Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA EL PABELLÓN DE QUEMADOS DEL INSTITUTO DE SALUD DEL NIÑO – LIMA

INFORME DE SUFICIENCIA

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE

INGENIERO MECÁNICO

SIXTO JUAN POLAR HEREDIA

PROMOCIÓN 79-I

LIMA – PERÚ - 2007

Dedicado a:

Diego y Claudia, razón suficiente para pensar en el futuro.

A mi esposa, Mónica, mi compañera de siempre.

A mis padres, Juan y Zoila, a quienes debo lo que soy.

TABLA DE CONTENIDO

Prólogo 1

CAPITULO 1: INTRODUCCIÓN 3

CAPITULO 2: MEMORIA DESCRIPTIVA 5

2.1 Generalidades. 5

2.1.1 Influencias del Aire Acondicionado. 5

2.1.2 Situación Actual 6

2.2 Descripción del Local 7

2.2.1 Ubicación Geográfica y Orientación. 7

2.2.2 Composición de Paredes, Techos, Pisos, Puertas y Ventanas. 7

2.2.3 Otras Características. 8

2.3 Ambientes a Acondicionarse 8

2.4 Criterio Utilizado para la Solución 8

CAPITULO 3: CONDICIONES AMBIENTALES DEL PROYECTO 10

3.1 Definición de Condiciones Ambientales Exteriores. 10

3.1.1 Verano. 10

3.1.2 Invierno. 10

3.2 Definición de Condiciones Ambientales Interiores 11

3.2.1 Temperatura y Humedad. 11

3.2.2 Aire Exterior y Filtrado 13

CAPITULO 4: CÁLCULOS DE LA CARGA TERMICA 16

4.1 Cálculo de la Carga Térmica en Verano.

4.1.1 Cálculo de los Coeficientes Globales de Transmisión.

4.1.2 Determinación de los Pesos de Paredes, Techos y Pisos x m^2 16

4.1.3 Día de Proyecto y Hora de Cálculo.

4.1.4 Transmisión de Calor a Través de las Paredes Soleadas 19

4.1.5 Transmisión de Calor a Través de las Paredes en Sombra 21

4.1.6 Transmisión de Calor a Través de las Superficies Acristaladas 22

4.1.7 Ganancia de Calor Debido a los Ocupantes 25

4.1.8 Ganancia de Calor Debido a la Iluminación 25

4.1.9 Ganancias Debidas al Aire Externo 27

4.1.10 Ganancia de Calor Debido a Diversos Factores. 27

4.1.11 Ejemplo de Cálculo 30

4.2 Cálculo de la Capacidad de los Equipos 44

4.2.1 Análisis Psicrométrico 44

4.2.2 Carga de Enfriamiento 48

4.2.3 Ejemplo de Cálculo 49

4.3 Cálculo de la Carga Térmica en Invierno 53

4.3.1 Cálculo de los Coeficientes Globales de transmisión 53

4.3.2 Pérdidas de Calor por Transmisión 53

4.3.3 Pérdidas Suplementarias 54

4.3.4 Pérdidas por Infiltración y Renovación de Aire Exterior 54

4.3.5 Ejemplo de Cálculo 56

CAPITULO 5: SELECCIÓN DE EQUIPOS 61

5.1 Sistemas actuales utilizados. 61

5.2 Sistemas Seleccionados. 62

CAPITULO 6: DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION DE AIRE 65

6.1 Cálculo y Diseño del Sistema de Ductos. 65

6.1.1 Generalidades 65

6.1.2 Método Seleccionado 67

6.1.3 Selección de Difusores y Rejillas de Retorno. 67

6.2 Cálculo de la Caída de Presión y Balance de los Sistemas 68

CAPITULO 7: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS 70

7.1 Equipos y Accesorios. 70

7.2 Sistema de Distribución de Aire. 73

7.3 Instalaciones. 74

CAPITULO 8: METRADO Y PRESUPUESTO BASE 77

8.1 Metrado y Presupuesto de Equipos y Accesorios. 77

8.2 Metrado y Presupuesto del Sistema de Distribución de Aire. 77

8.3 Presupuesto de Instalación. 78

8.4 Presupuesto Total. 78

Conclusiones 79

Bibliografía 80

Planos

Apéndice

PROLOGO

En los últimos años, con mayor frecuencia, especialistas en Medicina, recomiendan, la implementación de Sistemas de Aire Acondicionado y Ventilación aséptica, en los centros de tratamiento, a pacientes que sufren de quemaduras.

