonificación de los sistemas por departamentos.

El problema de la infección ha sido uno de los asuntos básicos en los hospitales y para mantenerla en límites razonables fue suficiente establecer prácticas asépticas como el lavado de manos, limpieza cuidadosa y esterilización. Más aún, con el advenimiento de las sulfas y los antibióticos, aparentemente se resolvió completamente este problema. Sin embargo, después de poco tiempo

del aparecimiento de estas milagrosas drogas, fue alarmante el incremento de muchos casos infecciosos en los hospitales. Investigadores posteriores revelaron que los hasta entonces aparentemente inofensivos estafilococos habían desarrollado una inusitada virulencia y resistencia a muchas de las drogas antimicrobianas. Debido a esto, los estafilococos son probablemente los mayores responsables de las infecciones y otras complicaciones existentes en los hospitales. Aunque estos microorganismos son relativamente inofensivos para las personas con buena salud, les pueden producir pústulas, forúnculos y granos de difícil curación. Estas últimas manifestaciones han sido reportadas entre el personal de hospitales.

Los gérmenes son un serio problema para las personas debilitadas, desde aquellas con infecciones en las vías respiratorias, hasta los recién nacidos y sus madres, así también para los pacientes que son sometidos a cirugía. Los microorganismos pueden ser transportados por las personas en el pelo, manos, ropas y narices; y transmitidos al medio ambiente durante la actividad

normal de estas, lo que hace pensar que un alto porcentaje del personal de los hospitales son los principales agentes difusores de los gérmenes. Estos organismos son de un tamaño aproximado de un micrón, pudiendo existir como células simples o agrupadas; y pueden ser arrastradas en el aire por las partículas de polvo u otras partículas de un sitio a otro de un hospital o de uno a otro paciente. Debido a la omnipresencia de los gérmenes, resulta poco menos que imposible establecer con exactitud el medio mediante el cual llegan a ponerse en contacto con el paciente.

Hoy en día, las infecciones en los hospitales no solo son debidas a los estafilococos dorado, sino que, muchos otros microorganismos han desarrollado inmunidad a los antibióticos y también son responsables de muchas de aquellas. Sin embargo, especial atención se le presta a los estafilococos, ya que en la década pasada acentuaron el problema infeccioso en los hospitales, y sin lugar a dudas, los sistemas de aire diseñados para prevenir su propagación y removerlos del aire, son suficientemente efectivos para cualquier otro microorganism-

mo presente en el medio ambiente.

2.2.2.- LA CALIDAD DEL AIRE ACONDICIONADO

En un hospital, el Ingeniero debe tener consideraciones especiales, proveer un ambiente libre de polvo y olores así como también de las bacterias contaminantes.

Hasta hace algunos años atrás se pensaba que en los hospitales se debería utilizar cien por ciento aire fresco en las áreas acondicionadas, debido a que los sistemas de filtros existentes eran incapaces de extraer un porcentaje alto de organismos patógenos. Sin embargo, modernamente se ha comprobado que los sistemas de filtros de alta eficiencia pueden dejar, incluso al aire recirculado, libre de contaminación bacterial. A pesar de esta afirmación, es necesario anotar que en los medios filtrantes utilizados en áreas especiales, debere tenerse mucho cuidado y observación constante, a fin de evitar cualquier contaminación que puede ser fatal. Como habíamos indicado, la contaminación encontrada en el aire de un hospital es originada por los pacientes, personal y visitantes, y está íntimamente ligada al cuidado de los enfermos.

La tabla #3 nos muestra el grado de contaminación que puede ser encontrado en muchas áreas de un hospital bien administrado y los límites de variación bacteriana.

LA INCIDENCIA DE LAS INFECCIONES de estas cantidades de bacterias presentes en el aire, no han sido aún determinadas, por lo que las autoridades médicas son renuentes a fijar cifras exactas en lo que se refiere al máximo permisible de germen en el medio ambiente. Sin embargo todos ellos son unánimes al declarar que dicha contaminación debe ser mantenida en los niveles más bajos en ciertas áreas tales como: cirugía, de partos, sala de neonatos, quemados y unidades de cuidados intensivos.

La extracción es importante no solo para expulsar malos olores, sino también, para diluir la concentración bacteriana y como un vehículo para botarla del ambiente acondicionado. La cantidad de aire en cambios por hora que se necesita en un área particular de un hospital, depende de la función de la misma, número de personas presentes, y del grado de peligrosidad de la enfermedad del paciente.

Para obtener un aire limpio no es recomen-

dado (a pesar de que lo han hecho) utilizar lámparas de rayos ultravioletas, debido a la atención que necesitan estos equipos, que pueden provocar daños letales a las personas.

Estas lámparas estabilizadoras instaladas en ductos, son altamente eficientes cuando son operadas con un mantenimiento riguroso, aunque son más complicadas y costosas que las instalaciones de filtrado convencionales. Pueden dar un buen resultado en campañas de extracción o cuartos cerrados, donde la intensidad y tiempo de exposición y la presencia de personas no son problema.

Otro de los factores importantes para mantener un aire limpio, es la localización de las tomas de aire fresco de los sistemas acondicionados.

Estas tomas no deben ser localizadas al nivel de la calle, cercanas a chimeneas o ductos de salida de extracciones. La toma de aire fresco al nivel de la calle, presenta un serio peligro de entrada de sustancias contaminantes peligrosas de fuentes como: motores de explosión, fertilizantes, drenajes sépticos, etc. El servicio de filtrado para estas tomas

presenta problemas adicionales acerca de la calidad y tiempo de vida del filtro y en general dificultades de mantenimiento. La proximidad entre la extracción y la toma de aire de suministro es la forma más idónea de contaminar el aire de suministro.

Como regla general se puede indicar que las tomas de aire fresco deben estar ubicadas a un mínimo de 7.65 m de la salida de cualquier extracción, chimenea, aire nocivo o equipo de combustión. En cuanto a altura debe estar como mínimo a 1.83 m sobre el nivel de la calle ó a 0.91 m del nivel del techo si el equipo es instalado sobre la cubierta.

En los últimos tiempos, la polución del aire con productos químicos de procesos industriales y de la combustión en áreas urbanas ha recibido una especial atención debido al peligro potencial que representa para la salud del ser humano. La mayor atención se debe prestar a los efectos posibles que sufran las personas expuestas a niveles bajos y medios de polución. Tales niveles no afectan las condiciones clínicas de la mayoría de los pacientes de los hospitales. Sin embargo, pueden ocurrir

concentraciones altas de contaminación, lo que puede provocar fatales efectos a personas de edad avanzada que sufren enfermedades cardio-pulmonares.

Para minimizar los efectos del aumento de la contaminación que suele ser temporal, es necesario utilizar una recirculación completa en áreas donde hay pacientes con enfermedades pulmonares o de las vías respiratorias altas.

2.2.3.- EL FILTRADO DEL AIRE

Existen numerosos métodos y normas para determinar la eficiencia de los filtros en la remoción de partículas inorgánicas que contenga un flujo de aire. La mayoría de estos métodos le indican al diseñador de sistemas acondicionados que casi todos estos sistemas pueden funcionar satisfactoriamente con filtros de media eficiencia. En la actualidad, los filtros provistos por los fabricantes retienen casi todas las bacterias y unos pocos filtros especiales son capaces de retener partículas inorgánicas de hasta $0.1 \mu\text{m}$. Sin embargo, múltiples estudios concluyen en que el 90 por ciento de las partículas encontradas en los hospitales tienen un diámetro mayor a $5 \mu\text{m}$.

Todos los sistemas de aire acondicionado o ventilación deben estar equipados con filtros que tengan eficiencias no menores que las indicadas en la tabla #4. Donde dos baterías de filtros son necesarias, la batería #1 debe estar ubicada antes de la unidad y la batería #2 después del equipo o cualquier sistema humidificador. Donde solamente una batería es requerida esta deberá estar localizada antes del equipo de aire acondicionado, si es que no se utiliza un pre-filtro adicional. En este último caso el filtro es colocado antes de la unidad y el filtro principal después de la misma.

Para la selección y colocación de filtros se debe tener en cuenta las siguientes recomendaciones:

- 1.- Los filtros "ultra-high efficiency", cuya eficiencia es de hasta el 99.97% según el test DOP (DIOCTILFALATO TEST METHOD), deberán ser empleados en salas de pacientes hipersensibles a las infecciones tales como: quemados, enfermos de leucemia o SIDA. También deben ser usados en campanas de extracción de ambientes con procesos infecciosos o radiactivos, y sus

velocidades de cara no deben ser menores a 100 ft/min (30.6 m/min).

2.- Los filtros de alta eficiencia (DOP del 95% de eficiencia) deben ser utilizados en quirófanos, salas de partos, de recién nacidos y cuidados intensivos. Estos filtros deben también ser usados en áreas donde el peligro de infección es mayor debido a los tratamientos realizados en las mismas.

3.- Los filtros de mediana eficiencia son suficientes en áreas donde la renovación es del 100% o en los cuartos de recuperación de los pacientes.

4.- Todos los filtros deben ser revisados para ver posibles roturas del elemento, el que debe instalarse sin fugas con respecto a su soporte.

5.- El uso de dos baterías es una ventaja, ya que la primera mantiene el serpentín limpio al detener todas las partículas macroscópicas, lo que extenderá la vida de los filtros más eficientes de la segunda batería, los cuales son más caros.

6.- Un manómetro deberá ser instalado en cada sistema de filtros, para poder leer la caída de presión en cada uno de ellos.

7.- Los filtros de alta eficiencia ubicados en el mando del sistema, deben ser instalados con las suficientes facilidades para el mantenimiento a fin de evitar su contaminación o destrucción cuando se los manipula.

8.- En los casos que sea necesario eliminar malos olores se deben utilizar filtros de carbón activado o debe implementarse una mayor ventilación al sistema.

En la tabla #5 se presenta un cuadro comparativo de la eficiencia de los filtros según normas utilizadas en los EE.UU.

2.2.4.- LOS REQUERIMIENTOS DE AIRE

Los datos presentados en la tabla #6 nos ilustran el grado de contaminación que se genera en el medio ambiente de un hospital por solo una de las muchas actividades rutinarias que se realizan en él. Debido a que estas actividades son indispensables y traen como resultado una propagación de bacterias, los sistemas de manejo de aire deben ser diseñados de tal manera que provean un patrón de flujo tal que minimize esta difusión.

Recientemente el concepto de flujo laminar desarrollado en uso industrial, atrajo el

interés de algunas autoridades médicas acerca de su aplicación en los hospitales. Sin embargo, indicaciones actuales determinan que su uso debe ser limitado a algunas áreas específicas. Este no parece ser el sistema más adaptable para quirófanos, pero puede ser de mucha ayuda para pacientes muy susceptibles a infecciones, tales como; quemados, de quimioterapia concentrada, de terapia de radiaciones y de órganos transplantados. El diseño y balanceo de los sistemas para crear presión positiva o negativa dentro de un cuarto o área, incrementando la cantidad de aire suministradas o extraídas, es un método conocido para controlar el movimiento del aire. Las áreas tales como: baños, salas de aislamiento y de autopsia, deben mantener una presión negativa con respecto a las áreas adyacentes. La presión negativa es obtenida suministrando menos aire del que es extraído del área, de tal manera que se induce un flujo interior alrededor del perímetro de las puertas y ventanas y se evita un flujo hacia el exterior. El quirófano nos brinda un ejemplo opuesto del anterior. Como en este

se requiere aire que se encuentre libre de contaminación, debe estar presurizado con respecto a los corredores y las áreas adyacentes, para evitar la entrada de bacterias que pululan a su alrededor.

Los diferenciales de presiones pueden ser mantenidos solamente en cuartos completamente cerrados, por lo que las puertas y aberturas provistas deben estar debidamente selladas. La abertura de una puerta entre áreas adyacentes presurizadas, reduce cualquier diferencial de presión entre ellas y ocurre un intercambio normal de aire debido a las corrientes térmicas resultantes de la diferencia de temperaturas entre las áreas. En la figura 2 se presenta un desarrollo típico de la cantidad de bacterias existentes en un quirófano y sus áreas adyacentes durante una operación de rutina. La experiencia nos demuestra que es recomendable suministrar el aire limpio desde un nivel superior y extraerlo con rejillas de retorno ubicadas a aproximadamente 7.6 cm del nivel del suelo. Esto originará un movimiento hacia abajo del aire limpio, a través de las zonas de respiración y trabajo para llegar a la área contaminada del

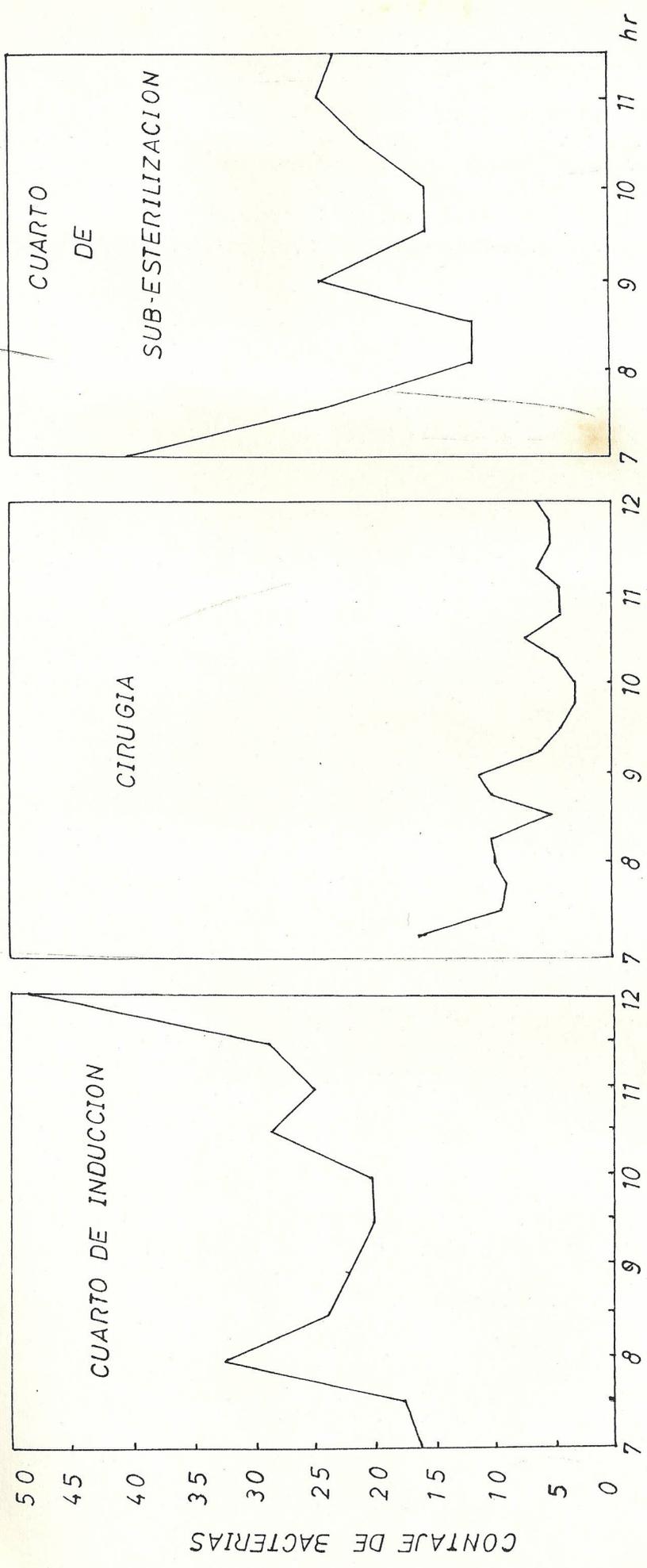


FIGURA 2

TIPICA DISTRIBUCION DE MICROORGANISMOS EN AREAS DE UN HOSPITAL

piso, donde es extraído.

En la tabla #7 se presenta la razón mínima de ventilación para algunas áreas de un hospital general.

2.3.- CRITERIOS UTILIZADOS EN EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE EN LABORATORIOS.

En los laboratorios, se hace necesario el aire acondicionado para confort y sobre todo seguridad de los técnicos que en ellos trabajan. Esta necesidad es imperiosa debido a los gases y vapores químicos que se generan y el calor latente que se desprende de los equipos, además de la imposibilidad de mantener las ventanas abiertas.

Una atención especial se le debe prestar a las medidas y tipos de equipos utilizados ya que la ganancia de calor por hornos, secadores, esteriladores, equipo electrónico, lavadoras de tubos y calentadores, puede constituir una porción importante de la carga de enfriamiento.

Los sistemas de mando y retorno de aire deberán ser contruidos de materiales convencionales, siguiendo la norma de la ASHRAE y MAGNA. Los ductos que se utilizan en las campanas de extracción y los ventiladores, deberán ser de materiales resistentes a la corrosión. Los ductos que sirvan a campanas de extracción de materiales radiactivos, solventes volátiles y agentes altamente corrosivos como el ácido perclórico, deberán ser fabricados de acero inoxidable hasta una distancia mínima de 10 pies de la salida de la campana, y deberán tener las facilidades necesarias para su limpieza periódica. Las

campanas utilizadas para materiales radiactivos o infecciosos, deben estar equipados con filtros de "ULTRA-HIGH EFFICIENCY".

Determinar el sistema de ventilación más efectivo, económico y seguro para un laboratorio, requiere de un considerable estudio, dentro del cual juega un papel muy importante la experiencia al respecto.

Donde la cantidad de aire de extracción es aproximadamente igual al aire extraído por las campanas de extracción, se las debe utilizar para sacar todo el aire de la áreas del laboratorio. En algunos casos, es necesario suministrar una cantidad de aire extra para poder realizar la extracción de las campanas.

Los ventiladores que utilizan las campanas, deben estar localizados en la final de la descarga para prevenir cualquier posibilidad de entrada de productos extraídos al edificio.

El aire extraído de las unidades de bioquímica, histología, esterilización, bacteriología y serología, deben ser descargados al exterior, sin recirculación. La unidad de serología-bacteriológica, deberá ser presurizada con respecto a las áreas adjuntas para evitar la posibilidad de infiltración de aerosoles, los cuales pueden contaminar el espécimen que está siendo procesado. El área general del laboratorio deberá estar con presión ligeramen-

te negativa para reducir la propagación de olores o contaminantes a otras áreas del hospital. La temperatura y la humedad deben mantenerse dentro del rango del confort.

La unidad de bacteriología no deberá tener un movimiento de aire indebido y se deberá tener un máximo cuidado para limitar su velocidad al mínimo. El cuarto esterilizado de transferencia, el cual debe estar dentro o adyacente, es un cuarto de medio estéril, y de donde el espécimen es transferido al medio cultivo.

Para mantener un ambiente estéril, un filtro de "ultra-high efficiency" deberá ser instalado en el ducto de mando cercano a la entrada del local. Al cuarto de cultivo, que esencialmente es una cocina, deberán extraérsele los vapores y los olores.

Los laboratorios de virus y enfermedades infecciosas, requieren consideraciones especiales. Una ventilación de mínimo 8 cambios por hora es recomendado para los laboratorios, los cuales deberán tener una presión negativa, para prevenir cualquier salida de microorganismos a las áreas adyacentes de los mismos. El aire extraído de estas áreas requerirá esterilización antes de ser expulsado al medio ambiente. Por lo mismo, el sistema de extracción deberá estar equipado con calentadores colocados en serie que aumenten la temperatura del aire a 600°F.

Un método más sencillo y más barato de esterilización, es la utilización de filtros "ULTRA-HIGH EFFICIENCY" en el sistema. Estos filtros vienen equipados con una resistencia eléctrica, la misma que se mantiene energizada cuando el ventilador está apagado, a fin de esterilizar el filtro previo a la sacada para cambiarlo. Las campanas de extracción también pueden ser esterilizadas con un spray de vapor de formaldehído.