El presente trabajo, desarrolla el Diseño del Sistema de Aire Acondicionado y Ventilación, para el Pabellón de Quemados del Instituto de Salud del Niño- Lima, el cual, consta de ocho capítulos.

En el capitulo 1. Introducción, indicamos el propósito de este trabajo, como es el beneficio de Instalar un Sistema de Aire Acondicionado, con alta pureza en el aire tratado, que ayudará en la recuperación de los quemados; así mismo mencionamos los alcances y limitaciones del estudio.

El capítulo 2. trata la Memoria Descriptiva, en la cual se amplía la importancia de un sistema de Aire Acondicionado, correctamente diseñado; describiendo la ubicación y características arquitectónicas del local, necesarias para el cálculo y diseño de las instalaciones; indicamos las salas a acondicionarse, así como las condiciones actuales, en que se desenvuelve el citado Pabellón de Quemados.

En el Capítulo 3. se evalúa las condiciones ambientales externas, así como los requerimientos interiores de temperatura, humedad, filtrado y pureza del aire, necesarios para cada sala; parámetros para calcular las capacidades de las máquinas.

La metodología, para los cálculos de la carga térmica en Verano é Invierno, así como los cálculos de las capacidades de los equipos, accesorios, etc., son desarrollados en el Capítulo 4.

En el Capítulo 5, mencionamos los sistemas de aire acondicionado actualmente utilizados y se selecciona el más conveniente, para este proyecto; así como los componentes necesarios.

El cálculo y diseño de los Sistemas de Distribución de Aire, selección de aislamiento térmico, difusores, rejillas y accesorios terminales, se desarrollla en el capítulo 6.

En el Capítulo 7, resumimos las especificaciones técnicas de la instalaciones en general, como son: montaje de equipos, de sistema de ductos, sistema de evacuación de agua de condensación, instalaciones eléctricas de fuerza y control termostático, etc.

Los metrados y costos, de todos los equipos, instalaciones y accesorios, son presentados en el Capítulo 8.

Finalmente, mostramos los planos correspondientes, conclusiones y bibliografía.

Debo expresar mi agradecimiento, al equipo de profesores del IX Curso de Titulación del FIM, a mi asesor Ing. Ravello, así como al personal del Pabellón de Quemados del Hospital del Niño, por la ayuda brindada, en la elaboración de este trabajo.

CAPITULO 1
INTRODUCCIÓN

El presente trabajo, tiene como objetivo, proyectar un Sistema de Aire Acondicionado, en el Pabellón de Quemados del Instituto de Salud del Niño - Lima (Ex – Hospital del Niño), con el propósito de crear zonas altamente asépticas, con temperatura y humedad controlados, el cual ayudará a la recuperación de los pacientes y a mejorar las condiciones de confort y salubridad del personal médico de atención.

Además, se tendrá la oportunidad de aplicar los conocimientos, al tema de filtrado de aire, necesario para captar las partículas y bacterias, presentes en el aire.

En nuestro medio, gran parte de los cálculos de Aire Acondicionado, los obtienen con métodos aproximados y empíricos que recurren al sobredimensionamiento, para asegurarse que el sistema no va a fallar por defecto; esto nos lleva a seleccionar sistemas, con un costo alto de inversión, y que funcionan la mayor parte del tiempo a carga parcial, operando en condiciones que no corresponden a la de su máximo rendimiento, por lo que los costos de operación y mantenimiento son elevados .

Igualmente, hemos observado que al evaluar la ganancia instantánea de calor, dentro del espacio acondicionado y suponer que el equipo de refrigeración, eliminará el calor con la misma velocidad con que se produce, origina que se seleccione equipos sobredimensionados, sin tener en cuenta el almacenamiento de

calor en la estructura del edificio. Generalmente la carga real de refrigeración, es inferior a la ganancia máxima de calor instantánea total y por lo tanto se necesita un equipo más pequeño.

Por todo esto, el presente trabajo mostrará, la metodología para poder efectuar el cálculo y diseño de sistemas de aire acondicionado, empleando la ingeniería, para obtener sistemas que puedan funcionar con un máximo ahorro, en el costo de inversión, operación y mantenimiento.

Así mismo, analizaremos el tipo de Equipos de Aire acondicionado, más conveniente entre los comerciales y los diseñados en fábrica para hospitales.

Con respecto al local, éste ya está construído, por tanto, la solución propuesta ha debido de considerar su arquitectura antigua, para ubicar los equipos, recorrido de ductos, pases, etc; efectuando nuestro propio levantamiento Arquitectónico.

Mostramos los cálculos, para la sala de Operaciones y presentamos los resultados finales del resto de ambientes, empleando mayormente, unidades del sistema métrico, adecuándonos a manuales de fabricantes y diseñadores; estos resultados, pueden convertirse, sencillamente, al Sistema Internacional de Unidades.

Seguiremos los siguientes pasos

1. Revisión de Bases teóricas.
2. Levantamiento de Planos de Arquitectura.
3. Evaluacion y Recoleccion de Datos Meteorológicos.
4. Estudio de los ambientes a acondicionarse.
5. Ejecución de la ingeniería de proyecto.
6. Elaboración del Presupuesto.

CAPITULO 2
MEMORIA DESCRIPTIVA

2.1 GENERALIDADES :

Uno de los traumatismos más devastadores, al cual el cuerpo humano puede exponerse, son las lesiones por quemaduras graves; en nuestro medio, estos accidentes en los niños, es atendido en el Pabellón de Quemados del Instituto de Salud del Niño, en la ciudad de Lima.

2.1.1 Influencias del Aire Acondicionado.

El organismo de todo quemado grave se altera, la piel, el metabolismo, el equilibrio hidro-electrolítico, las funciones respiratorias, el sistema inmunológico, las funciones renales, se producen invasiones de bacterias, a expensas de tejido necrótico, las articulaciones se toman rígidas y el paciente se vuelve dependiente del personal que lo trata. Hay alteración de la imagen corporal, lo que determina cambios de conducta y cambios emocionales.

Los especialistas opinan, que es prudente impedir que el quemado se exponga a temperaturas extremas, las cuales pueden causar peligrosas complicaciones. El frío intenso y las bruscas corrientes de aire pueden facilitar la aparición de complicaciones Broncopulmonares y Renales. El calor excesivo puede apresurar la deshidratación del paciente, trastorno que ya existe en los quemados graves.

Otras complicaciones, frecuentemente provienen por infección, debido a la sepsis

del medio ambiente, es decir, a la contaminación de la sala; por esta razón se recomienda entre otras cosas el filtrado y esterilización del aire, manteniendo una presión positiva dentro de los ambientes, así como una temperatura interior promedio de 23ºC según recomendaciones del Consejo de Investigaciones Médicas de Birmingham, en Inglaterra.

De todo esto se deduce, que lo ideal es tratar a estos pacientes, con personal médico especializado, en áreas adecuadas con Aire Acondicionado y Ventilación, en condiciones de la más rigurosa asepcia, a fin de disminuir los riesgos de acumulación de bacterias en el aire, así mismo se consigue disminuir el ausentismo y evita el grado de aturdimiento en el personal, que va a trabajar en un ambiente agradable y seguro para su salud.

Se pretende entonces con el presente estudio, recoger las recomendaciones antes descritas, proyectando en forma eficiente y eficáz, un sistema de Aire Acondicionado y Ventilación.

2.1.2 Situación Actual.

El Pabellón cuenta con 15 salas de atención a los pacientes, y 01 ambiente para oficina-consultorio, utilizada por el Médico-jefe. Actualmente la sala de operaciones, cuenta con 01 equipo de ventana, de 18,000 BTU/H, inoperativo, y otro equipo de ventana, de 24,000 BTU/h, en la sala 1, frío solo. Los otros ambientes, no cuentan con sistemas de ventilación ó renovación de aire.
La ventilación se realiza, aperturando las ventanas del hall interior y de las salas directamente. Así mismo, en la sala de operaciones, hemos observado que existe 01 esterilizador de aire.

2.2 DESCRIPCIÓN DEL LOCAL.

El Pabellón de Quemados, del Instituto de Salud del Niño, se encuentra ubicado en la Av. Brasil Nº 600, Distrito de Breña, en la ciudad de Lima ; en el tercer y último piso del edificio antiguo, sobre el ala derecha del edificio principal; tiene un área de 500 m2. El pasadizo interior es techado, lo que proporciona sombra a las ventanas.