CAPITULO III

CALCULO DE CARGA Y CARTA PSICROMETRICA

3.1.- CARGAS EXTERNAS

Para saber la capacidad del equipo a utilizarse para acondicionar un área cualquiera, es necesario determinar la carga efectiva, la misma que se compone de lo siguiente:

- 1.- Transmisión a través de ventanas, paredes y techos.
- 2.- Alumbrado por el sol.
- 3.- Personas.
- 4.- Aire exterior para renovación.
- 5.- Calor generado por máquinas y equipos.

Las cargas generadas por los agentes externos al laboratorio son los siguientes:

- 1.- Ganancia de calor por ventanas.
- 2.- Ganancia de calor por paredes y techos.
- 3.- Aire exterior necesario para la ventilación.

3.1.1.- GANANCIAS DE CALOR POR VENTANAS

La transferencia de calor a través de las ventanas es el punto más crítico en la evaluación de la carga de enfriamiento de un local acondicionado. Para poder determinar la carga generada por el sol es necesario conocer la orientación del edificio, la misma que se indica en el plano # 1.

Esta orientación es la que nos dará la fecha y hora en la que deberá realizarse la evaluación de la máxima carga de enfriamiento para cada local.

Habiendo hecho algunos cálculos para diferentes días y horas, se resume en la tabla # 8 (denominada "factores solares para ventana") las ganancias de calor de las ventanas expuestas directamente a la influencia del Sol (HG_{sol}) y para aquellas no expuestas directamente (HG_{m}), para las fachadas 3 y 4 que son las únicas que tiene el área del laboratorio.

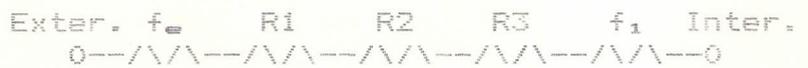
Estas ganancias están expresadas en BTU/Hr pie² y están basadas en la utilización de vidrios transparentes de 1/4 pulg de espesor y en el empleo de cortinas interiores que producen un coeficiente de sombra interna de 0.75, datos que fueron obtenidos en conversaciones con personas del departamento de planificación de unidades médicas del IESS.

Las ventanas del laboratorio que dan hacia las fachadas 3 y 4, no tienen una exposición directa al sol, ya que el mismo se encuentra ubicado en el primer piso de un edificio de 7 plantas, y estas ventanas dan

practicamente nulo, por lo que se asumirá
aire en reposo.

A continuación se presenta un diagrama de
las resistencias presentes:

Resistencia total techo



De donde obtenemos que $R = f_e + R_1 + R_2 + R_3 + f_1$
De la tabla # 9, podemos obtener los
valores de resistencia térmica, de donde
tendremos:

| <u>Resistencias térmicas</u> | <u>°F*Hr*Ft²/BTU</u> |
|------------------------------|----------------------|
| f_e = Coef. filmico ext. | 0.25 |
| R_1 = Resist. del hormigón | 1.11 |
| R_2 = Espacio de aire | 0.92 |
| R_3 = Tumbado de yeso 1/2" | 0.32 |
| f_1 = Coef. filmico int. | 0.92 |
| | 3.52 |

Por lo que:

$$U_{\text{techo}} = 1/R_T = 0.3 \text{ BTU/Hr.°F.Ft}^2$$

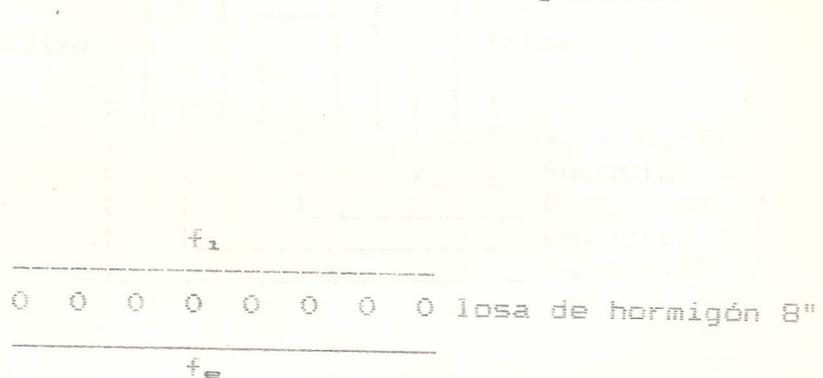
Como consideramos una diferencia de
temperatura de 10°F, tendremos que el
factor de ganancia para techos es:

$$U/\Delta T = 3 \text{ BTU/Hr.}^\circ\text{F}$$

Que es el factor que utilizaremos para la ganancia por el tumbado.

b) Ganancias por pisos.

En los pisos, tenemos lo siguiente:



El diagrama de resistencias será:



$$R_T = f_i + R_1 + f_e$$

De donde:

| <u>Resistencias térmicas</u> | $^\circ\text{F}\cdot\text{Hr}\cdot\text{Ft}^2/\text{BTU}$ |
|-------------------------------------|---|
| $f_i = \text{Coef. filmico int.}$ | 0.61 |
| $R_1 = \text{Resist. del hormigón}$ | 1.11 |
| $f_e = \text{Coef. filmico ext.}$ | 0.92 |
| | 2.64 |

Por lo que:

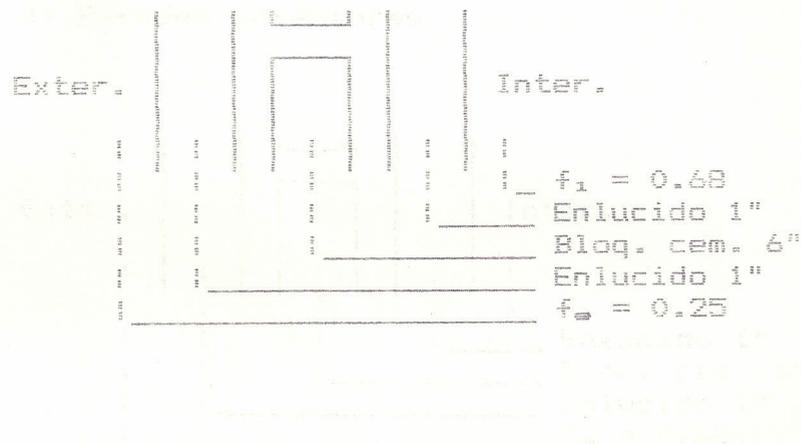
$$U_{\text{piso}} = 0.38 \text{ BTU/Hr.}^\circ\text{F}\cdot\text{Ft}^2$$

Utilizando $\Delta T = 10^\circ\text{F}$, obtenemos un factor para piso de:

$$U/\Delta T = 4 \text{ BTU/Hr.}\cdot\text{Ft}^2$$

c) Paredes exteriores

Para paredes exteriores tenemos lo siguiente:



| Exter. | f_e | R1 | R2 | R3 | f_1 | Inter. |
|------------------------------|----------------------------|---------------------|------------------------|----------------------------|-------|---|
| | 0.25 | 0.20 | 0.91 | 0.20 | 0.68 | |
| <u>Resistencias térmicas</u> | | | | | | <u>$^{\circ}\text{F} \cdot \text{Hr} \cdot \text{Ft}^2 / \text{BTU}$</u> |
| | $f_e =$ Coef. filmico ext. | | | | | 0.25 |
| | | R1 = Enlucido de 1" | | | | 0.20 |
| | | | R2 = Bloque cemento 6" | | | 0.91 |
| | | | | R3 = Enlucido de 1" | | 0.20 |
| | | | | $f_1 =$ Coef. filmico int. | | 0.68 |
| | | | | | | <hr/> |
| | | | | | | 2.24 |

$U = 0.45 \text{ BTU/Hr.}^{\circ}\text{F.Ft}^2$

Los diferenciales de temperatura a utilizar seran:

9 a.m. ==> $\Delta T = 9^{\circ}\text{F}$

4 p.m. ==> $\Delta T = 16^{\circ}\text{F}$

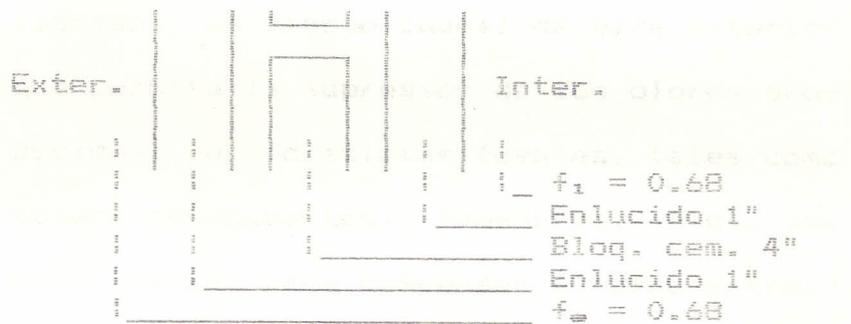
Por lo tanto los factores de carga son los siguientes:

9 a.m. ==> $U/\Delta T = 4.0 \text{ BTU/Hr.Ft}^2$

4 p.m. ==> $U/\Delta T = 7.0 \text{ BTU/Hr.Ft}^2$

d) Paredes interiores

El diagrama muestra las localizaciones de las paredes interiores.



El coeficiente de transferencia de calor es:

La resistencia térmica de cada una de las paredes interiores es:

El coeficiente de transferencia de calor es:

| Exter. f_e | R1 | R2 | R3 | f_1 | Inter. |
|--------------|------|------|------|-------|--------|
| 0 | 0.20 | 0.71 | 0.20 | 0.68 | 0 |

El coeficiente de transferencia de calor es:

El coeficiente de transferencia de calor es:

| <u>Resistencias térmicas</u> | | $^{\circ}\text{F}\cdot\text{Hr}\cdot\text{Ft}^2/\text{BTU}$ |
|------------------------------|--|---|
| f_e = Coef. filmico ext. | | 0.68 |
| R1 = Enlucido de 1" | | 0.20 |
| R2 = Bloque cemento 4" | | 0.71 |
| R3 = Enlucido de 1 " | | 0.20 |
| f_1 = Coef. filmico int. | | 0.68 |
| | | 2.47 |

El coeficiente de transferencia de calor es:

De donde obtendremos que el coeficiente U

será:

$U = 0.4 \text{ BTU/Hr.}^{\circ}\text{F.Ft}^2$

Como normalmente se usa un diferencial de temperatura de 10°F, obtendremos un factor de carga de: $U/\Delta T = 4.0 \text{ BTU/Hr.Ft}^2$

3.1.3.- AIRE EXTERIOR PARA VENTILACION

Es necesario proveer a los locales acondicionados, un cierto caudal de aire exterior que permita la supresión de los olores producidos por distintas fuentes, tales como número de ocupantes, fumadores, etc., así como también para compensar el aire extraído por los ventiladores de descarga.

La renovación del aire varia de acuerdo a diferentes factores. En la tabla # 7 se da la cantidad de aire fresco mínimo consumido por hora en diferentes sitios de un hospital.

Tomando el valor de cambios por hora indicado para laboratorios en general, obtenemos un volumen de aire requerido de:

$$A_{\text{cuarto}} = 4586 \text{ ft}^3$$

$$V_{\text{cuarto}} = 45860 \text{ ft}^3$$

$$CFM_{\text{AE}} = (\text{cambios/Hr}) * V_{\text{cuarto}} / 60$$

$$CFM_{\text{AE}} = 1530 \text{ CFM.}$$

La cual es la cantidad mínima necesaria de aire exterior que se debe suministrar al laboratorio.

Como habíamos mencionado en capítulos anteriores, en los laboratorios hay que tener especial cuidado respecto a la presurización de los ambientes, por lo que se hace necesario realizar un balance del aire suministrado y extraído, a fin de lograr los objetivos propuestos.

La cantidad de aire exterior será determinada posteriormente, a partir del balance de aire, siempre que este nos de un valor mayor a dos cambios por hora.

La actividad que determina el calor latente es el índice de calor generado por una persona a diferentes temperaturas ambientales, calorías y con distintos grado de actividad. Se sabe también que para un local a 70°F (21°C) y considerando una actividad media, se requiere un suministro de aire de 200 ft³ por persona y hora. El calor que se genera será:

- Calor sensible = 200 ft³ por persona
- Calor latente = 250 ft³ por persona

Considerando estos factores y considerando los niveles de ocupación indicados por el personal de planificación del 1980, se determinó la cantidad de aire que se requiere por las personas.

3.2.- CARGAS INTERNAS

Al igual que las ganancias por cargas externas, las ganancias internas consisten en calor radiado que pueden tener su origen en las siguientes fuentes:

- 1.- Ganancia de calor por personas
- 2.- Ganancia de calor por luces
- 3.- Ganancia de calor producida por equipos

3.2.1.- GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS

Como sabemos, en el cuerpo humano se producen transformaciones exotérmicas cuya intensidad es variable según el individuo y la actividad que desarrolla. En la tabla #10, se indican las cantidades de calor generado por una persona a diferentes temperaturas ambientales interiores y con distinto grado de actividad. De esta tabla obtenemos que para un local a 75°F TBS y considerando una actividad similar a la de un individuo sentado dentro de una farmacia, el calor que se genera será:

Calor sensible = 250 BTU/Hr-persona

Calor latente = 250 BTU/Hr-persona

Utilizando estos factores y considerando los niveles de ocupación indicados por el personal de planificación del IEES, se determina la ganancia térmica originada por las personas.

3.2.2.- GANANCIA DE CALOR POR LUCES

Debido a que en un laboratorio se necesita un buen nivel de alumbrado, se ha escogido un factor de 23 watt/ft² de piso. A partir de este valor podemos obtener el factor de luces que se va a utilizar:

$$\text{Factor de luces} = 2.3 * 3.412 * 1.25$$

Donde:

$$3.412 = \text{(BTU/Hr)/watt}$$

1.25 = Factor de aumento de capacidad para lámparas fluorescentes. Esto es para contrarrestar la potencia consumida por el balaustre. Para el caso de luces incandescentes este factor es la unidad.

$$\text{Factor de luces} = 10$$

Con este valor se calcula la ganancia de calor sensible producido por las lámparas fluorescentes de iluminación.

3.2.3.- GANANCIA DE CALOR POR EQUIPOS

En los laboratorios, el calor generado por los equipos representan un porcentaje importante de carga térmica total; por lo que, es necesario que se preste especial atención al tipo y tamaño de los equipos que van a ser utilizados.

Para efectos del presente diseño, los inter-

resados suministraron los siguientes datos:

Cuarto 1.- Hematología

1.- Un esterilizador de instrumentos eléctricos. Este equipo genera lo siguiente:

Dimensiones: 17" X 8" X 6".

El esterilizador genera lo siguiente:

$$Q_s = 2.7 \text{ MBH}$$

$$Q_L = 2.4 \text{ MBH}$$

2.- Un horno eléctrico de 3.3 KW.

Este equipo, de acuerdo a datos de la ASHRAE genera aproximadamente:

$$Q_s = 2100 \text{ BTU/Hr.}$$

Cuarto 3.- Química especial

1.- Un mechero tipo bunsen a gas. Este equipo genera lo siguiente:

La ganancia de calor es de tipo latente y sensible. Este equipo genera lo siguiente:

$$Q_L = 245 \text{ BTU/Hr. (sensible) generada por la$$

$$Q_s = 1000 \text{ BTU/Hr. (latente) generada por la$$

2.- Horno eléctrico de 8KW. Este equipo genera lo siguiente:

Esto representa una ganancia de:

$$Q_s = 4420 \text{ BTU/Hr. (sensible) generada por la$$

3.- Equipos varios. Este equipo genera lo siguiente:

Se estimó aproximadamente una ganancia de

$$700 \text{ BTU/Hr. (sensible) generada por la$$

Cuarto 5.- Microbiología

1.- Un horno eléctrico de 1.8 KW.

Tiene una generación de 1000 BTU/Hr.

2.- Equipos varios.

Carga estimada de 700 BTU/Hr.

Cuarto 6.- Lavado y esterilización

1.- Un esterilizador de 60 litros.

Este equipo genera la siguiente carga sensible y latente:

$$Q_L = 24720 \text{ BTU/Hr}$$

$$Q_S = 6110 \text{ BTU/Hr}$$

2.- Equipos varios.

Dos equipos con motores de 1/20 HP, los que originaran una carga de:

$$Q_S = 1000 \text{ BTU/Hr}$$

$$Q_L = 245 \text{ BTU/Hr.}$$

Todos los datos obtenidos en el presente capítulo, nos permiten confeccionar la tabla # 11, en la cual se resumen la ganancia de calor sensible producida por la transmisión en ventanas, paredes interiores y exteriores, techo y piso; así como también por las personas, luces y equipos presentes en el sitio acondicionado. Se resume además, la carga latente producida por las personas y equipos que se encuentran en el local.

La carga total es el resultado de la suma de las ganancias de calor sensible y latente.

Los cálculos se realizaron en las siguientes:

3.3.- CONFECION DE LA CARTA PSICROMETRICA

Una vez calculadas las ganancias de calor del local acondicionado, las cuales son:

/ $q_s =$ calor sensible del local = 131.2 MBH

\ $q_L =$ calor latente del local = 43.3 MBH

/ $q_T =$ calor total del local = 174.5 MBH

\ $q_T = q_s + q_L$

/ $SHR = \frac{q_s}{q_T} = \frac{131.2}{174.5} = 0.75$

\ $SHR = \frac{q_s}{q_s + q_L} = \frac{131.2}{131.2 + 43.3} = 0.75$

Calor total del local = 174.5 MBH

Con estos valores podemos calcular la razón de calor sensible (SHR), la cual es igual a este caudal de suministro (CFM_s) total de refrigeración. Vale

/ $SHR = \frac{q_s}{q_T}$

\ $SHR = \frac{131.2}{174.5} = 0.75$

El punto A representa las condiciones del aire a la

En el presente cálculo tenemos:

$SHR = 131.2/174.5 = 0.75$

Como sabemos, el objetivo del análisis psicrométrico es determinar el caudal de aire de suministro (CFM_s) y las condiciones de dicho aire, así como la capacidad total en BTU/Hr del equipo de refrigeración.

Los cálculos ha realizarse son los siguientes:

En la figura 3 se presenta esquemáticamente el equipo a utilizarse así como su interconexión con el local acondicionado.

El punto 1 representa las condiciones del aire exterior, las que a la hora del diseño (4:00 p.m.), son de 91.5°F BS y 79.8°F BH, según la tabla # 12.

El punto 2 representa las condiciones del aire de retorno, que por supuesto serán las mismas que las del local acondicionado, esto es 75°F BS y 50% de humedad relativa, la cantidad de aire que retorna aún no la conocemos.

El punto 3 representa las condiciones del de mezcla, es decir las condiciones del aire a la entrada del serpentín de enfriamiento. Este caudal de suministro, CFM_e , también es desconocido. Vale la pena indicar que las condiciones del punto 3 estarán en la línea que une el punto 1 con el punto 2 en la carta psicrométrica.

El punto 4 representa las condiciones del aire a la salida del serpentín de enfriamiento y su caudal CFM_e es desconocido, como ya habíamos indicado.

El punto 5 representa las condiciones del aire de suministro y ya conocemos que dichas condiciones deben estar comprendidas en la línea SHR del cuarto acondicionado.