2.2.1 Ubicación Geográfica y Orientación.

Se encuentra a 150 msnm, en las sgts. coordenadas geográficas :

Longitud 77° 01′ Oeste

Latitud 12º 02 ′ Sur

La fachada principal, tiene frente hacia la Av. Brasil, con orientación SE; la calle Independencia tiene orientación NE, y el techo está expuesto al sol.

2.2.2 Composición de Paredes, Techos, Pisos, Ventana.

Paredes Externas: Todas las paredes externas están constituídas de ladrillos macizos de 12 cm. de espesor, con enlucido de cemento de 20 mm. por lado.

Paredes Internas: Estarán constituídas de ladrillos macizos de 12 cm. de espesor ,con enlucido de cemento de 20 mm a ambos lados.

Techos : Los techos estarán constituidos de ladrillos huecos de 15 cm. de espesor, con recubrimiento de cemento de 25 mm a cada lado.

Piso : El piso estará conformado por una loza idéntica al techo.

Puertas : Las puertas son de madera de 5 cm de espesor.

Ventanas : De vidrio sencillo de 6 mm de espesor, con marco de madera.

2.2.3 Otras Características:

Es una construcción, con una antigüedad promedio de 50 años, con paredes y techos altos, como promedio tienen 3m. de piso a techo. La potencia eléctrica es muy baja, debe ser aumentada para alimentar las máquinas de Aire Acondicionado y Calefacción.

2.3 AMBIENTES A ACONDICIONARSE.

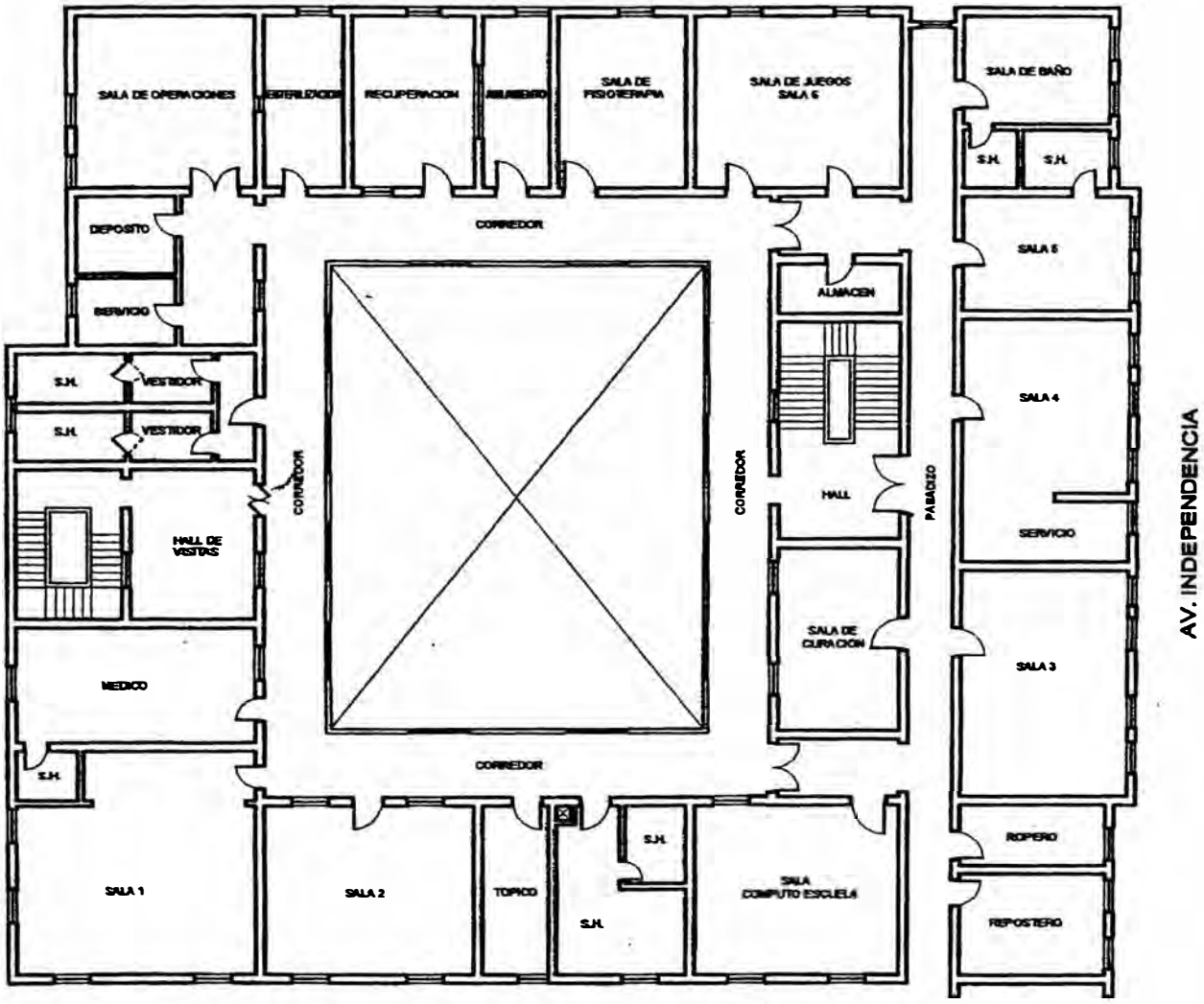
Se acondicionará 16 ambientes:

Sala de Operaciones.
Sala de Esterilización.
Sala de Recuperación.
Sala de Aislamiento
Sala de Fisioterapia.
Sala 6.
Sala de Baños.
Sala 5
Sala 4.
Sala 3.
Sala de Curación.
Sala Cómputo.
Tópico.
Sala 2.
Sala 1.
Médico.

2.4 CRITERIO UTILIZADO PARA LA SOLUCIÓN.

Se ha considerado como solución el uso de equipos compactos, ubicados en el techo, con ductos de inyección, retorno y sus accesorios complementarios, tales como pre-filtro, filtros, resistencias, etc. Hemos tenido en cuenta en el cálculo y diseño, las recomendaciones, como tener, renovaciones parciales de aire exterior, en las salas de tratamiento, curación y totales en la sala de operaciones, con el fin de evitar al máximo la contaminación del paciente. Por consideraciones estructurales, se ha ubicado los equipos, por zonas según se muestra en los planos, a fin de soportar el peso y vibración de los mismos.

PABELLON DE QUEMADOS
INSTITUTO NACIONAL DEL NIÑO



VISTA EN PLANTA

CAPITULO 3
CONDICIONES AMBIENTALES DEL PROYECTO

El Proyecto que se va a desarrollar, será para mantener las condiciones ambientales, durante el período de Verano é Invierno .Los factores que determinan la capacidad de los equipos de acondicionamiento de aire son: las condiciones ambientales externas é internas, el local en sí, tanto por su forma como por su uso, ubicación, orientación y el aire de renovación necesario para el correcto acondicionamiento de los ambientes.

Estas consideraciones han sido desarrolladas, tomando en cuenta las condiciones operativas y funcionales de cada uno de los ambientes, según normas y recomendaciones existentes.

3.1 DEFINICIÓN DE LAS CONDICIONES EXTERIORES.

3.1.1 Verano:

Las condiciones del ambiente exterior han sido determinadas sobre el promedio, en la temporada de verano, de temperatura y humedad relativa, en la ciudad de Lima, de la base de datos, del Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología (SENAMHI) en los últimos años, y de proyectos anteriores.

Seleccionamos para Verano : 30º C TBS y 70% HR.

3.1 .2 Invierno:

Para la temperatura exterior de Proyecto consideramos 14°C y 80% H.R.

3.2 DEFINICIÓN DE CONDICIONES AMBIENTALES INTERIORES.

Las condiciones interiores, dependen de cuatro factores primordiales:

- Temperatura del aire.
- Humedad del aire.
- Movimiento del aire.
- Pureza del Aire.

Estas condiciones deberán mantenerse con cierto rigor, dentro de determinados rangos, en un ambiente de trabajo que sea saludable y confortable.