Para realizar el análisis psicrométrico, en primer lugar, se ubica en la carta los puntos 1 y 2, los

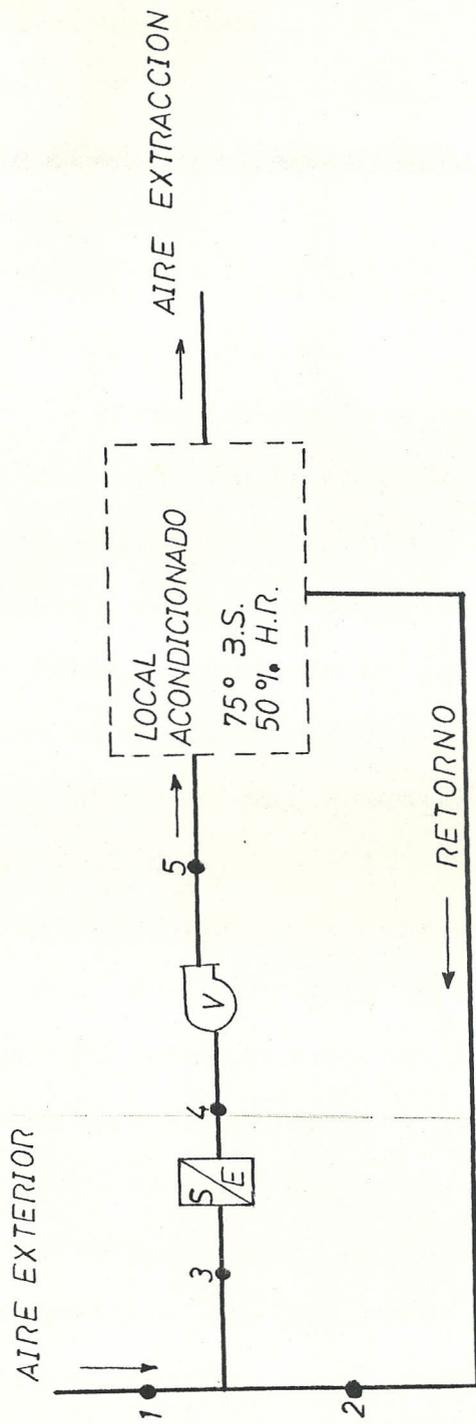


FIGURA 3

DIAGRAMA ESQUEMATICO DEL EQUIPO A USARSE

cuales son conocidos:

$TBS_1 = 91.5^\circ F$

$TBH_1 = 79.8^\circ F$

Y el otro punto:

$TBS_2 = 75^\circ F$

$HR = 50\%$

Ahora, es necesario que se calcule el aire de suministro, cuyo flujo en cada cuarto dependerá de uno de los siguientes factores:

a) Del caudal de aire necesario para desalojar toda la carga térmica generada en los cuartos, para cuyo cálculo se tiene que conocer el ΔT del cuarto, el cual se obtiene del desarrollo de la carta psicrométrica. O,

b) De la cantidad de cambios por hora mínimo establecidos en la tabla # 7, para diferentes ambientes acondicionados en hospitales. Para el presente diseño se eligió 9 cambios por hora para los cuartos del laboratorio y 2 cambios por hora para el corredor.

Para determinar el ΔT del cuarto es necesario desarrollar la carta psicrométrica, para lo cual hay que realizar algunos tanteos. Con la línea del SHR, y con la humedad relativa de salida del aire del serpentín asumida en 95%, obtendremos una temperatura de prueba en el punto 4 de aproximadamente $51.5^\circ F$.

Ahora bien, es necesario observar que el aire al pasar por el ventilador debido al caballaje del motor elevará su temperatura, la misma que puede ser calculada a partir de la fórmula:

$$\Delta T = 0.74 SP$$

Como el sistema diseñado es del tipo de mediana presión, esta diferencia de temperatura se la ha calculado en 2.2°F. Por lo tanto la temperatura de prueba del punto 5, será de:

$$T_5 = 51.5 + 2.2 = 53.7 \text{ °F}$$

Por lo tanto la diferencia de temperatura a utilizarse como primera aproximación será de:

$$\Delta T_5 = 75 - 53.7 = 21.3 \text{ °F}$$

Con este valor encontramos:

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

seleccionamos el valor que en la Tabla # 13 de

une al punto 1 con el 2 y a partir de este punto seguimos una curva paralela a las indicadas en la carta y así encontramos la nueva temperatura T_4 leida sobre la línea SHR, cuyo valor es:

$$T_4 = 52^\circ\text{F}$$

Por lo que:

$$T_5 = 52 + 2.2 = 54.2^\circ\text{F}$$

Y de donde:

$$\Delta T_5 = 75 - 54.2 = 20.8^\circ\text{F}$$

Con este valor de ΔT podemos calcular los CFM de suministro para cada cuarto, necesarios para eliminar la carga térmica. Por otra parte, como habíamos mencionado, es necesario considerar los cambios/Hr mínimos necesarios para este tipo de instalaciones, por lo que en la Tabla # 13 se hace un resumen de los cálculos realizados de las dos maneras, de la cantidad de CFM suministrados a cada cuarto, seleccionando el valor más alto obtenido, como el caudal que se mandará a cada uno de ellos. Las cantidades obtenidas en el cálculo anterior no son las definitivas, ya que como habíamos mencionado anteriormente, en los laboratorios hay que tener especial cuidado respecto a la presurización de los ambientes, por lo que se hace necesario un balance del aire suministrado y extraído, el mismo que debe estar de acuerdo con las normas de la ASHRAE. Además, hay que considerar

siguiente manera:

$$h_3 = h_1 + (2300/7400)*(h_1-h_2)$$

$$h_3 = 28.12 + (2300/7400)*15.43$$

$$h_3 = 32.92$$

Por otra parte, obtenido el valor de la entalpía a la entrada del serpentín, el cual es:

$$h_4 = 20.86$$

Podemos calcular la capacidad del serpentín de enfriamiento, a partir de la siguiente fórmula:

$$Q_{\text{serpentín}} = 4.5 \text{ CFM} \cdot (h_3 - h_4) \cdot 7400$$

$$Q_{\text{serpentín}} = 4.5 \cdot 7400 \cdot (32.92 - 20.86)$$

$$Q_{\text{serpentín}} = 401600 \text{ BTU/Hr}$$

que es la capacidad total del sistema que se está diseñando.

En el capítulo anterior ya se estableció la cantidad de aire que se suministrará a cada uno de los locales del laboratorio. En el plano N.º 3 se lo representó en planta. Ahora, en el laboratorio, en donde se indica la cantidad de aire de mando, retorno y extracción, las que han sido determinadas haciendo un análisis especial para poder preverificar los diferentes volúmenes de acuerdo con las normas establecidas por la ASHRAE. En la tabla N.º 1 se lo hace un listado de los diferentes volúmenes requeridos.

CAPITULO IV

CALCULO DE DUCTOS DEL SISTEMA

4.1.- CANTIDAD DE AIRE SUMINISTRADO A CADA CUARTO

Como uno de los resultados del análisis psicrométrico se obtuvo el caudal de aire de mando que debe suministrarse al local acondicionado para desalojar el calor allí almacenado. En este capítulo se tratará acerca de la manera de distribuir el flujo de aire dentro del local, utilizando una red de ductos para el efecto.

En el capítulo anterior ya se estableció la cantidad de aire que se suministrará a cada uno de los locales del laboratorio. En el plano # 3 se ha representado en Planta todo el laboratorio, en donde se indica la cantidad de aire de mando, retorno y extracción, las que han sido determinadas haciendo un análisis especial para poder presurizar los diferentes ambientes, de acuerdo con las normas establecidas por la ASHRAE. En la tabla # 14 se ha hecho un listado de los diferentes caudales referidos.

4.2.- DISEÑO DE DUCTOS

Para diseñar los ductos es necesario ubicar el sitio donde van a ir ubicados los difusores y las rejillas, tomando la precaución de colocarlos en una posición tal, de manera que el aire se distribuya uniformemente para que no produzca molestias a las personas que se encuentran en los locales acondicionados, así como también cuidando no se desmejore la estética del tumbado, para lo cual se debe tratar de situarlos simétricamente. Necesitamos además, conocer el lugar en que va a estar ubicada la unidad manejadora (UCMA 6), lo que debe ser decidido junto con el personal de Ingenieros encargados de los diferentes tópicos de los que consta todo el proyecto.

Una vez conocida la ubicación de los difusores, rejillas y la UCMA se procedió a hacer el trazado de ductos, el mismo que debe estar de acuerdo con la estructura del edificio, así como también, se debe tomar en consideración el desarrollo de otros sistemas, tales como: tuberías de agua potable, sanitarias, del tendido eléctrico, contra incendio, oxígeno, etc., a fin de tratar de evitar los problemas que se presentan en el momento del montaje general. En el plano # 4 se esquematiza el recorrido de los ductos del sistema de suministro de aire, el que nos servirá para dimensionarlos.

Utilizando el método de reganancia estática, se ha hecho el cálculo de todo el sistema de aire de suministro, el que se realiza con la ayuda de un programa de computadora. (Tabla # 17), cuya

Para iniciar este cálculo es necesario especificar la velocidad del ducto principal, la que se determina utilizando los valores dados en la tabla # 15. Para el presente diseño se ha escogido 1800 ft/min (FPM). Como se ha empleado recalentamiento, los serpentines originan pérdida de presión estática adicional, por lo que el sistema diseñado es de media presión. Este dato también debe ser alimentado inicialmente al computador, para consideraciones de fabricación de los ductos. (Tabla # 16)

En la tabla # 16 se presenta la hoja de resultados suministrados por el computador, donde se indica el flujo y la velocidad del aire, las dimensiones del ducto y la pérdida de presión estática para cada tramo de ducto. (Figura # 18) Ilustración del diseño de los ductos

Debido a que son pocos los cuartos que no tienen retorno de aire, este se lo hace mediante un sistema de plenum, utilizando para el efecto el tumbado falso. (Figura # 19) Ilustración del tumbado falso

Para el diseño de los ductos del sistema de extracción, vamos a utilizar el método de igual fricción, el mismo que se basa en mantener para cualquier tramo de ducto, igual porcentaje de

pérdida de presión debido a la fricción del aire dentro del ducto.

Para lograr la extracción necesaria se han localizado 4 extractores de aire (tabla # 17), cuya acción se ha escogido de acuerdo a los ambientes a los que prestan servicio, a fin de evitar correr riesgos de contaminación en uno u otro sentido, en el caso de que el sistema falle y se apague.

Para el diseño del sistema de extracción podemos utilizar el método de fricción constante, ya que los ductos tienen poco recorrido, por lo que los cálculos realizados de esta manera serán lo suficientemente exactos.

En la figura # 5 presentamos un diagrama esquemático del recorrido de ductos pertenecientes al extractor de aire EA-N1-19, designación que la mantenemos de acuerdo al diseño global del aire acondicionado del hospital, con la ayuda de este diagrama se va a ilustrar el diseño de los ductos para este extractor, forma en la cual se realizó el cálculo de todos los demás sistemas de extracción.

Para realizar el cálculo, inicialmente fijamos la velocidad del ducto principal, la que para el presente caso es de 850 Ft/min. Con un caudal de 600 Ft³/min y con la velocidad que queremos manejar, vamos a la figura # 6 donde calculamos la pérdida de fricción por cada 100 Ft para este tramo

EA - N1-19

600cfm

FIGURA NO. 5
DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DEL
RECORRIDO DE DUCTOS DEL
EXTRACTOR DE AIRE EA-N1-19

PIE CUBICO POR MINUTO

EA - NI-19

600cfm



200

3.50

200

2.70

200

9.50
200

100

5.00

100

100

100

13.00

50

1.50

50

FIGURA No. 5
DIAGRAMA ESQUEMATICO DEL
DUCTO DE EXTRACTOR EA·NI·19

PERDIDA DE FRICCION EN PULG. DE H2O/100'

FIGURA No. 6

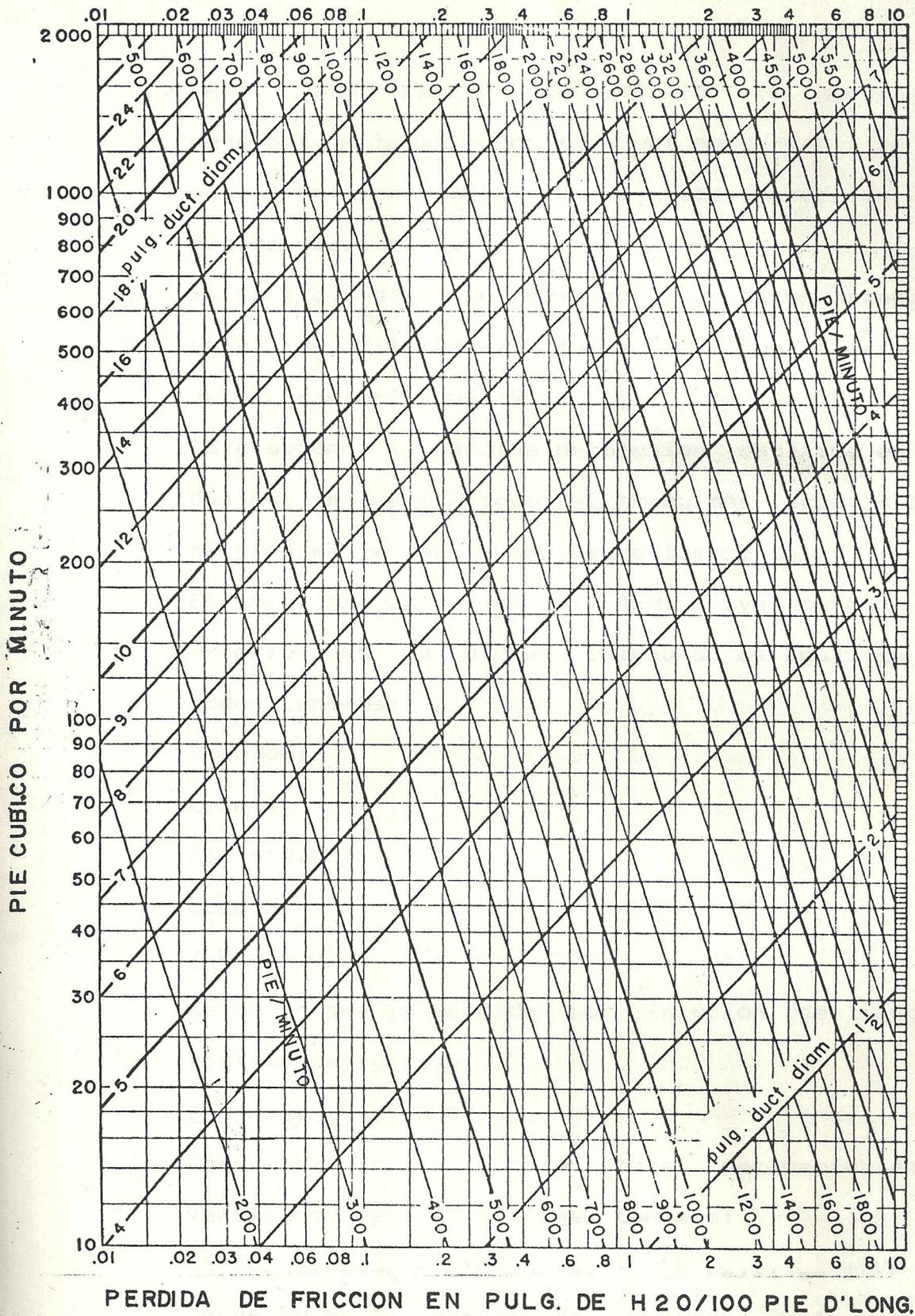


FIGURA No. 6

(AB). Esta pérdida de fricción la mantenemos constante a lo largo de todo el recorrido, lo que nos permitirá calcular las dimensiones de los ductos necesarios.

En la tabla # 18 se resumen los datos obtenidos para los diferentes tramos de ductos del sistema del extractor EA-N1-19.

Para obtener la pérdida de presión estática en los ductos, se debe escoger el tramo más largo, a cuya pérdida se le debe sumar la de los codos.

El tramo más largo es el AEH, cuya pérdida por fricción es de 0.0821 pulgadas de agua. En los codos tenemos:

Asumido: Long y dimensiones, así como los serpentines
codo 1:

$\Delta P = 0.0023$

codo 2:

$\Delta P = 0.0003$

Es decir que la pérdida por fricción de todo el sistema es igual a:

$$\Delta P_{\text{ductos}} = 0.0847$$

Para obtener la presión total necesaria en el ventilador para el sistema, tenemos:

$$\Delta P_{\text{ventilador}} = \Delta P_{\text{ductos}} + \Delta P_{\text{rejillas}} + VP$$

Donde VP es la presión de velocidad a la entrada del ventilador.

Como sabemos que:

$$VP = (V/4005)^2$$

De donde debido a que $V = 850$ Ft/min:

$$VP = 0.045$$

Las pérdidas en las rejillas de extracción asumidas son de 0.1 pulgadas de agua, por lo que tendremos:

$$\Delta P_{\text{ventilador}} = 0.3297 \text{ pulgadas de agua}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = 0.33 \text{ pulgadas de agua}$$

La presión total de cada uno de los extractores involucrados en el presente diseño son enlistados con su respectiva designación en la tabla # 19.

En el plano # 5 se presenta a escala el plano general de los sistemas diseñados, donde se han dibujado todas las características de los ductos, su ubicación y dimensiones, así como los serpentines de recalentamiento y los termostatos. También se localiza el plenum de retorno y todo el sistema de extracción con la ubicación de su extractor respectivo.

Se garantiza que el aire extraído de los edificios, al pasar por el equipo, en ningún caso se volverá más caliente que el aire que entra en el caso de la rejilla de extracción, garantizándose el aire al ser tirado por el extractor sea más fresco que el local.

Para determinar el tamaño de cada uno de los serpentines de distribución de aire, sean estos calefactores o enfriadores de agua, se considerará los siguientes parámetros:

1. $(\Delta T)_{\text{aire}} = 10^\circ\text{F}$ de aire que se extrae de cada

4.3.- SELECCION DE DIFUSORES Y REJILLAS

Una vez determinada la cantidad de aire para cada ambiente, se procede a la selección de difusores o rejillas de distribución de aire, que son aquellos elementos decorativos que nos entregan el aire y lo distribuyen en los cuartos.

Como sabemos, los difusores son los elementos colocados en el tumbado falso, que distribuyen el aire en 1, 2, 3, 4 o infinito número de direcciones (difusor circular), dependiendo del número de vías que tengamos que atender.

Se denominan rejillas de mando a aquellos elementos que poseen alabes directores y están colocados en las paredes laterales de las habitaciones.

Las rejillas de retorno o extracción son aquellas que poseen alabes fijos y pueden estar colocados en el tumbado falso o paredes, siendo su función principal la de permitir que el aire suministrado a los ambientes retorne al equipo, en cuyo caso se denomina rejilla de retorno; o, en el caso de la rejilla de extracción, permitir que el aire al ser tomado por un extractor sea expulsado del local.

Para determinar el tamaño de cada uno de los elementos de distribución de aire, sean estos difusores o rejillas de mando, deben conocerse los siguientes parámetros:

1.- CAUDAL (CFM) de aire a ser manejado por el

elemento.

2.- TIRO (Ft) que es la distancia existente entre el difusor y el suelo (10Ft para el presente caso).

3.- VELOCIDAD (FPM) que debe tener el aire a la entrada del difusor, esta velocidad es importante y se ha escogido como máximo 500 Ft/min, para estar dentro de los niveles de sonido permitidos según la norma de la ASHRAE.

Con todos estos datos, se tiene que seleccionar los difusores con ayuda de un catálogo de cualquiera de los fabricantes. En el presente diseño se han seleccionado estos elementos, utilizando el catálogo de AIR GUIDE, fabricante norteamericano de difusores y rejillas, el mismo que sirvió para realizar la selección respectiva.

Los difusores serán de aluminio anodizado y provistos de registros manuales de alabes contrapuestos, iguales o similares al modelo AVP serie "FM" de AIR GUIDE.