3.2.1 Temperatura y Humedad:

Nos apoyaremos en la carta de confort (ASHRAE Comfort Standard 55-74) , elaborada para fines prácticos por ASHRAE con la KSU (Kansas State University), que se muestra en el Gráfico N 3.2, y que consiste en una carta psicrométrica, en donde se ha marcada una región denominada de " confort", en la que las personas expresarán su satisfacción con el medio ambiente.

Esta carta es aplicable a ambientes en los que la altitud fluctúa entre el nivel del mar y los +2,134 m.s.n.m., la velocidad del aire en dichos ambientes sea menor a 0.2 m/s y la actividad que realicen las personas sea a nivel de "sedentaria", como ocurre en ambientes de oficinas, casas, escuelas, hospitales, laboratorios, teatros, etc

Así mismo utilizamos la tabla 3.11, recomendaciones de proyecto.

En la ciudad de Lima, proyectamos en Verano, con 22 °C y 50 % de HR. y en Invierno con 23 °C y 50 % HR .

Gráfico Nº 3.2 CARTA DE CONFORT ASHRAE 55-74

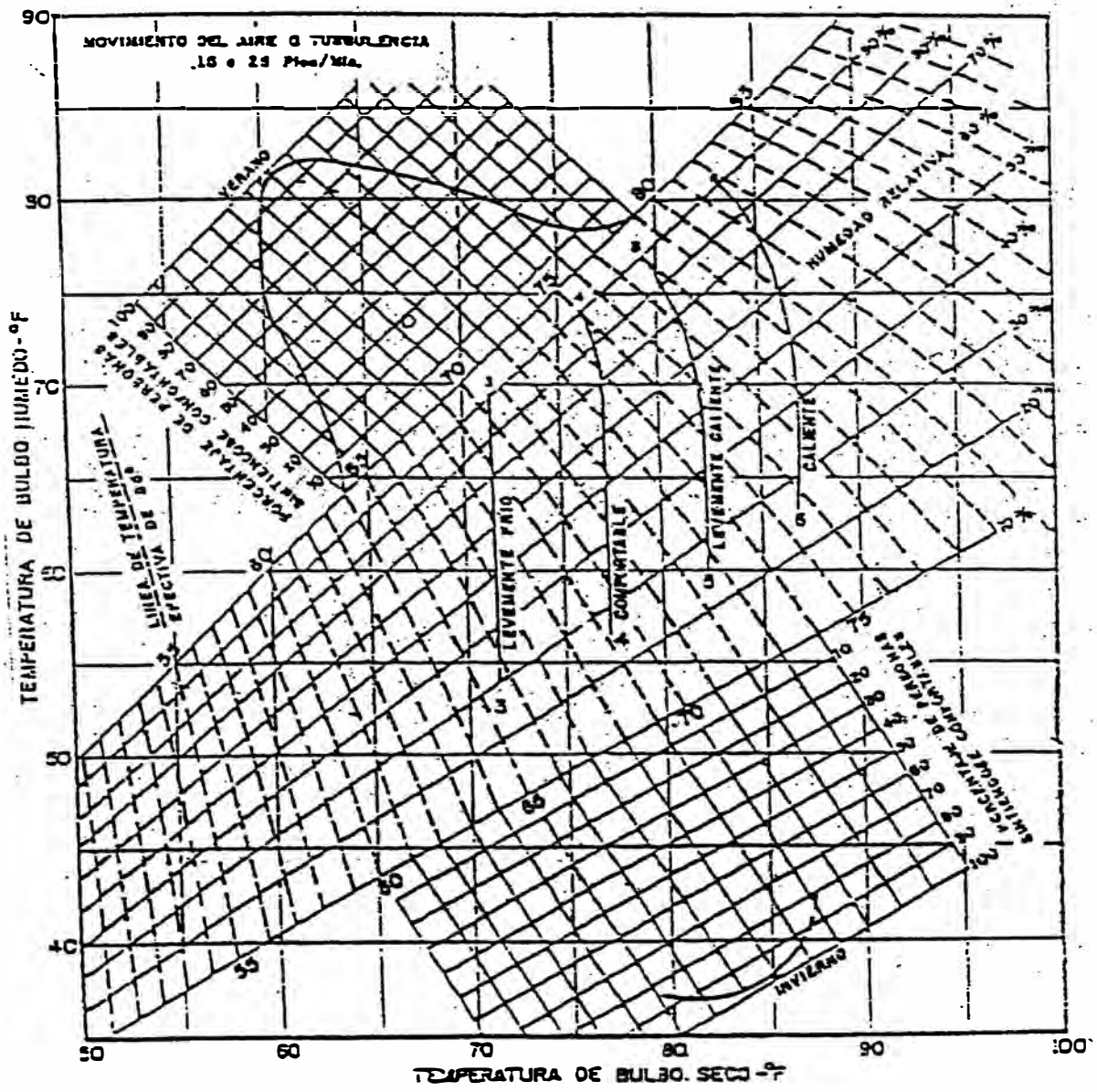


TABLA 3.1 CONDICIONES DE PROYECTO RECOMENDADAS PARA AMBIENTE INTERIOR –VERANO É INVIERNO

TIPO DE APLICACIÓN	VERANO					INVIERNO				
	DE LUJO		PRACTICA COMERCIAL			CON HUMECTACION			SIN HUMECTACION	
	Temperatur Seca (°C)	Hum. Rel. %	Temperatura Seca (°C)	Hum. rel. %	Variación De Temperatur (°C)**	Temper. Seca (°C)	Hum. rel. %	Variación De *** Temper. (°C)	Temperatura Seca (°C)	Variación de Temperatura (°C)***
CONFORT GENERAL Apartamento, Chalet hotel, Oficina, Colegio, Hospital, etc.	23-24	50-45	25-26	50-45	1 a 2	23-24	35-30	-1,5 a -2	24-25	-2
TIENDAS COMERCIALES (Ocupación de corta duración) Bancos, Barbero y peluquería, Grandes almacenes, Supermercados, etc.	24-26	50-45	26-27	50-45	1 a 2	22-23	36-30 ****	-1,5 a -2	23-24	-2
APLICACIONES DE BAJO FACTOR DE CALOR SENSIBLE (Carga latente elevada) Auditorio, iglesia, Bar, Restaurante, Cocina, etc.	24-26	65-60	26-27	60-50	0,5 a 1	22-23	40-35	-1 a -2	23-24	-2
CONFORT INDUSTRIAL Secciones de montaje Salas de máquinas, etc.	25-27	65-45	26-29	60-50	2 a 3	20-22	35-30	-2 a -3	21-23	-3