Las rejillas de retorno y extracción serán de aluminio anodizado, con alabes inclinados y con separación no mayor de 3/4", igual o similares al modelo RACB-OB de AIR GUIDE.

En la tabla # 20, 21 y 22 se presenta la planilla de los difusores y rejillas seleccionados de acuerdo a los criterios expuestos.

...CAPITULO V...
...en el exterior de
...la unidad o en el interior... con grateras
...SELECCION DE EQUIPOS...
...los
...ventiladores para que la velocidad de salida del

5.1.- SELECCION DE LA UNIDAD MANEJADORA DE AIRE

En el presente capítulo se hará básicamente una exposición pormenorizada de las características que deberán cumplir los equipos a ser instalados en el sistema concerniente al presente estudio. Estas especificaciones tendrán que ser observadas por el contratista encargado de suministrar el sistema de acondicionamiento de aire. A fin de ilustrar la forma en que se debe proceder para la selección de los diferentes equipos, se han utilizado marcas conocidas existentes en el mercado. La unidad manejadora de aire deberá tener la capacidad certificada de acuerdo con la norma ARI Nº 430-66 y llevará el sello del AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION INSTITUTE (ARI). Esta unidad deberá tener las siguientes características:

- a) Carcasa: será de plancha galvanizada o pintada. Tendrá paneles removibles para el fácil acceso a todos los componentes internos y tendrá aislamiento térmico en su interior.
- b) Ventilador: será del tipo centrífugo; montado sobre eje de acero, soportado sobre rodamientos de

bolas auto-alineables, instalados en el exterior de la unidad o en el interior pero con graseras extendidas al exterior. Se seleccionaran los ventiladores para que la velocidad de salida del aire (OUT LET VELOCITY) no sea mayor que 1800 Ft/min.

c) Sistema de accionamiento del ventilador: Por bandas trapezoidales con polea de diámetro fijo en el ventilador y polea de diámetro variable en el motor para regulación de la velocidad del ventilador en más o menos 5 % de la velocidad de diseño. La banda se seleccionará para una potencia no menor del 120 % de la potencia del motor, y la potencia del motor se seleccionará con un mínimo del 20 % de margen sobre la potencia requerida en el eje del ventilador cuando este opera a la velocidad de diseño, se suministrará además un tapabandas para cada una de las unidades.

d) Serpentes de agua helada: Serán fácilmente removibles de la unidad sin necesidad de desarmarla completamente. Los serpentes tendrán tubos de cobre, aletas continuas de aluminio y carcasa de acero galvanizado y serán seleccionados para una velocidad máxima de flujo de aire de 500 Ft/min y 8 Ft/seg como máxima velocidad del agua en los tubos.

e) Motores eléctricos: Serán trifásicos para operación a 460 voltios, 60 Hz. Serán a prueba de

goteo del tipo ODP.

f) Aisladores de vibración: Todas las unidades estaran montadas sobre aisladores de caucho o resortes.

La selección de la UCMA se hace con el catálogo de cualquiera de los fabricantes de estos equipos, y esta dependerá de la persona que va a encargarse del suministro del sistema de aire acondicionado.

Para el presente trabajo se ha seleccionado la UCMA con el catálogo de TRANE, marca Estadounidense muy conocida en el mercado. (Ver tabla # 23).

Habiendo fijado la velocidad del aire en el serpentín y con la cantidad de aire que va a fluir por el mismo, se selecciona la máquina utilizando la carta # 2 (pag. 68) del Manual Central Station Air Handlers, la misma que será una unidad # 17.

Con la unidad seleccionada pasamos a la tabla # 9 del mismo Manual de Aire Acondicionado de TRANE "CENTRAL STATION AIR HANDLERS" donde se indica el tamaño del serpentín para condiciones standard, 30 pulgadas x 81 pulgadas, lo que equivale a un área de serpentín de 16.87 Ft².

Este valor es mayor al que se calculó a partir de la velocidad asumida de 500 Ft/min, por lo que la velocidad real del aire en el serpentín será de 440 Ft/min.

Para seleccionar el serpentín de enfriamiento y el siguiente:

determinar las temperaturas reales de salida del aire, debemos recurrir al catálogo respectivo del mismo fabricante, para lo cual es necesario conocer los siguientes datos:

ENTRADA DEL AIRE

TBS (EDB) = 80.3 °F

TBH (EWB) = 68.8 °F

ENTRADA DEL AGUA

TEA (EWT) = 44 °F

ΔT del agua (WTR) = 10 °F

CARGA TERMICA

Miles de BTU/Hr*Ft² (MBH/Ft²) = 23.8

Vel.del agua (FPS) = (GPM*1.66)/ancho del serpentín
= 4.4 Ft/seg.

Con estos datos vamos a las páginas 48, 49 y 50 del Manual para Aire Acondicionado de TRANE "COOLING AND HEATING COIL APPLICATION AND SELECTION DATA" donde interpolando entre 80° y 90° EDB, 68° y 69° EWB y entre 4 y 8 FPS, obtenemos la temperatura del aire, la cual es:

SALIDA DEL AIRE:

TBS = 52.38 °F

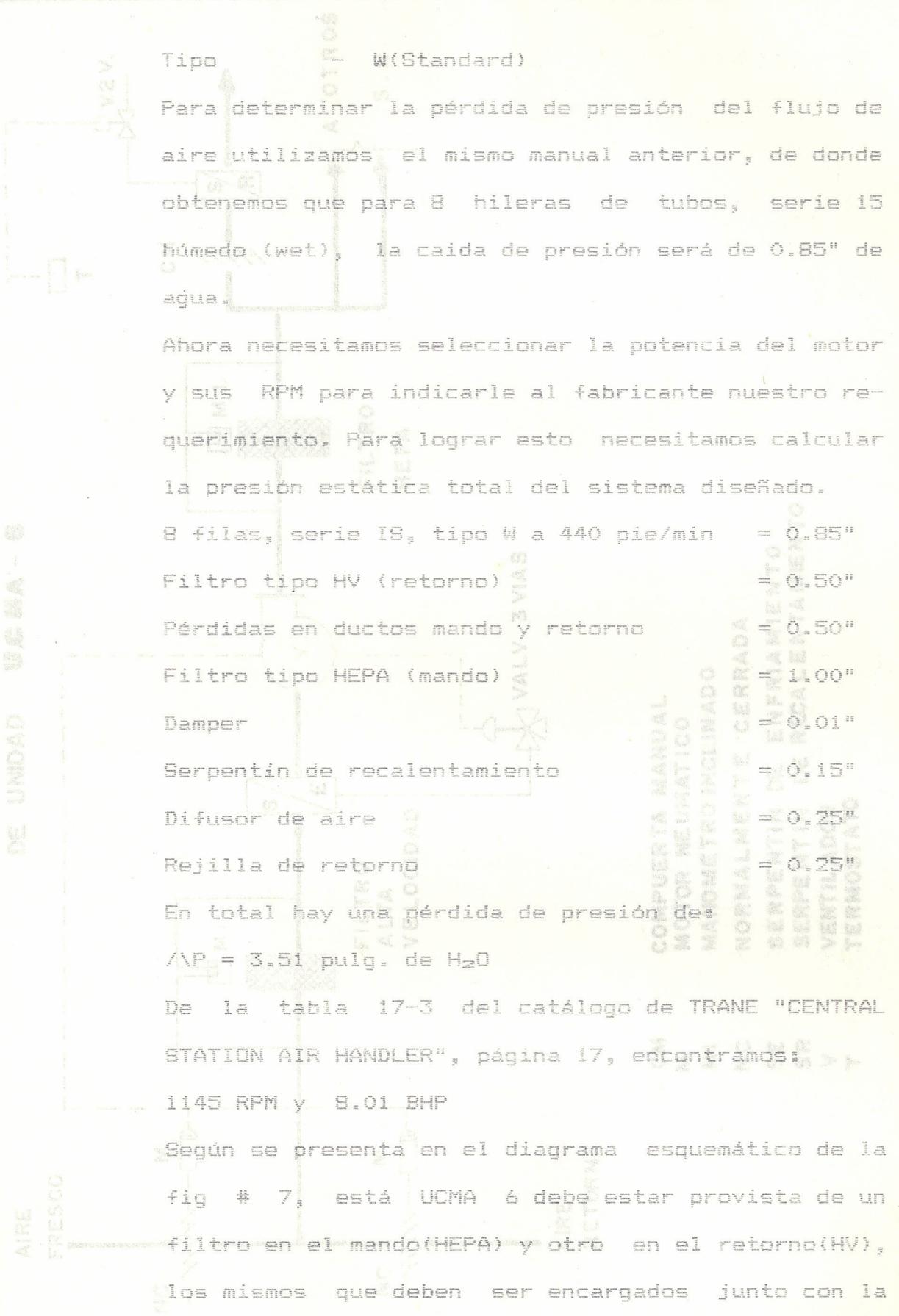
TBH = 52.16 °F

El serpentín seleccionado de las mismas tablas es el siguiente:

Nº de filas - 8

Serie - 15

FIGURA No. 7
 DIAGRAMA DE CONTROL ESQUEMATICO
 DE UNIDAD UCMA - 6



Tipo W(Standard)

Para determinar la pérdida de presión del flujo de aire utilizamos el mismo manual anterior, de donde obtenemos que para 8 hileras de tubos, serie 15 húmedo (wet), la caída de presión será de 0.85" de agua.

Ahora necesitamos seleccionar la potencia del motor y sus RPM para indicarle al fabricante nuestro requerimiento. Para lograr esto necesitamos calcular la presión estática total del sistema diseñado.

- 8 filas, serie IS, tipo W a 440 pie/min = 0.85"
- Filtro tipo HV (retorno) = 0.50"
- Pérdidas en ductos mando y retorno = 0.50"
- Filtro tipo HEPA (mando) = 1.00"
- Damper = 0.01"
- Serpentín de recalentamiento = 0.15"
- Difusor de aire = 0.25"
- Rejilla de retorno = 0.25"

En total hay una pérdida de presión de:

$$\Delta P = 3.51 \text{ pulg. de H}_2\text{O}$$

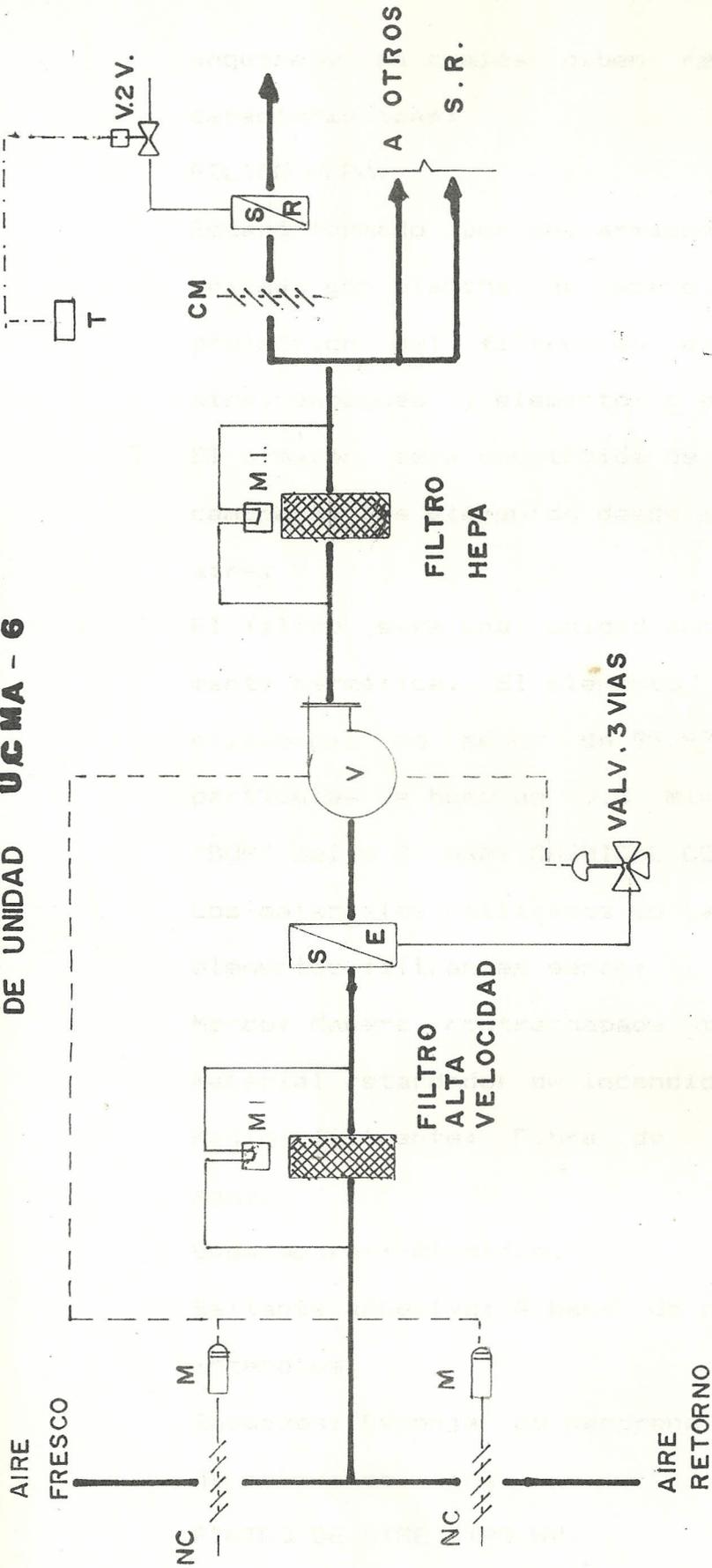
De la tabla 17-3 del catálogo de TRANE "CENTRAL STATION AIR HANDLER", página 17, encontramos:

1145 RPM y 8.01 BHP

Según se presenta en el diagrama esquemático de la fig # 7, está UCMA 6 debe estar provista de un filtro en el mando(HEPA) y otro en el retorno(HV), los mismos que deben ser encargados junto con la

COMPUERTA MANUAL
 MOTOR NEUMATICO
 MANOMETRO INCLINADO
 NORMALMENTE CERRADA
 SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO
 SERPENTIN DE RECALENTAMIENTO
 VENTILADOR
 TERMOSTATO

FIGURA No. 7
 DIAGRAMA DE CONTROL ESQUEMATICO
 DE UNIDAD UCMA - 6



- COMPUERTA MANUAL
- MOTOR NEUMATICO
- MANOMETRO INCLINADO
- NORMALMENTE CERRADA
- SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO
- SERPENTIN DE RECALENTAMIENTO
- VENTILADOR
- TERMOSTATO

CM
 M
 MI
 NC
 SE
 SR
 V
 T

máquina y los cuales deben reunir las siguientes características:

FILTRO HEPA: Estará formado por una armazón de gran rigidez fabricado con plancha de acero, malla metálica de protección del filtro en el lado de salida del aire, empaques y elemento o elementos filtrantes. El armazón será construida de forma tal que puedan cambiarse los elementos desde el lado de salida del aire.

El filtro será una unidad autocontenida completamente hermética. El elemento filtrante tendrá una eficiencia no menor de 99.97%, medida al filtrar partículas de humo de 0.3 micrones, según prueba "DOP" del U.S. ARMY CHEMICAL CORP.

Los materiales utilizados en la construcción de los elementos filtrantes serán:

Marco: Madera contrachapada tratada para ser un material retardador de incendios.

Medio filtrante: Fibra de vidrio resistente al agua.

Separadores: Aluminio.

Sellante adhesivo: A base de caucho retardador de incendios.

Empaques: Esponja de neopreno colocada en el lado de salida del aire.

FILTRO DE AIRE TIPO HV.

Los elementos seran del tipo alta velocidad, retención viscosa, lavables y diseñados para una velocidad de aire de hasta 550 Ft/min. Tendran marco de plancha de acero y medio filtrante de enrejado de alambre.

En la tabla # 23 se resume las características técnicas de la UCMA 6.

La velocidad de rotación es de 230 RPM y el flujo de aire es de 400-450 CFM. Los elementos seran lavables y tendran un tiempo de vida de 1000 horas. Los elementos seran lavables y tendran un tiempo de vida de 1000 horas.

Los elementos seran lavables y tendran un tiempo de vida de 1000 horas. Los elementos seran lavables y tendran un tiempo de vida de 1000 horas. Los elementos seran lavables y tendran un tiempo de vida de 1000 horas. Los elementos seran lavables y tendran un tiempo de vida de 1000 horas.

Para la selección de los ventiladores recurriremos al catálogo de Ventiladores de la firma General Electric, para la cual se han seleccionado los siguientes:

1. El tipo de ventilador sera el tipo de flujo axial y de velocidad constante.

2. La velocidad de rotación sera la velocidad nominal de 230 RPM, es decir, que el motor electrico

5.2.- SELECCION DE LOS SERPENTINES DE RECALENTAMIENTO

Para un buen control de la temperatura de los cuartos, se hace necesario el uso de los serpentines de recalentamiento, los cuales pueden ser de agua caliente o vapor. En el presente caso, en el hospital existe un sistema de vapor, el cual tiene vapor a 15 PSIG. A esta presión, la temperatura de saturación es de 250 °F y el calor latente es 945 BTU/lb.

Los serpentines deben cumplir la norma ARI 410-72, y deben reunir los siguientes requisitos:

Aletas: Deben ser planas y de configuración continua, fabricadas en aluminio o cobre para lograr una más eficiente transferencia de calor.

Tubos: Deben ser de cobre y serán expandidos en las aletas y los cabezales para evitar fugas.

Cabezales: Serán hechos de acero gris perlítico, probados hidrostáticamente a 400 PSI antes de ser ensamblados.

Para la selección de los serpentines recurriremos al catálogo D COIL-1 NOVEMBER, 1977 de la misma Compañía TRANE, para lo cual asumiremos lo siguiente:

- 1.- El tipo de serpentín será el N, los que son de una fila y conexiones opuestas.
- 2.- La caída de presión en la válvula termostática es de 13 PSIG, es decir, que el vapor entra a

15PSIG y sale del serpentín a 2 PSIG.

Para determinar la cantidad de vapor necesario en cada serpentín, partiremos de lo siguiente:

Flujo:

a) Salida del serpentín

$$850 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$A = \frac{850 \text{ ft}^3/\text{min}}{1.42 \text{ ft}^3/\text{min}} = 598.6 \text{ ft}^2$$

$$500 \text{ ft}^2/\text{min}$$

De la tabla # 35 del catálogo para Aire Acondicionado de TRANE "COOLING AND HEATING COILS"

En el punto 1 tenemos: $0.012 \text{ in} = 1.5 \text{ in}$ con un área de

$$p_1 = 15 \text{ PSIG} = 29.696 \text{ PSIA} \implies h_g = 1163.89$$

$$p_2 = 2 \text{ PSIG} = 16.696 \text{ PSIA} \implies h_f = 187.56$$

Es decir que debido a que en la válvula solo existe una expansión a entalpia constante, el calor necesario para el proceso será:

$$q = m \cdot \Delta h \text{ de condensación por pie cuadrado de serpentín}$$

dónde:

$$m = q / \Delta h$$

Sabiendo que Δh es igual a 976.33 BTU/lb_m podemos calcular la cantidad de vapor para cada uno de los serpentines. Véase el catálogo "COOLING AND HEATING COILS", página 114.

Para ilustrar la selección y la determinación de las características del serpentín necesario, la continuación veamos el siguiente ejemplo:

SERPENTIN DE RECALENTAMIENTO # 1.

SR-1 Fuente de la temperatura de salida del aire:

Cantidad de aire = 850 CFM Véase catálogo, para 15"

Temperatura de entrada de aire = 54.2 °F

Temperatura de salida del aire = 75.0 °F

Asumiremos como velocidad máxima de la cara 600 Ft/min.

a) Medida del serpentín

$$A = \frac{850 \text{ ft}^3/\text{min}}{600 \text{ ft}/\text{min}} = 1.42 \text{ ft}^2$$

Continuamos en la página 114 del catálogo de TRANE. De la tabla # 35 del catálogo para Aire Acondicionado de TRANE "COOLING AND HEATING COILS" y 18 de libras de vapor, donde seleccionamos escogemos un serpentín de 12 x 18, con un área de superficie de la serie-33 1.5 ft².

Para determinar la pérdida de presión por fricción

b) Cálculo de la cantidad de calor necesario:

en el serpentín, referimos a la carta 20 del mismo

$$\begin{aligned} q &= 1.0825 * \text{CFM} * \Delta T \\ &= 1.0825 * 850 * (75-54.2) \\ &= 19138.6 \text{ BTU}/\text{Hr} \end{aligned}$$

En la tabla # 24 se hace un listado de todos los

c) Libras de condensado por pie cuadrado de área serpentín seleccionados, utilizando el método descrito.

Donde:

$$m/A = 13.07 \text{ lb}/\text{Hr}/\text{ft}^2$$

En la carta 16 del Catálogo para Aire Acondicionado de TRANE "COOLING AND HEATING COILS", página 114, para 2 PSIG y un serpentín de 12x18, la carga máxima de condensado es mucho mayor que la encontrada, por lo que está correcta la selección del serpentín en este punto.

d) Ajuste de la temperatura de salida del aire.

De la carta # 15 del mismo catálogo, para 13.4

5.3. 1b/Hr/ft² de condensado y 21 PSIG, el factor de corrección F_{LC} es de 0.999 de donde la temperatura corregida será: $T_c = T_{entrada} + \frac{1.0825 * CFM * F_{LC} * \Delta T}{\Delta T_{total}}$, con los CFM que se necesita = 75.02 CFM la pérdida total de los ductos

diseñados, debemos recurrir a cualquier manual de Continuamos en la página 119 del catálogo de TRANE fabricante de ventiladores a fin de determinar los "COOLING AND HEATING COILS" para serpentines tipo N

operatos más adecuados, y NS de 10 libras de vapor, donde seleccionamos un Para el trabajo que nos ocupa, todos los serpentín de la serie 33.

extractores serán del tipo de pared y deberán Para determinar la pérdida de presión por fricción cumplir los siguientes requisitos:

en el serpentín, recurrimos a la carta 20 del mismo los ventiladores serán centrifugos, construidos manual, donde obtenemos para la serie 33 y una totalmente en acero o aluminio, con rodamientos de velocidad de cara de 600 ft/min, un SP = 0.105.

rolas / varillas protectoras, bien por ciento En la tabla # 24 se hace un listado de todos los apropiados para trabajar a la intemperie, los serpentines seleccionados, utilizando el método provisión del drenaje adecuado para evitar el descrito.

ingreso del agua de lluvia al edificio. Los motores moverán directamente al ventilador y serán monofásicos y de 46 Hz.

Los extractores tendrán capacidades certificadas por la AIR MOVEMENT AND CONTROL ASSOCIATION INC. (AMCA), y llevarán su sello.

Para ilustrar el presente trabajo, se ha utilizado un catálogo de la LOREN COOK COMPANY, fabricante de ventiladores con oficinas en 2015 E. Dale Street SPRINGFIELD, Missouri 65803, cuyos productos son

5.3.- SELECCION DE LOS EXTRACTORES DE AIRE.

Con los datos resumidos en la tabla # 17 obtenidos de los cálculos del capítulo anterior, podemos seleccionar los extractores necesarios para el balanceo del sistema. Para esto, con los CFM que se necesita extraer y la presión total de los ductos diseñados, debemos recurrir a cualquier manual de fabricante de ventiladores a fin de determinar los aparatos más adecuados.

Para el trabajo que nos ocupa, todos los extractores serán del tipo de pared y deberán cumplir los siguientes requisitos:

Los ventiladores serán centrífugos, contruidos totalmente en acero o aluminio, con rodamientos de bolas y casetas protectoras, cien por ciento apropiados para trabajar a la intemperie, con la provisión del drenaje adecuado para evitar el ingreso del agua de lluvia al edificio. Los motores moverán directamente al ventilador y serán monofásicos y de 60 Hz.

Los extractores tendrán capacidades certificadas por la AIR MOVEMENT AND CONTROL ASSOCIATION INC. (AMCA), y llevarán su sello.

Para ilustrar el presente trabajo, se ha utilizado un catalogo de la LOREN COOK COMPANY, fabricante de ventiladores con oficina en 2015 E. Dale Street SPRINGFIELD, Missouri 65803, cuyos productos son

ampliamente conocidos en nuestro medio.

Con los datos mencionados anteriormente recurrimos al catálogo 78RW-B2 (EFFECTIVE 9/1/78), habiendo seleccionado los cuatro ventiladores necesarios para el diseño realizado, cuyas características resumimos en la tabla # 19. El Hospital del Hospital de Maternal, cuyo trabajo total podría requerir material suficiente para varios temas de tesis de grado que pueden ser desarrollados por egresados de la Facultad de Ingeniería Mecánica, los invito a que contacten con el presente documento como base para el desarrollo de sus futuros trabajos.

Una de las razones fundamentales que dieron origen a la ejecución del presente trabajo, es la no existencia en el Ecuador de equipos para diseño e instalación de sistemas de acondicionamiento de aire para hospitales, por lo que se espera que el mismo sirva como base para la realización de nuevos trabajos en esta área de tal manera que se promueva un proyecto de especialización en este campo, a fin de que en el país se alcance el respeto y el reconocimiento que merece por el aporte que los técnicos egresados de la Facultad de Ingeniería Mecánica hacen al acondicionamiento de aire en los hospitales.

Finalmente el Autor ha creído oportuno sistematizar de forma independiente los conceptos de acondicionamiento de aire en hospitales y clínicas, donde no se han tomado en cuenta las especificaciones que aconsejan la técnica para estos tipos de edificios.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- El presente proyecto es parte del diseño global del sistema de aire acondicionado del Hospital del IESS de Machala, cuyo trabajo total podría reunir material suficiente para varios temas de Tesis de grado que pueden ser desarrolladas por egresados de la Facultad de Ingeniería Mecánica, los mismos que contarían con el presente documento como base para el desarrollo de sus futuros trabajos.
- Una de las razones fundamentales que dieron origen a la ejecución del presente trabajo, es la no existencia en el Ecuador de normas para diseño e instalación de sistemas de acondicionamiento de aire para Hospitales, por lo que se espera que el mismo sirva como preambulo para la realización de nuevos trabajos en esta área, de tal manera que se presente un proyecto de normalización en este sentido, a fin de que en el país se legisle al respecto y no se pierdan tantas vidas por desconocimiento de las técnicas necesarias para el acondicionamiento de aire en los Hospitales.
- Personalmente el Autor ha conocido algunos sistemas de aire acondicionado en Hospitales y Clínicas, donde no se han tomado en cuenta las especificaciones que aconsejan la técnica para estos sitios donde se

involucra la vida o salud de miles de personas que asisten o se atienden en ellos. Uno de los muchos casos ocurridos en el país, es el acontecido con un conocido periodista y escritor que ingreso al Hospital del Seguro Social de Quito para ser operado de un caso de apendicitis, y que debido a la falta de asepsia en el quirófano, contrajo un virus denominado GUILLAIN BARRE, el cual le atacó la médula espinal, provocandole una parálisis de las extremidades inferiores.

- El trabajo realizado en el presente documento, debido a la falta de información de parte de los interesados, no toma en cuenta las campanas de extracción en lo que respecta a equipos de laboratorio, por lo que de ser necesario deberá recalcularse los sistemas de ductos de los extractores, con el objetivo de mantener el balance Mando-retorno-extracción, a fin de no perjudicar el buen funcionamiento de todo el sistema. Sin embargo, a no ser que las sustancias volátiles a utilizarse sean tóxicas (TLV < 500 ppm), el sistema de captación de extracción diseñado será suficiente para evitar cualquier contaminación.

- Es importante que en este sistema de aire acondicionado se tenga especial cuidado con el balanceo del mismo, para lo cual en la calibración deberan utilizarse los instrumentos necesarios de medición de flujo, temperatura y presión, así como también deberá ser escogido el personal idóneo para hacer el trabajo de

tal manera que se logren las condiciones de diseño.

- Finalmente quiero señalar que debido a que el diseño arquitectónico del edificio se realizó en primer lugar y luego se entregó los planos para el diseño de aire acondicionado, la repartición de los diferentes lugares, su ubicación y la no existencia de áreas estériles, no son las condiciones más idóneas aconsejadas por la técnica; en proyectos similares el arquitecto debe mantener conversaciones con el Ingeniero de aire acondicionado, para lograr una mejor complementación del trabajo a realizar.

Entre los temas de interés que el Autor considera importante para ser tratados en otras tesis, se pueden mencionar los siguientes:

- Diseño del sistema de aire acondicionado de quirófanos, en el cual se deben hacer diferentes consideraciones, entre las que podemos mencionar la utilización de un patrón de movimiento del aire que minimice la difusión de las bacterias y evite molestias a sus ocupantes.
- Sistemas para salas de aislamiento, donde suele ser necesario aislar a los pacientes con enfermedades contagiosas, para que no contaminen las zonas aledañas; y en el caso contrario, donde el paciente tenga un organismo muy sensible a las infecciones tales como enfermos de sida, leucemia, quemados o niños prematuros, los cuales deben ser protegidos de

cualquier contaminante. En innumerables ocasiones estas salas prestan una doble función debido a la escasez de camas en los Hospitales del País, en cuyo caso, se hace necesario que el diseñador haga consideraciones especiales.

- Sistemas de ventilación y aire acondicionado para salas de fluoroscopia, radiografía, radiología y cuartos oscuros, donde es necesario evitar la propagación de las radiaciones producidas por los equipos y materiales que en ellos se utilizan, así como también, las consideraciones que se deben hacer para evitar la penetración de rayos de luz que dañen las películas que se procesan.

Todos estos sistemas a pesar de haber sido nombrados independientemente, en la medida de las posibilidades que existan deben ser tratados como un solo conjunto, de acuerdo a la ubicación entre los mismos dentro del edificio, de tal manera que los criterios empleados respondan a los requerimientos médicos.

TITULO # 1

CARACTERISTICAS DEL EQUIPO DE LA CENTRAL DE ENFRIAMIENTO

- Dos bombas centrífugas de agua de 1000 GPM del tipo horizontal con una capacidad máxima de 1440 GPM de agua de enfriamiento entrante al condensador a 100°F.
- Dos torres de enfriamiento del tipo tiro cruzado con ventiladores eléctricos y una parte electroválvula de control de flujo de agua de las torres a una velocidad de 1000 GPM de agua de enfriamiento desde la torre hacia el condensador a una carga de 100°F con una temperatura de salida de agua de 70°F en un flujo de 1000 GPM.
- Dos circuitos de agua de la torre de enfriamiento del tipo centrífuga de 1000 GPM de agua con un diferencial de presión de 100 PSI de agua de enfriamiento en un flujo de 1000 GPM.
- Dos circuitos de agua de la torre de enfriamiento del tipo centrífuga de 1000 GPM de agua con un diferencial de presión de 100 PSI de agua de enfriamiento en un flujo de 1000 GPM.

TABLA # 1

CARACTERISTICAS DEL EQUIPO DE LA CENTRAL DE ENFRIAMIENTO

- Dos máquinas enfriadoras de agua (MEAC) del tipo centrífugo con una capacidad mínima de 420 TR al enfriar 1440 GPM de agua helada de 51°F a 44°F cuando 1260 GPM de agua de enfriamiento entran al condensador a 85°F.
- Dos torres de enfriamiento del tipo tiro forzado sin ventiladores, motores u otra parte electromecánica, es decir que el aire sea forzado a través de las torres por el proceso de inyección de agua. Estas torres tendrán una capacidad de enfriamiento de 1260 GPM de agua desde la temperatura de salida del condensador a plena carga hasta 85°F cuando la temperatura de bulbo húmedo del aire que entra a la torre sea de 80°F.
- Dos bombas de agua helada (BAH), una para servicio normal y otra para emergencia (STAND-BY). Esta bomba será del tipo centrífugo y de una capacidad de 1440 GPM de agua contra un diferencial de presión de 165 ft de C.A. más la pérdida real en los evaporadores de las máquinas centrífugas.
- Dos bombas de circulación de agua de enfriamiento (BAE) del tipo centrífugo y con capacidad de circulación de cada una de ellas de 1260GPM de agua contra un diferencial de presión de 20 ft C.A. más la pérdida real en el condensador de la máquina centrífuga y la pérdida estática y dinámica en las torres de enfriamiento.

- Un ablandador de agua con capacidad de 150000 granos y 20 GPM. Este debe tener regeneración automática programada por sistema de reloj y deberá suministrarse completo para operación automática incluyendo un tanque de salmuera de 100 galones.
- Un tanque de expansión construido con plancha de acero de 1m² de capacidad.
- Un centro de control de motores completamente alámbrado, formando un conjunto NEMA clase II tipo B.

TABLA # 2

ESCALA DE ET*, INDICE DE CONFORT-SALUD Y LA RELACION DE SENSACION FISIOLOGICA,
RESPUESTAS EN LA SALUD DE UN HOMBRE CON EXPOSICION PROLONGADA

| TEMP. EFEC. | SENSACION | | FISIOLOGIA | SALUD |
|-------------|-----------|-------------------|--|---|
| | ESCALA | TEMPERAT. CONFORT | | |
| | C F | | | |
| | | Limite tolerancia | Cuerpo caliente Falla de regulacion | Colapso circulatorio |
| 40 - | | Muy caliente | Muy incomfortable | |
| | -100 | | Incremento de tension causada por transpiracion y flujo rapido de la sangre | Incremento peligroso de los golpes de calor, problemas cardiovasculares, del conocimiento |
| 35 - | | Caliente | | |
| | -90 | Tibio | Incomfortable | |
| 30 - | | ligeramente tibio | Regulacion normal de la transpiracion y cambios vasculares | |
| | -80 | | | |
| 25 - | | Neutral | Confortable | Salud normal |
| | -70 | Ligeramente frio | Regulacion por cambio vascular | |
| 20 - | | Frio | Ligeramente incomfortable | |
| | -60 | | Incremento de la perdida de calor seco. Necesidad de usar mas ropa o hacer ejercicios de calentamiento | |
| 15 - | | Helado | | |
| | -50 | | | Incremento de dolor por sequedad de las mucosas. |
| 10 - | | Muy helado | Incomfortable | La presion baja a 10 mmHg. |
| | | | Los vasos constrictores en los pies y las manos entran a temblar o sentir escalofrios | Dolores musculares Deterioro de la circulacion periferica |

TABLA # 3

CONTAMINACION BACTERIANA ENCONTRADA EN MEDIO AMBIENTE DE HOSPITALES

| AREA | PROMEDIO DE BACTERIAS POR PIE CUBICO | RANGO DE BACTERIAS POR PIE CUBICO |
|----------------------------|---|--------------------------------------|
| UNIDAD DE ENFERMERAS | | |
| CORREDOR | 24 | 6-80 |
| CUARTO DE PACIENTES | 25 | 10-51 |
| CUARTO DE UTILES | 26 | 10-50 |
| LABORATORIO DE HEMATOLOGIA | 16 | 9-24 |
| LAVANDERIA | | |
| CUARTO DE SELECCION | 50 | 25-76 |
| LIMPIEZA Y PLANCHADO | 28 | 12-74 |
| CIRUGIA (EN USO) | | |
| CORREDORES | 26 | 4-130 |
| CUARTO DE OPERACION | 10 | 1-80 |
| CUARTO DE BASURA | 16 | 2-61 |
| ENFERMERIA | | |
| CUARTO DE PARTOS | | 1-2 |
| AISLAMIENTO PEDIATRICO | | 2-7 |
| | | 20-100 |

TABLA # 4

EFICIENCIAS DE LOS FILTROS UTILIZADOS EN SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO DE HOSPITALES

| DESIGNACION DE AREAS | NUMERO MINIMO DE FILTROS | EFICS. DE LOS FILTROS | |
|--|--------------------------|-----------------------|-----------|
| | | FILTRO #1 | FILTRO #2 |
| AREAS SENSITIVAS* | 2 | 25 | 90 |
| AREA DE DIAGNOSIS CUIDADO DE PACIENTES TRATAMIENTO | 2 | 25 | 90** |
| PREPARACION DE ALIMENTOS, LAVANDERIA | 1 | 80 | -- |
| AREA ADMINISTRATIVA ALMACENAM. DE BULTOS | 1 | 25 | -- |

* INCLUYE OPERACION, PARTOS, CUARTO DE RECUPERACION, ENFERMERIA, UNIDADES DE CUIDADO INTENSIVO

** PUEDE SER REDUCIDA A 80% PARA SISTEMAS USANDO AIRE EXTERNO.

TABLA # 5

CUADRO COMPARATIVO DE LOS DIVERSOS "TEST" STANDARD PARA CLASIFICAR FILTROS

| ARRESTAMIENTO* | EFICIENCIA* | TEST D.D.P. (Humos de 0.3 μ) |
|-----------------|-----------------|---------------------------------|
| Polvo sintético | Polvo atmosfer. | |
| 100 | + | ** 99.97 Min. |
| 100 | + | ** 99.97 Min. |
| 100 | 99 | 95 |
| 100 | 90-95 | 80-85 |
| 99 | 80-85 | 50-60 |
| 96 | 50-55 | 20-50 |
| 95 | 30-35 | 15-20 |
| 100 | 85-90 | 60-70 |
| 75 | Menos de 20 | 2-5 |
| 75 | Menos de 20 | 2-5 |

* El arrestamiento y la eficiencia son valores promedios reportado conforme con el "test standard" de la ASHRAE 52-68.