* La temperatura seca de proyecto para el ambiente interior debería ser reducido cuando hay paneles radiantes calientes, adyacentes a los ocupantes, e incrementada cuando aquellos son frios, a fin de compensar el incremento o disminución con el calor radiante intercambiado desde el cuerpo un panel frío o caliente puede ser un cristal sin sombras o muros exteriores acristalados (caliente en verano, frios en invierno). O tabiques delgados con espacios adyacentes calientes o frios. un suelo directamente sobre tierra y murso por debajo del nivel del suelo con paneles frios durante el invierno y con frecuencia tambien durante el verano. Tanques calientes, hogares y máquinas son paneles calientes.

** La variación de temperatura es por encima de la posisción del termostato durante la máxiama carga térmica en verano.

*** La variación de temperatura es por debajo de la posición del termostato durante la máxima carga térmica en invierno (sin luces ocupantes o aportaciones solares)

**** La humectación durante el invierno se recomienda para tiendas de confección, para conservar la calidad del género.

3.2.2 Aire Exterior y Filtrado.

A excepción de la sala de Operaciones, donde usamos 100% de Aire exterior, para evitar, infecciones y contagio; en el resto de salas, es necesario proveer un cierto caudal de aire exterior, que permita la supresión de olores y ventilación necesaria para los ocupantes, usaremos los valores de la tabla 3.21, que permiten determinar el caudal de aire fresco.

TABLA Nº 3.2 CAUDALES DE AIRE EXTERIOR

APLICACIÓN	Nº DE FUMADOR	m^3/h POR PERSONA		M^3/h MINIMO POR AREA DE SUELO
		RECOME	MINIMA	
Hospital. Quirófano	Ninguno	51	42	36.6
Hospital, habitación priva	Ninguno	34	25	6
Hospital, sala común	Ninguno	51	42	
Habitación de hotel	Grande			6
Cocina privada				73
Laboratorio	Pequeño	34	25	36.6

Fuente : Carrier, Parte I, Capítulo 6, Tabla 45

En las últimas décadas ha quedado demostrado el rol del aire, en la inevitable transmisión de microorganismos y otras sustancias nocivas para la salud, no solo de los pacientes internados, sino también del personal que se desenvuelve en él. El ambiente que nos rodea contiene diversas impurezas como polvo, cenizas, bacterias, virus, etc, afectando considerablemente la recuperación en los quemados. Como referencia, indicamos el tamaño de algunas partículas.