** La maxima penetracion permisible de particulas dioctilfalato 0.03%

TABLA # 6

INFLUENCIA DE LA CANTIDAD DE BACTERIAS AEREAS VS LA PREPARACION DE CAMAS EN UN HOSPITAL

CANTIDAD DE BACTERIAS POR METRO CUBICO

| Item | Dentro del cuarto de los pacientes. | En corredoras cerca del cuarto de los pacientes. |
|---------------------------------|-------------------------------------|--|
| Desocupado | 1200 | 1059 |
| Durante la preparacion de camas | 4944 | 2260 |
| 0.17 horas despues | 2119 | 1473 |
| 0.5 horas despues | 1271 | 953 |
| Desocupado total | 565 | - |
| Normal preparacion | 3521 | - |
| Preparacion de emergencia | 6074 | - |

TABLA # 7

RELACION ENTRE PRESION GENERAL Y VENTILACION DE CIERTAS AREAS DE HOSPITAL

| DESIGNACION DEL AREA | PRESION REFERENCIAL | AIRE FRESCO MINIMO CONSUMO X HORA | AIRE TOTAL MINIMO CONSUMO X HORA | AIRE DE EXTRACCION | AIRE RECIRCULADO |
|--|---------------------|-----------------------------------|----------------------------------|--------------------|------------------|
| Cuarto de operacion, sistema de aire exterior. | P | 15 | 15 | si | no |
| Cuarto de operacion, sistema de aire recirculante. | P | 5 | 25 | opcional | no |
| Cuarto trauma | P | 5 | 12 | opcional | no |
| Sala de parto | P | 5 | 12 | opcional | no |
| Sala neonatal | P | 5 | 12 | opcional | no |
| Cuarto de recuperacion | P | 2 | 6 | opcional | no |
| Area de cuidado intensivo | P | 2 | 6 | opcional | no |
| Sala de pacientes | E | 2 | 2 | opcional | opcional |
| Corredor de la sala de pacientes | E | 2 | 4 | opcional | opcional |
| Cuarto de aislamiento | E | 2 | 6 | si | no |
| Antesala del cuarto de aislamiento | E | 2 | 10 | si | no |
| Sala de examinacion | E | 2 | 6 | opcional | opcional |
| Sala de medicamento | P | 2 | 4 | opcional | opcional |
| Farmacia | P | 2 | 4 | opcional | opcional |
| Sala de tratamiento | E | 2 | 6 | opcional | opcional |
| Sala Rayos X fluoroscopia | N | 2 | 6 | si | no |
| Sala de tratamiento Rayos X | E | 2 | 6 | opcional | opcional |
| Terapia e hidroterapia fisica | N | 2 | 6 | opcional | opcional |
| Salas de trabajo y mantenimiento sucios | N | 2 | 10 | si | no |
| Cuarto de limpieza o mantenimiento | P | 2 | 4 | opcional | opcional |
| Cuarto de autopsia | N | 2 | 12 | si | no |
| Cuarto oscuro | N | 2 | 10 | opcional | no |
| Cuarto de cadaveres sin refrigeracion | N | opcional | 10 | si | no |
| Servicios higienicos | N | opcional | 10 | si | no |
| Cuarto utensilios higienicos | N | opcional | 10 | si | no |
| Banos | N | opcional | 10 | opcional | no |
| Closets sanitarios | N | opcional | 10 | opcional | no |
| Cuarto de equipos esterilizados | N | opcional | 10 | si | no |
| Cuarto de utensilios de limpieza | N | opcional | 10 | si | no |
| Laboratorio general | N | 2 | 6 | opcional | opcional |
| Laboratorio de transferencia media | P | 2 | 4 | opcional | no |
| Centro de preparacion alimentos | E | 2 | 10 | si | no |
| Lavadoras de platos | N | opcional | 10 | si | no |
| Bodegas de dietas | E | opcional | 2 | opcional | no |

CONT. TABLA # 7

| | | | | | |
|--------------------------|---|-------------|----|----------|----------|
| Lavandería general | E | 2 | 10 | si | no |
| Bodega de ropa sucia | N | opcional | 10 | si | no |
| Bodega de ropa limpia | P | 2(opcional) | 2 | opcional | opcional |
| Cuarto de anestesia | E | opcional | 8 | si | no |
| Central de servicios | | | | | |
| Cuartos sucios | | | | | |
| contaminados | N | 2 | 6 | si | no |
| Cuarto de trabajo limpio | P | 2 | 4 | opcional | opcional |
| Bodegas de equipos | E | 2(opcional) | 2 | opcional | opcional |

P= positivo, N= negativo, E= igual

TABLA # 8

FACTORES SOLARES PARA VIDRIOS

| FECHA # | FECHA Y HORA | ALTITUD SOL | AZIMUTH | | I DN | F | f | f' | T | U/V/T | S T | GAMANCIA | | |
|------------|--------------|----------------|---------|-----------|---------|-----|--------|--------|--------|-------|--------|------------------|-----------------|----|
| | | | PARED | SOL-PARED | | | | | | | | H _{SOL} | H _{SM} | |
| 3 | ENERO 9 am | 43 | 65 | 296 | >90 | 298 | --- | 0.642 | 0.0074 | 3 | 3.4 | 0.75 | --- | 19 |
| 4 | ENERO 9 am | 43 | 65 | 26 | 39 | 298 | 0.4823 | 0.1182 | 0.0074 | 3 | 3.4 | 0.75 | 139 | 30 |
| 3 | ENERO 5 pm | 15 | 290 | 296 | 6 | 184 | 0.8686 | 0.1515 | 0.0074 | 15 | 17 | 0.75 | 159 | 18 |
| 4 | ENERO 5 pm | 15 | 290 | 26 | >90 | 184 | --- | 0.0642 | 0.0074 | 15 | 17 | 0.75 | --- | 27 |
| 3 | ABRIL 4 pm | 29 | 255 | 296 | 41 | 264 | 0.5778 | 0.1269 | 0.0258 | 16.5 | 18.7 | 0.75 | 133 | 39 |
| 4 | ABRIL 4 pm | 29 | 255 | 26 | >90 | 264 | --- | 0.0642 | 0.0258 | 16.5 | 18.7 | 0.75 | --- | 26 |
| 3 | JUNIO 9 am | 39 | 123 | 296 | >90 | 283 | --- | 0.0642 | 0.0342 | 3 | 3.4 | 0.75 | --- | 10 |
| 4 | JUNIO 9 am | 39 | 123 | 26 | >90 | 283 | --- | 0.0642 | 0.0342 | 3 | 3.4 | 0.75 | --- | 10 |
| 3 | DICIE. 9 am | 42 | 60 | 296 | >90 | 296 | --- | 0.0642 | 0.063 | 3 | 3.4 | 0.75 | --- | 16 |
| 4 | DICIE. 9 am | 42 | 60 | 26 | 34 | 296 | 0.5324 | 0.1227 | 0.063 | 3 | 3.4 | 0.75 | 148 | 30 |
| 3 | DICIE. 4 am | 28 | 296 | 296 | 0 | 263 | 0.7963 | 0.1481 | 0.063 | 16.5 | 18.7 | 0.75 | 204 | 47 |
| 4 | DICIE. 4 am | 28 | 296 | 26 | >90 | 263 | --- | 0.0642 | 0.063 | 16.5 | 18.7 | 0.75 | --- | 30 |

TABLA # 9
RESISTENCIAS TERMICAS
(F.Hr.Ft .)/BTU

| MATERIAL | DESCRIPCION | ESPEJOR (pulg) | RESISTENCIA (1/C) |
|-----------------------------|---|------------------------|----------------------|
| ELEMENTOS DE ALBANILERIA | Ladrillo ordinario | 4 | 0.80 |
| | Ladrillo hueco: | | |
| | 1 alveolo | 3 | 0.80 |
| | 2 alveolos | 6 | 1.52 |
| | 3 alveolos | 12 | 2.50 |
| | Bloques de concreto, piedra y arena. | 3 | 0.40 |
| | | 4 | 0.71 |
| | | 6 | 0.91 |
| | | 8 | 1.11 |
| | | 10 | 1.14 |
| | | 12 | 1.28 |
| ENLUCIDOS | Cemento y arena | 1/2 | 0.10 |
| | | 3/4 | 0.15 |
| | | 1 | 0.20 |
| | Yeso ligero | 1/2 | 0.32 |
| AIRE | | | |
| CONVECCION | POSICION | FLUJO DE CALOR | |
| | Horizontal | Descendente | 0.61 |
| | 45 | " | 0.62 |
| | Vertical | Horizontal | 0.68 |
| | 45 | Descendente | 0.76 |
| | Horizontal | Descendente | 0.92 |
| Viento 17.5 millas/hora | Cualquier posicion | Cualquier direccion | 0.25 |

TABLA # 10
GANANCIAS DEBIDAS A LOS OCUPANTES, EN BTU/HR

| GRADO DE ACTIVIDAD | TIPO DE APLICACION | METABOLISMO HOMBRE ADULTO | METABOLISMO MEDIO | 80gF | | 75gF | | 70gF | |
|---------------------------------------|----------------------------------|---------------------------|-------------------|----------|---------|----------|---------|----------|---------|
| | | | | Sensible | Latente | Sensible | Latente | Sensible | Latente |
| Sentados en reposo | Teatro, escuela primaria | 390 | 350 | 195 | 155 | 230 | 120 | 260 | 90 |
| Sentados, trabajo muy ligero | Escuela secundaria | 450 | 400 | 195 | 205 | 240 | 160 | 275 | 125 |
| Empleado de oficina | Oficina, hotel, apartamento | 475 | 450 | 200 | 250 | 245 | 205 | 285 | 165 |
| De pie, marcha lenta | Almacenes, tienda | 550 | 450 | 200 | 250 | 245 | 205 | 285 | 165 |
| Sentado, de pie | Farmacia | 550 | 500 | 200 | 300 | 255 | 245 | 250 | 250 |
| De pie, marcha lenta | Banco | 550 | 500 | 200 | 300 | 255 | 245 | 250 | 250 |
| Sentado | Restaurante | 550 | 550 | 220 | 330 | 280 | 270 | 320 | 230 |
| Trabajo ligero en el banco del taller | Fabrica, trabajo ligero | 800 | 750 | 220 | 530 | 295 | 455 | 365 | 385 |
| Baile o danza | Sala de baile | 900 | 850 | 245 | 605 | 325 | 525 | 400 | 450 |
| Marcha, 5 Km/Hr. | Fabrica, trabajo bastante penoso | 1000 | 1000 | 300 | 700 | 380 | 620 | 460 | 540 |
| Trabajo penoso | Pista de bowling, fabrica | 1500 | 1450 | 465 | 985 | 525 | 925 | 605 | 1045 |

CONT. TABLA # 11

PROYECTO: HOSPITAL 300 CAMAS (MACHALA) **** UCMA-6
 FECHA: DICIEMBRE 1986

=====
 GANANCIA DE CALOR SENSIBLE
 TOTAL 0.0
 GANANCIA DE CALOR LATENTE
 TOTAL 3.4
 GANANCIA TOTAL 3.4

=====
 TRANSMISION Y SOLAR
 Vidrios exteriores Pared ext. & techo
 TRANSMISION CUERPOS, LUCES Y EQUIPO
 TRANSMISION CUERPOS LUCES Y TRANSMISION
 QS QL

=====
 Cuarto Dia Ref. A Fact Gananc A Fact Gananc Ref. A Fact Gananc Ref. Cant. Fact. Gananc Cant. Fact. Gananc
 # Hora Dir. ftz MBH ftz MBH ftz MBH ftz MBH ftz MBH

=====
 DICIEMBRE
 1 105 47 4.9 105 7.0 0.7 Prt 130 4 0.5 PRS 4 250 1.0 4 250 1.0
 2 0.0 0.0 0.0 Cig 372 3 1.1 LGT 372 10 3.7 0.0
 HEMATOLÓG AP.M.TECHO 0.0 0.0 0.0 FIr 372 4 1.5 EDP 1.4 3412 4.8 1 2360 2.4 18.3 3.4
 TOTAL 4.9 TOTAL 0.7 TOTAL 3.1 TOTAL 9.5 TOTAL 3.4

=====
 URGENCIAS
 1 0 0 0.0 0 7.0 0.0 Prt 428 4 1.7 PRS 6 250 1.5 6 250 1.5
 2 0.0 0.0 0.0 Cig 501 3 1.5 LGT 501 10 5.0 0.0
 TECHO 0.0 0.0 0.0 FIr 501 4 2.0 EDP 0 0.0 0.0 11.7 1.5
 TOTAL 0.0 TOTAL 0.0 TOTAL 5.2 TOTAL 6.5 TOTAL 1.5

=====
 DICIEMBRE
 3 105 47 4.9 105 7.0 0.7 Prt 0 - 0.0 PRS 4 250 1.0 4 250 1.0
 2 0.0 0.0 0.0 Cig 0 - 0.0 LGT 450 10 4.5 0.0
 QUIM. ESP AP.M.TECHO 0.0 0 13.5 0.0 FIr 450 4 1.8 EDP 1.8 3412 6.1 1 250 0.25 19.1 1.25
 TOTAL 4.9 TOTAL 0.7 TOTAL 1.8 TOTAL 11.6 TOTAL 1.25

=====
 1 0 0 0.0 4.0 0.0 Prt 0 - 0.0 PRS 3 250 0.8 3 250 0.8
 2 0 0 0.0 4.0 0.0 Cig 0 - 0.0 LGT 264 10 2.6 0.0
 HEMOT-OF. TECHO 0.0 3.0 0.0 FIr 264 4 1.1 EDP 0.0 4.4 0.0

CONT. TABLA # 11

| | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-----------|-------|---|-----------|-----------|-----|-----|-----------|---|-----------|-----|-----------|-----|-----|---|-----|---------|
| HEMOT-OF. | 1 | 0 | 0.0 | 4.0 | 0.0 | Prt | 0 | - | 0.0 | PRS | 3 | 250 | 0.8 | 3 | 250 | 0.8 |
| | 2 | 0 | 0.0 | 4.0 | 0.0 | Cig | 0 | - | 0.0 | LGT | 264 | 10 | 2.6 | | | |
| | TECHO | | 0.0 | 3.0 | 0.0 | Fir | 264 | 4 | 1.1 | ERP | | | 0.0 | | | 0.0 |
| | | | TOTAL 0.0 | TOTAL 0.0 | | | TOTAL 1.1 | | TOTAL 3.4 | | TOTAL 0.8 | | | | | 4.4 0.8 |

| | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-----|-------|----|-----------|-----------|-----|-----|-----------|-----|-----------|-----|-----------|------|-----|-----|-----|---------|-----|-----|
| DIC | 3 | 48 | 47 | 2.3 | 48 | 7.0 | 0.3 | Prt | 0 | - | 0.0 | PRS | 2 | 250 | 0.5 | 2 | 250 | 0.5 |
| | 3 | 0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | Cig | 0 | - | 0.0 | LGT | 129 | 10 | 1.3 | | | | | |
| | TECHO | | 0.0 | 0.0 | 0.0 | Fir | 129 | 4 | 0.5 | ERP | 0.5 | 3412 | 1.7 | | | 0.0 | | |
| | | | TOTAL 2.3 | TOTAL 0.3 | | | TOTAL 0.5 | | TOTAL 3.5 | | TOTAL 0.5 | | | | | 6.6 0.5 | | |

| | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-----|-------|----|-----------|-----------|-----|-----|-----------|-----|-----------|-----|------------|------|-----|-----|--------|-----------|-----|
| DIC | 3 | 48 | 47 | 2.3 | 48 | 7.0 | 0.3 | Prt | - | 0.0 | PRS | 2 | 250 | 0.5 | 2 | 250 | 0.5 |
| | 2 | 0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | Cig | - | 0.0 | LGT | 197 | 10 | 2.0 | | | | | |
| | TECHO | | 0.0 | 0.0 | 0.0 | Fir | 197 | 4 | 0.8 | ERP | 2 | 3412 | 6.8 | 1 | 24,820 | 24.8 | |
| | | | TOTAL 2.3 | TOTAL 0.3 | | | TOTAL 0.8 | | TOTAL 9.3 | | TOTAL 25.3 | | | | | 12.7 25.3 | |

| | | | | | | | | | | | | | | | | |
|----------|-------|---|-----------|-----------|-----|-----|-----------|-----|-----------|-----|-----------|-----|-----|---|-----|---------|
| MUESTRAS | 1 | 0 | 0.0 | 7.0 | 0.0 | Prt | 168 | 4 | 0.7 | PRS | 6 | 250 | 1.5 | 6 | 250 | 1.5 |
| | 2 | 0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | Cig | - | 0.0 | LGT | 366 | 10 | 3.7 | | | | |
| | TECHO | | 0.0 | 0.0 | 0.0 | Fir | 366 | 4 | 1.5 | ERP | | | 0.0 | | | 7.3 1.5 |
| | | | TOTAL 0.0 | TOTAL 0.0 | | | TOTAL 2.1 | | TOTAL 5.2 | | TOTAL 1.5 | | | | | |

| | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|----------|-------|---|-----------|-----------|-----|-----|-----------|-----|-----------|-----|-----------|----|-----|-----|---|---------|-----|
| RECEP. Y | 3 | 0 | 0.0 | 0 | 7.0 | 0.0 | Prt | 419 | 4 | 1.7 | PRS | 2 | 250 | 0.5 | 2 | 250 | 0.5 |
| | 2 | 0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | Cig | 0 | - | 0.0 | LGT | 201 | 10 | 2.0 | | | | |
| | TECHO | | 0.0 | 0 | 0.0 | Fir | 255 | 4 | 1.0 | ERP | 0 | - | 0.0 | | | 5.2 0.5 | |
| | | | TOTAL 0.0 | TOTAL 0.0 | | | TOTAL 2.7 | | TOTAL 2.5 | | TOTAL 0.5 | | | | | | |

| | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-----------|-------|---|-----------|-----------|-----|-----|-----------|---|-----------|-----|-----------|----|-----|-----|---|---------|-----|
| MICROSCOP | 1 | 0 | 0.0 | 0 | - | 0.0 | Prt | 0 | - | 0.0 | PRS | 4 | 250 | 1.0 | 4 | 250 | 1.0 |
| | 2 | 0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | Cig | 0 | - | 0.0 | LGT | 143 | 10 | 1.4 | | | | |
| | TECHO | | 0.0 | 0 | 0.0 | Fir | 143 | 4 | 0.6 | ERP | 0 | - | 0.0 | | | 3.0 1.0 | |
| | | | TOTAL 0.0 | TOTAL 0.0 | | | TOTAL 0.6 | | TOTAL 2.4 | | TOTAL 1.0 | | | | | | |

TABLA # 12

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 |

TABLA # 13

CAUDALES DE AIRE DE SUMINISTROS Y AIRE EXTERIOR DE LOS LOCALES ACONDICIONADOS

| # CUARTO | q S (MBH) | q L (MBH) | VOLUMEN (Ft ³) | CFM MANDO | | CFM /AT | c/h | CFM AE |
|------------------|-----------------|-----------------|-------------------------------|-----------|------|------------|-----|-----------|
| | | | | c/h | c/h | | | |
| 1 HEMATOLOGIA | 18.30 | 3.10 | 3720 | 9 | 558 | 850 | 2 | 124 |
| 2 URGENCIAS | 11.70 | 1.50 | 5010 | 9 | 750 | 520 | 2 | 167 |
| 3 QUIM ESP | 19.10 | 1.25 | 4500 | 9 | 675 | 848 | 2 | 150 |
| 4 HEMAT OF | 4.40 | 0.80 | 2640 | 9 | 396 | 195 | 2 | 88 |
| 5 MICROBIOL | 6.40 | 0.50 | 1290 | 9 | 194 | 295 | 2 | 43 |
| 6 LAV Y EST | 12.70 | 25.30 | 1970 | 9 | 296 | 570 | 2 | 66 |
| 7 MUESTRAS | 7.30 | 1.50 | 3660 | 9 | 549 | 325 | 2 | 122 |
| 8 REC Y T.M. | 5.20 | 0.50 | 2550 | 9 | 395 | 231 | 2 | 85 |
| 9 MICROSCO | 3.00 | 1.00 | 1430 | 9 | 215 | 134 | 2 | 48 |
| 10 HISTOPATO | 5.60 | 0.75 | 1220 | 9 | 183 | 249 | 2 | 41 |
| 11 SAL REUN | 4.50 | 2.00 | 1170 | 9 | 176 | 235 | 2 | 40 |
| 12 SECRETAR | 6.40 | 2.00 | 2530 | 9 | 380 | 284 | 2 | 74 |
| 13 PATOLOGIA | 8.10 | 1.50 | 3600 | 9 | 550 | 360 | 2 | 109 |
| 14 SEC JEFAT | 11.40 | 1.30 | 4650 | 9 | 698 | 506 | 2 | 155 |
| 15 CORREDOR | 6.80 | | 5920 | 2 | 198 | 302 | 2 | 198 |
| TOTALES | 131.10 | 43.00 | 45860 | - | 6213 | 5904 | | 1510 |

TABLA # 14

CAUDAL DE AIRE DE SUMINISTRO, RETORNO Y EXTRACCION

| # CUARTO | SUMIN AIRE (CFM) | RETORNO (CFM) | EXTRACCION (CFM) |
|---------------|------------------|---------------|------------------|
| 1 HEMATOLOGIA | 850 | | 200 |
| 2 URGENCIAS | 750 | 450 | 100 |
| 3 QUIM ESP | 850 | | 200 |
| 4 HEMAT OF | 400 | 300 | |
| 5 MICROBIOL | 300 | | 200 |
| 6 LAV Y EST | 600 | | 700 |
| 7 MUESTRAS | 550 | 400 | 50 |
| 8 REC Y T.M. | 400 | 250 | 50 |
| 9 MICROSCO | 250 | 150 | |
| 10 HISTOPATO | 250 | | 150 |
| 11 SAL REUN | 250 | 150 | 100 |
| 12 SECRETAR | 400 | 150 | 300 |
| 13 PATOLOGIA | 550 | 400 | |
| 14 SEC JEFAT | 700 | 600 | 350 |
| 15 CORREDOR | 300 | 2250 | |
| TOTALES | 7400 | 5100 | 2400 |

DISCOS DE TUBOS POR MECANICA ESTACION

IDRMA : HOSPITAL 300 CAMAS DEL IESS
 DESCRIPCION : UCMA & LABORATORIO
 DISEÑADO POR : MARCOS TAMBRAND CASTRO
 FECHO : 4/02/88

TABLA # 15

CFM INICIAL = 7400 (44) VELOCIDAD INICIAL = 1000
 DIM. TUBO (1,2) = 42314 IN LONG. Velocidades de aire máximas
 LONGITUD DE MEDIA PRESION

| TRANS | CONCEPTO | RESIDENCIAS | ESCUELAS TEATROS Y EDIFICIOS PUBLICOS | EDIFICIOS INDUSTRIALES | SPL/104 |
|--------|---------------------|-------------|--|---------------------------|---------|
| ACTUAL | TRANS INTER. | CFM | RES | RES | RES |
| 1-1 | Tomas de aire ext. | 800 | 900 | 1200 | -125 |
| 2-1 | Filtros | 300 | 350 | 350 | -325 |
| 3-1 | Serpent. de calent. | 500 | 600 | 700 | -203 |
| 4-1 | Serpent. de enf. | 450 | 500 | 600 | -195 |
| 5-1 | Lavadores de aire | 500 | 500 | 500 | -117 |
| 6-1 | Salida de ventilad. | 1700 | 1500-2200 | 1700-2800 | -67 |
| 7-1 | Ducto principal | 800-1200 | 1100-1600 | 1300-2200 | -149 |
| 8-1 | Ductos secundarios | 700-1000 | 800-1300 | 1000-1800 | -70 |
| 9-1 | | | | | |
| 10-1 | | | | | |
| 11-1 | | | | | |
| 12-1 | | | | | |
| 13-1 | | | | | |
| 14-1 | | | | | |
| 15-1 | | | | | |
| 16-1 | | | | | |
| 17-1 | | | | | |
| 18-1 | | | | | |
| 19-1 | | | | | |

TABLA # 16

DISEÑO DE DUCTOS POR REGANANCIA ESTÁTICA

OBRA : HOSPITAL 300 CAMAS DEL IESS
 DESCRIPCION : UCMA 6 * LABORATORIO
 DISEÑADO POR : MARCOS ZAMBRANO CASTRO
 FECHA : 4/02/88

CFM INICIAL = 7400 **** VELOCIDAD INICIAL = 1800
 DIM. TRAMO (1,2) = 42X14 ** LONG. TRAMO (1,2) = 12 mts.
 DUCTO DE MEDIA PRESION

DATOS DE ENTRADA DE REGANANCIA ESTÁTICA - RESULTADOS

| TRAMO ACTUAL | TRAMO ANTER. | Q2 (CFM) | L2 (mts) | SPL2#E4 (in) | CODOS H V | | DIMENSION DUCTO W X H | | | VEL. (FPM) | SPL#E4 (in-H2O) |
|-----------------|-----------------|-------------|-------------|-----------------|--------------|---|--------------------------|---|----|---------------|--------------------|
| 2-3 | 1-2 | 850 | 2 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 6 | 1457 | -125 |
| 3-1 | 2-3 | 425 | 2 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 4 | 1092 | -113 |
| 3-2 | 2-3 | 425 | 2 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 4 | 1092 | -113 |
| 2-4 | 1-2 | 750 | 3 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 6 | 1285 | -325 |
| 4-5 | 2-4 | 500 | 2 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 5 | 1028 | -37 |
| 5-1 | 4-5 | 250 | 4 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 4 | 642 | -95 |
| 4-1 | 2-4 | 250 | 2 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 3 | 857 | -167 |
| 2-6 | 1-2 | 5800 | 6 | 0 | 0 | 0 | 40 | X | 14 | 1491 | -203 |
| 6-7 | 2-6 | 850 | 2 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 7 | 1248 | -41 |
| 7-1 | 6-7 | 425 | 2 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 5 | 874 | -195 |
| 7-2 | 6-7 | 425 | 2 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 5 | 874 | -195 |
| 6-8 | 2-6 | 400 | 4 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 4 | 1028 | -56 |
| 8-1 | 6-8 | 150 | 3 | 0 | 1 | 0 | 12 | X | 3 | 600 | -137 |
| 8-2 | 6-8 | 250 | 2 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 3 | 857 | 117 |
| 6-9 | 2-6 | 4550 | 7 | 0 | 0 | 0 | 40 | X | 13 | 1260 | -48 |
| 9-10 | 6-9 | 900 | 2 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 9 | 1028 | -87 |
| 10-1 | 9-10 | 600 | 2 | 0 | 1 | 0 | 18 | X | 6 | 800 | -67 |
| 10-2 | 9-10 | 300 | 2 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 4 | 771 | -46 |
| 9-11 | 6-9 | 550 | 2 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 6 | 942 | -149 |
| 11-1 | 9-11 | 200 | 2 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 3 | 685 | -19 |
| 11-2 | 9-11 | 150 | 2 | 0 | 0 | 0 | 12 | X | 3 | 600 | -145 |
| 11-3 | 9-11 | 200 | 2 | 0 | 1 | 0 | 12 | X | 4 | 600 | -140 |
| 9-13 | 6-9 | 3100 | 6 | 0 | 0 | 0 | 36 | X | 12 | 1033 | -78 |
| 13-14 | 9-13 | 400 | 3 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 5 | 822 | 33 |
| 14-1 | 13-14 | 250 | 2 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 4 | 642 | -1 |
| 14-2 | 13-14 | 150 | 2 | 0 | 1 | 0 | 12 | X | 3 | 600 | -8 |
| 13-15 | 9-13 | 2700 | 4 | 0 | 0 | 0 | 32 | X | 13 | 934 | -2 |
| 15-16 | 13-15 | 1450 | 3 | 0 | 1 | 0 | 24 | X | 11 | 790 | -15 |
| 16-1 | 15-16 | 250 | 4 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 5 | 514 | -55 |
| 16-17 | 15-16 | 1200 | 5 | 0 | 0 | 0 | 22 | X | 12 | 654 | -21 |
| 17-1 | 16-17 | 250 | 5 | 0 | 2 | 0 | 14 | X | 6 | 428 | -15 |
| 17-5 | 16-17 | 400 | 5 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 8 | 514 | 19 |
| 5-9 | 17-5 | 250 | 2 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 6 | 428 | 5 |

CONT. TABLA # 16

DISEÑO DE DUCTOS POR REGANANCIA ESTÁTICA

| | | | | | | | | | | | | |
|-----------------------------|--------|-------------------------------|-------|---------|-------|---|-----------------|---|----|-------|----------|--|
| ===== | | | | | | | | | | | | |
| OBRA | | : HOSPITAL 300 CAMAS DEL IESS | | | | | | | | | | |
| DESCRIPCION | | : UCMA 6 * LABORATORIO | | | | | | | | | | |
| DISEÑADO POR | | : MARCOS ZAMBRANO CASTRO | | | | | | | | | | |
| FECHA | | : 4/02/88 | | | | | | | | | | |
| ===== | | | | | | | | | | | | |
| CFM INICIAL = 7400 **** | | VELOCIDAD INICIAL = 1800 | | | | | | | | | | |
| DIM. TRAMO (1,2) = 42X14 ** | | LONG. TRAMO (1,2) = 12 mts. | | | | | | | | | | |
| DUCTO DE MEDIA PRESION | | | | | | | | | | | | |
| ===== | | | | | | | | | | | | |
| DATOS DE ENTRADA | | | | | | | | | | | | |
| ===== | | | | | | | | | | | | |
| TRAMO | TRAMO | Q2 | L2 | SPL2*E4 | CODOS | | DIMENSION DUCTO | | | VEL. | SPL*E4 | |
| ACTUAL | ANTER. | (CFM) | (mts) | (in) | H | V | W | X | H | (FPM) | (in-H2O) | |
| ===== | | | | | | | | | | | | |
| 5-10 | 17- 5 | 150 | 2 | 0 | 1 | 0 | 12 | X | 5 | 360 | -27 | |
| 17-18 | 16-17 | 550 | 6 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 12 | 471 | -24 | |
| 18- 1 | 17-18 | 400 | 2 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 10 | 411 | 4 | |
| 18- 2 | 17-18 | 150 | 2 | 0 | 1 | 0 | 12 | X | 5 | 360 | -7 | |
| 15-19 | 13-15 | 1250 | 3 | 0 | 0 | 0 | 20 | X | 11 | 818 | -23 | |
| 19- 6 | 15-19 | 550 | 2 | 0 | 1 | 0 | 14 | X | 8 | 707 | 9 | |
| 6- 1 | 19- 6 | 300 | 2 | 0 | 2 | 0 | 14 | X | 6 | 514 | -31 | |
| 6- 2 | 19- 6 | 250 | 2 | 0 | 0 | 0 | 14 | X | 5 | 514 | -64 | |
| ===== | | | | | | | | | | | | |

TABLA # 17

EXTRACTORES DE AIRE EA

TIPO DE PARED

| EXTRACTOR # | MODELO TW | CAUDAL CFM | MOTOR HP | RPM | BHP | CANTIDAD | SP " H2O |
|-------------|-----------|------------|----------|------|-------|----------|----------|
| EA-N1-17 | 9C15W | 450 | 1/10 | 1550 | 0.043 | 1 | 1/4 |
| EA-N1-18 | 10C15W | 700 | 1/10 | 1550 | 0.067 | 1 | 1/8 |
| EA-N1-19 | 10C15W | 600 | 1/10 | 1550 | 0.076 | 1 | 3/8 |
| EA-N1-20 | 9C10W | 300 | 1/40 | 1050 | 0.013 | 1 | 1/8 |
| 5-6 | | 100 | 0.027 | 550 | 18.0 | 0.490 | 10% 3 |
| 5-7 | | 100 | 0.027 | 550 | 42.7 | 1.150 | 10% 3 |
| 7-8 | | 50 | 0.027 | 550 | 4.9 | 0.130 | 10% 3 |

TABLA # 18

EXTRACTOR EA-N1-19

| TRAMOS | CAUDAL pie /min "H2O/100" | f/100 | V pie/min | L pie | hf pulg H2O | DIMENSION DUCTO W*H pulg*pulg |
|--------|------------------------------|-------|--------------|----------|----------------|-------------------------------------|
| 1-2 | 600 | 0.027 | 500 | 3.28 | 0.088 | 16x12 |
| 2-3 | 200 | 0.027 | 380 | 11.5 | 0.310 | 10x 5 |
| 2-4 | 200 | 0.027 | 380 | 8.2 | 0.220 | 10x 5 |
| 2-5 | 200 | 0.027 | 380 | 31.2 | 0.840 | 12x 4 |
| 5-6 | 100 | 0.027 | 320 | 18.0 | 0.490 | 10x 3 |
| 5-7 | 100 | 0.027 | 320 | 42.7 | 1.150 | 10x 3 |
| 7-8 | 50 | 0.027 | 280 | 4.9 | 0.130 | 10x 3 |

TABLA # 19
CAPACIDADES DE EXTRACTORES
DE AIRE

| EXTRACTOR # | CAUDAL CFM | PRESION TOTAL (Pulg H2O) |
|-------------|------------|--------------------------|
| EA-N1-17 | 450 | 0.240 |
| EA-N1-18 | 700 | 0.120 |
| EA-N1-19 | 600 | 0.330 |
| EA-N1-25 | 300 | 0.118 |

TABLA # 20
DIFUSORES DE AIRE DA

| DIFUSOR # | TAMAÑO pulg | FLUJO CFM | VIAS | CANTIDAD |
|-----------|-------------|-----------|------|----------|
| DA-1 | 12X12 | 425 | 4 | 4 |
| DA-2 | 12X12 | 300 | 4 | 3 |
| DA-3 | 12X12 | 250 | 4 | 9 |
| DA-4 | 9X 9 | 150 | 4 | 4 |
| DA-5 | 9X 9 | 200 | 2 | 1 |
| DA-6 | 9X 9 | 200 | 4 | 1 |
| DA-7 | 9X 9 | 150 | 3 | 1 |
| DA-8 | 15X15 | 600 | 4 | 1 |
| DA-9 | 12X12 | 400 | 4 | 1 |

TABLA # 21

REJILLAS DE RETORNO RR

| REJILLA # | TAMANO (pu1g) | RETORNO (CFM) | CANTIDAD |
|-----------|---------------|---------------|----------|
| RR-1 | 24X12 | 750 | 2 |
| RR-2 | 10X 6 | 150 | 9 |
| RR-3 | 10X 8 | 200 | 1 |
| RR-4 | 10X 6 | 100 | 3 |
| RR-5 | 12X12 | 300 | 2 |
| RR-6 | 12X12 | 400 | 1 |

TABLA # 22

TABLA # 22
REJILLAS DE RETORNO RR

| REJILLA # | TAMANO (pulg) | FLUJO (CFM) | CANTIDAD |
|-------------------------------------|---------------|-------------|----------|
| PRESSION ESTADISTICA EXTERIOR (CFM) | | | |
| FLUJO DE AIRE (CFM) | | | |
| EA-N1-17 | | | |
| RE-1 | 10X 8 | 150 | 3 |
| RETORNO AIRE EXTERNO | | | |
| EA-N1-18 | | | |
| RE-1 | SEPPES 24X12 | DE EMFR 700 | 1 |
| TEMPERATURA DE AIRE (°F) | | | |
| EA-N1-19 | | | |
| RE-1 | RETOR 10X 8 | 75.0 200 | 2 |
| RE-2 | ENTRA 10X 6 | 50 | 2 |
| RE-3 | SERPEN 10X 6 | 80.3 100 | 1 |
| RE-1 | 10X 8 | 200 | 1 |

TABLA #23

CARACTERISTICAS TECNICAS DE LA UCMA 6
 AREA ACONDICIONADA: LABORATORIOS.

| | | | |
|-------------------------------------|------|------|------|
| PRESSION ESTATICA EXTERIOR | | | 3.00 |
| FLUJO DE AIRE (CFM) | | | |
| ===== | | | |
| MANDO | | | 7400 |
| MAXIMO DEL SERPENTIN | | | 7400 |
| RETORNO | | | 5100 |
| AIRE EXTERNO | | | 2300 |
| SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO | | | |
| ===== | | | |
| TEMPERATURA DE AIRE (oF) | | | |
| | bs | bh | |
| RETORNO | 75.0 | 62.5 | |
| EXTERIOR | 92.0 | 80.0 | |
| ENTRADA | | | |
| DEL | | | |
| SERPENTIN | 80.3 | 68.8 | |
| SALIDA | | | |
| DEL | | | |
| SERPENTIN | 52.0 | 51.0 | |
| CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO 401.6 MBH | | | |
| FLUJO DE AGUA HELADA: 79.52 GPM | | | |

TABLA # 24

SERPENTINES DE RECALENTAMIENTO
TIPO N DE 1 HILERA DE TUBOS

| DESIGNACION | TAMANO WXh (pulg) | CAUDAL CFM | q (BTU/hr) | m (lb/hr) | SP " H2O | SERIE | CANTIDAD |
|-------------|----------------------|---------------|---------------|--------------|-------------|-------|----------|
| SR-1 | 18X12 | 850 | 17138.6 | 19.60 | 0.105 | 33 | 2 |
| SR-2 | 18X12 | 900 | 20311.0 | 20.80 | 0.105 | 33 | 1 |
| SR-3 | 18X12 | 750 | 16926.0 | 17.34 | 0.105 | 33 | 1 |
| SR-4 | 12X 6 | 400 | 9027.2 | 9.25 | 0.105 | 33 | 3 |
| SR-5 | 12X12 | 550 | 12412.4 | 12.71 | 0.105 | 33 | 3 |
| SR-6 | 12X 6 | 250 | 5642.0 | 5.78 | 0.105 | 33 | 2 |
| SR-7 | 18X 9 | 700 | 15797.6 | 16.18 | 0.105 | 33 | 1 |

TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA = 54.2 oF

TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA = 75 oF

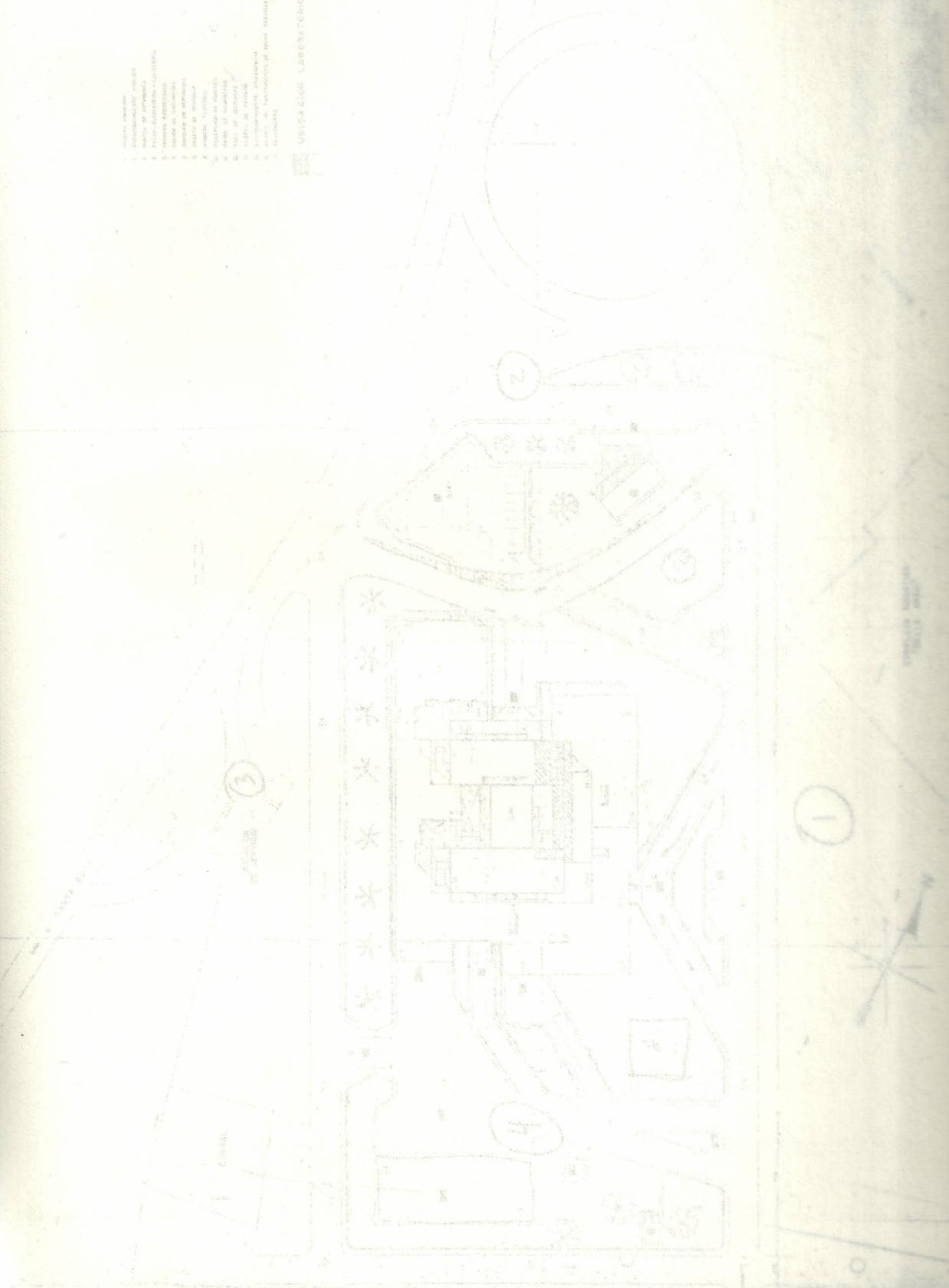
Refrigeración y A. Acondicionado BIBLIOGRAFIA (Trane, 1977)

- 1.- M. Chalén, Sistemas de Aire Acondicionado para Instalaciones Hospitalarias y Afines (Guayaquil, Ecuador: ESPOL, 1984).
- 2.- Sociedad Americana Ing. de Calefacción, Refrigeración y A. Acondicionado, Guide and Data Book Applications (New York: Ashrae, 1971).
- 3.- Sociedad Americana Ing. de Calefacción, Refrigeración y A. Acondicionado, Handbook Applications (New York: Ashrae, 1978).
- 4.- Sociedad Americana Ing. de Calefacción, Refrigeración y A. Acondicionado, Handbook of Fundamentals (New York: Ashrae, 1981).
- 5.- Sociedad Americana Ing. de Calefacción, Refrigeración y A. Acondicionado, Guide and Data Book Equipment (New York: Ashrae, 1972).
- 6.- E. Donoso, Fundamentos de Aire Acondicionado, (Guayaquil, Ecuador: Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1982).
- 7.- Instituto Mexicano del Seguro Social, Normas de Ingeniería de Diseño de Aire Acondicionado en Hospitales (México DF:1972).
- 8.- Commercial Air Conditioning Division, Central Station Air Handler (CS CLCH-2; Wisconsin: Trane, 1980).
- 9.- Commercial Air Conditioning Division, Central Station Air Handler (DS CLCH-1; Wisconsin: Trane, 1977).

10.- Commercial Air Conditioning Division, Cooling and Heating Coils (D COIL-1; Wisconsin: Trane, 1977).

- 1. UNITARY SYSTEMS
- 2. CENTRAL PLANT SYSTEMS
- 3. PACKAGED SYSTEMS
- 4. PACKAGED SYSTEMS
- 5. PACKAGED SYSTEMS
- 6. PACKAGED SYSTEMS
- 7. PACKAGED SYSTEMS
- 8. PACKAGED SYSTEMS
- 9. PACKAGED SYSTEMS
- 10. PACKAGED SYSTEMS
- 11. PACKAGED SYSTEMS
- 12. PACKAGED SYSTEMS
- 13. PACKAGED SYSTEMS
- 14. PACKAGED SYSTEMS
- 15. PACKAGED SYSTEMS
- 16. PACKAGED SYSTEMS
- 17. PACKAGED SYSTEMS
- 18. PACKAGED SYSTEMS
- 19. PACKAGED SYSTEMS
- 20. PACKAGED SYSTEMS

UNIVERSITY OF WISCONSIN LABORATORY 811



- 1. MONTE PRINCIPAL
- 2. PASADIZO DE AUTOMOVILES
- 3. PASADIZO PLANTAS - SAFETERIA
- 4. PASADIZO EMERGENCIA
- 5. PASADIZO DE CAMIONES
- 6. PASADIZO DE PASAJEROS
- 7. PASADIZO DE PERSONAL
- 8. PASADIZO DE VEHICULOS
- 9. PASADIZO DE MANIPULACION
- 10. PASADIZO DE MONEDA
- 11. PASADIZO DE ENTRADA
- 12. PASADIZO DE SALIDA
- 13. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 14. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 15. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 16. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 17. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 18. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 19. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 20. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 21. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 22. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 23. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 24. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 25. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 26. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 27. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 28. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 29. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 30. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 31. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 32. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 33. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 34. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 35. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 36. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 37. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 38. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 39. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 40. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 41. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 42. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 43. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 44. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 45. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 46. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 47. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 48. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 49. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 50. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 51. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 52. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 53. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 54. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 55. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 56. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 57. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 58. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 59. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 60. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 61. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 62. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 63. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 64. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 65. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 66. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 67. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 68. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 69. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 70. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 71. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 72. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 73. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 74. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 75. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 76. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 77. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 78. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 79. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 80. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 81. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 82. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 83. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 84. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 85. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 86. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 87. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 88. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 89. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 90. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 91. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 92. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 93. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 94. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 95. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 96. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 97. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 98. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 99. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA
- 100. PASADIZO DE TRAFICO DE AGUA SERVIDA

UBICACION LABORATORIO EN NIVEL

NÚMERO DE PERFORACIONES

| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|-----|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 | 31 | 32 | 33 | 34 | 35 | 36 | 37 | 38 | 39 | 40 | 41 | 42 | 43 | 44 | 45 | 46 | 47 | 48 | 49 | 50 | 51 | 52 | 53 | 54 | 55 | 56 | 57 | 58 | 59 | 60 | 61 | 62 | 63 | 64 | 65 | 66 | 67 | 68 | 69 | 70 | 71 | 72 | 73 | 74 | 75 | 76 | 77 | 78 | 79 | 80 | 81 | 82 | 83 | 84 | 85 | 86 | 87 | 88 | 89 | 90 | 91 | 92 | 93 | 94 | 95 | 96 | 97 | 98 | 99 | 100 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|-----|

HOSPITAL 300 CAMAS MACHALA
IMPLANTACION

1/16

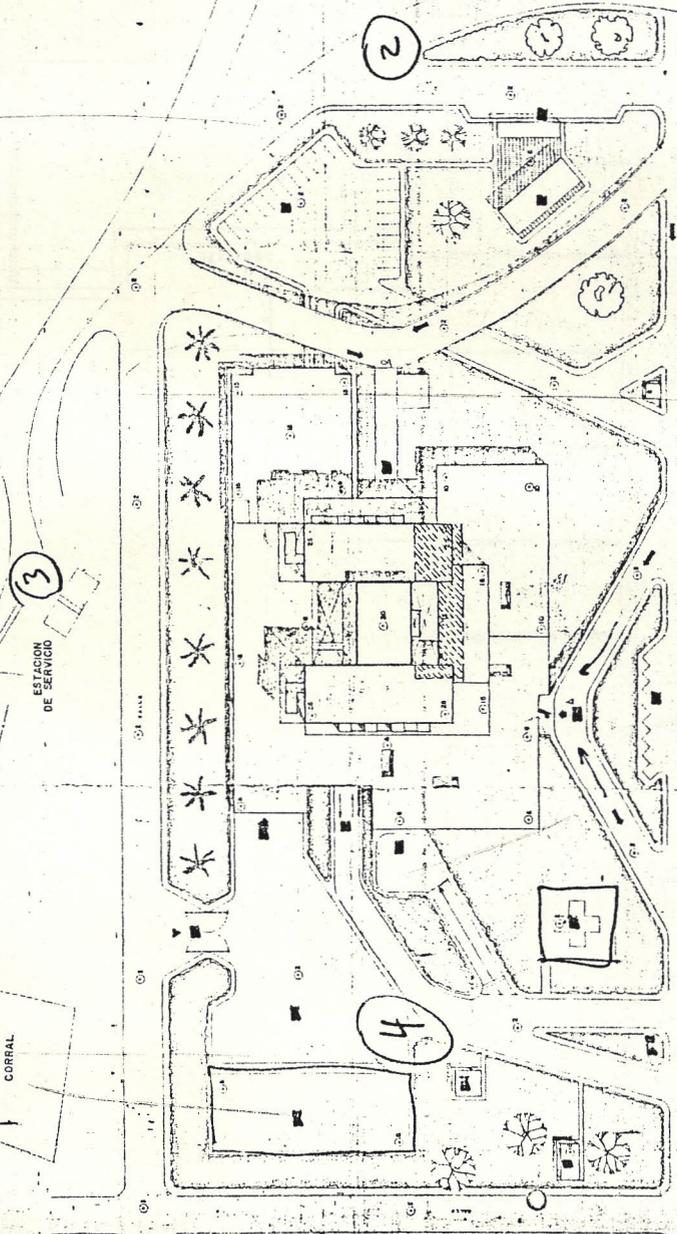
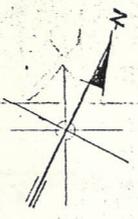
EST. GONZ. GARCIA S.A.S.
MACHALA, GUAYAS, ECUADOR

SANTA ROSA

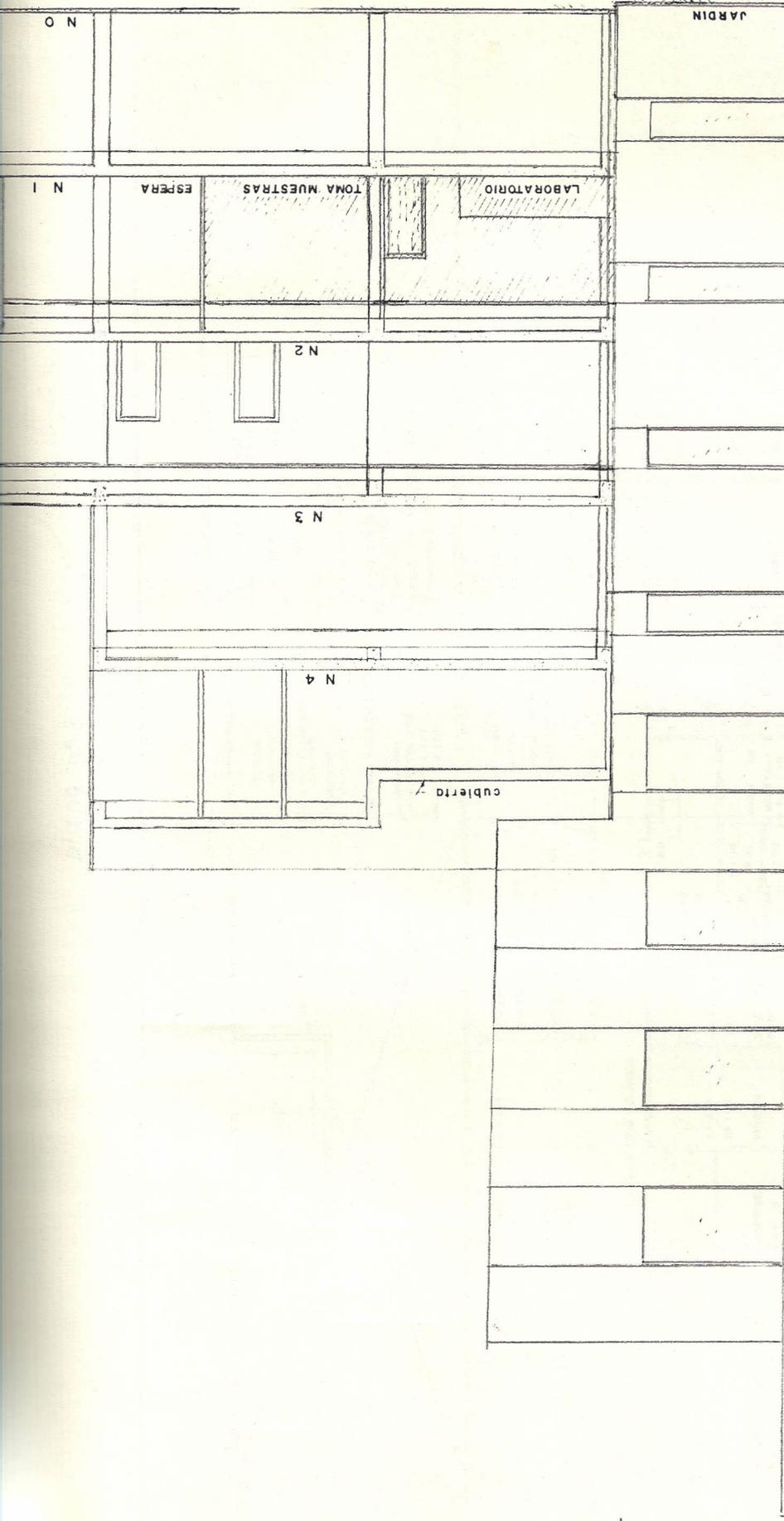
ESTACION DE SERVICIO

CORRAL

COMPLEJO TURISTICO "BELLA INDIA"



SECCION A A'



ACONDICIONAMIENTO DE AIRE PARA
EL LABORATORIO CLINICO

HOSPITAL 300 CAMAS MACHALA

DISEÑO

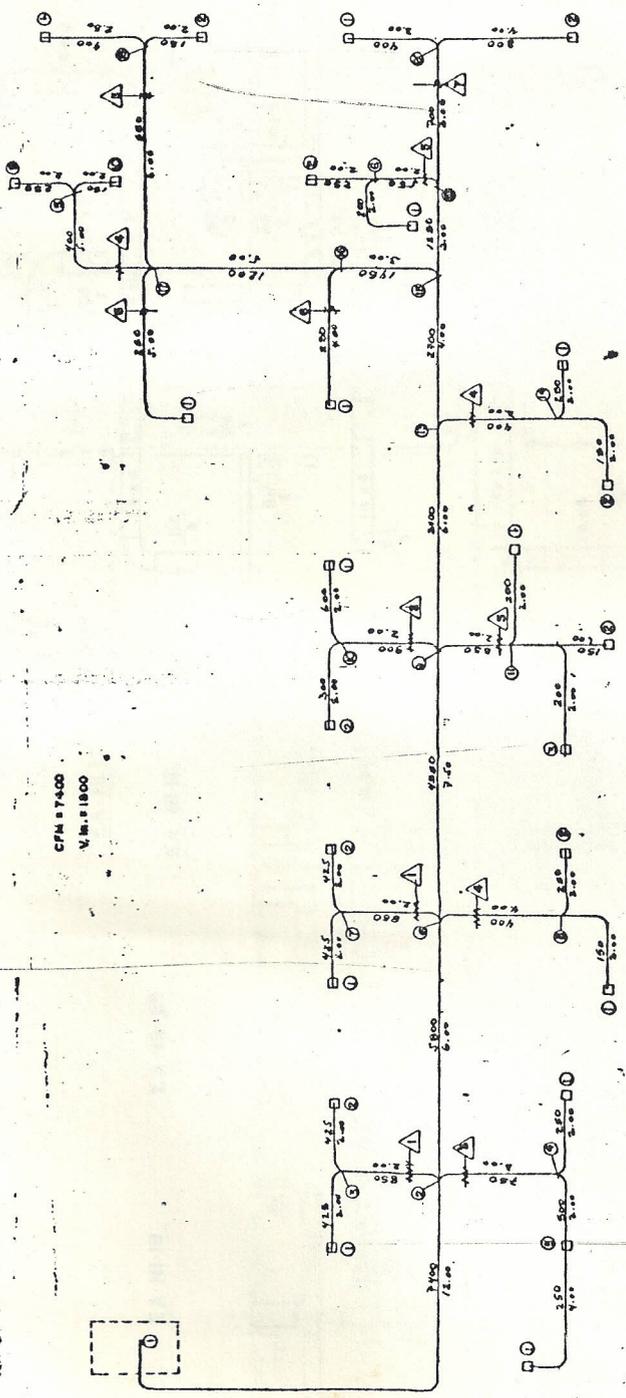
APRB.

ESCALA

1:100

FECHA

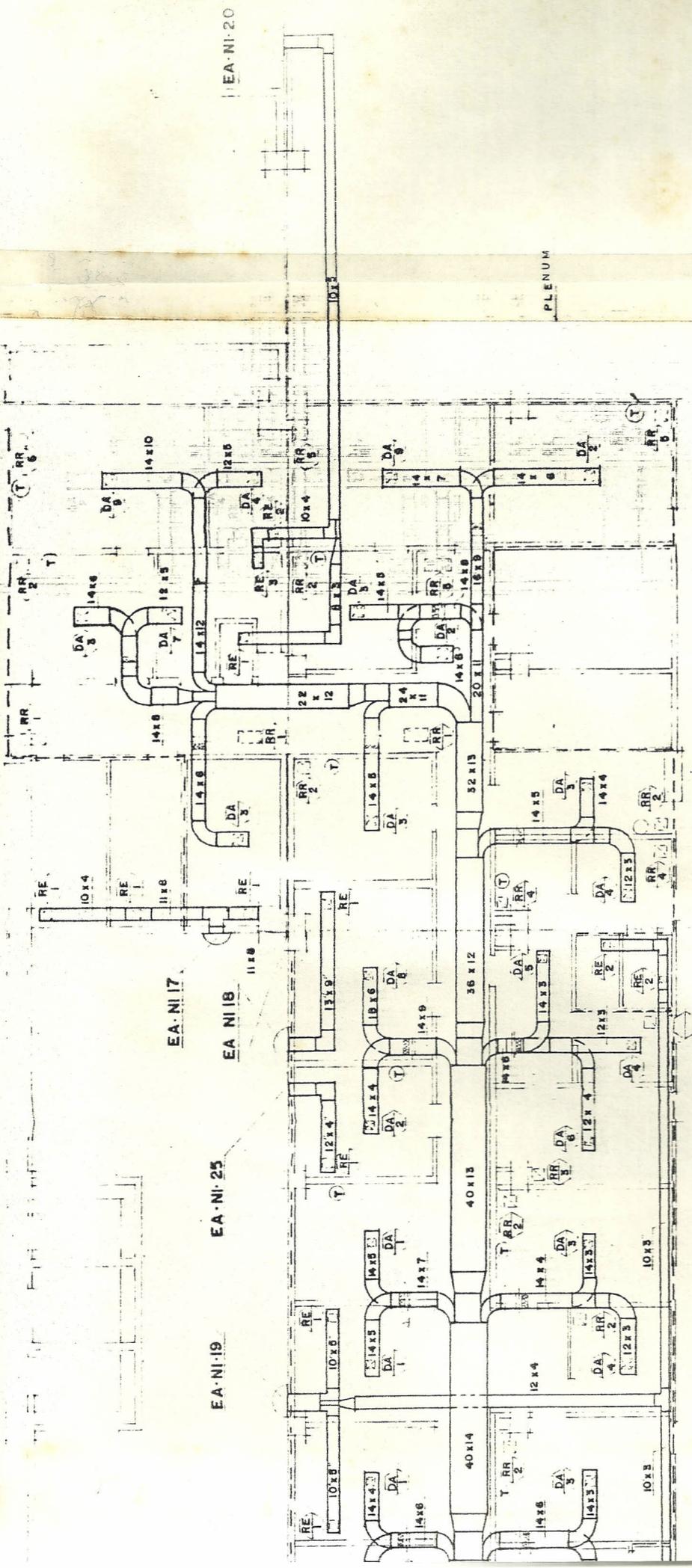
Merces Zambrano



CFM 57400
V.M. 1800

plano n°4

| | |
|---|-------------|
| ACORDIONAMIENTO DE AIRE PARA EL LABORATORIO CLINICO | |
| HOSPITAL 300 CAMAS MACHALA | |
| DISEÑO | APR. ESCALA |
| MARCOS ZAMEZANO | FECHA |



| | | |
|--|--------|-----------------|
| ACONDICIONAMIENTO DE AIRE PARA EL LABORATORIO CLINICO | | ESCALA 1:100 |
| HOSPITAL 300 CAMAS MACHALA | | FECHA |
| DISEÑO | APROB. | |
| MOROS Zambrano | | |

PLANTA

PLANO N° 5