Tipo de partícula	(micrones)		
	Mín		**Max**
Polvo	0.1000	a	100.00
Humos	0.1000	a	1.00
Ceniza	0.2000	a	200.00
Bacterias	0.2500	a	30.00
Virus	0.0025	a	0.05

En la mayoría de los casos, los Virus toman alguna otra partícula, (polvo, por ejemplo) como vehículo, para viajar en el aire, por lo tanto, podrán ser captados por los filtros HEPA, aunque sean menores que 0.3 micrones.

Así mismo el aire interior, suele estar de 2 a 5 veces más contaminado que el aire exterior, según la EPA (Agencia para la Protección Medio Ambiental de los Estados Unidos), de ahí la importancia para una adecuada filtración del aire.

También ayuda a que la ductería acumule menos polvo y sea menos propicia a fomentar el crecimiento de hongos y bacterias. Los filtros mantienen limpios los serpentines de enfriamiento, evitando congelamiento y atoro de los drenajes.

El filtro de aire ideal, funcionaría con una eficiencia de 100 % sobre los contaminantes perseguidos, sin embargo éste, aún no se ha inventado.

Los estándares desarrollados por Ashrae son : 52.1-1992 y 52.2- 1999

Los filtros tienen una amplia gama de selección, de diferentes calidades con diferentes aplicaciones, Para el pte. Proyecto, utilizaremos 3 tipos de filtros:

1. De malla de aluminio lavable, de baja eficiencia, en el retomo y toma de aire fresco, reteniendo las partículas de mayores medidas.

2. Filtros de eficiencia intermedia, 50-60%, de bolsa, como prefiltro de los absolutos ó HEPA., con el propósito de filtrar partículas grandes, que saturarían y elevarían la caída de presión del filtro hepa, alargando la vida útil de éste.

3. Filtros HEPA ó Absolutos, 99.90% de eficiencia, como filtros finales, que retienen microorganismos de 0.3 micrones.

CAPITULO 4
CALCULOS DE LA CARGA TERMICA

4.1 CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA EN VERANO :

4.1.1 Cálculo de los Coeficientes Globales de Transmisión:

Estos coeficientes se calculan mediante la expresión:

$$u = \frac{1}{\sum R}$$

Donde : u = Coeficiente Global de Transmisión

R_i= Resistencias Térmicas de los componentes.

Estas resistencias, se seleccionan de la tabla 4.1

4.1.2. Determinación de los Pesos de Paredes, Techos y Pisos por m^2

De la tabla 4.1, obtenemos los Kg/m^3 y con los espesores correspondientes, determinamos los Pesos por m^2.

4.1.3. Día de Proyecto y Hora de Cálculo.

Para determinar el día de cálculo es necesario analizar cuando las cargas radiantes alcanzan en forma simultánea un valor máximo .El techo está directamente expuesto al sol, mientras que las ventanas son pequeñas y de Orientación intermedia.

Este análisis se realiza, con los datos de Radiación, que ofrece la tabla 4.2 de máxima aportación solar para 10º de latitud Sur (Lima esta aproximadamente a 12º)

TABLA N° 4.1 RESISTENCIA TERMICA R-MATERIALES DE CONSTRUCCION Y DE AISLAMIENTO (°C. m^2. h/Kcal)

MATERIAL	DESCRIPCIÓN	Espesor (mm)	Peso Especifico (kg/m^2)	RESISTENCIA R	
				Por m de espesor	Por el espesor considerado $-x10^{-3}$
MATERIAL DE CONSTRUCCION					
PANELES O PLACAS PLACAS	Fibrocemento		1920	2.0	
	Yeso o cemento		800	7.3	
	Contraplacado		544	10.2	
	Madera		416	19.2	
	Fibra de madera. Homogénea o en chapas		496	16.1	
	Fibra de madera comprimida		1040	5.8	
	Madera, Pino o abeto		512	10.0	
MADERA	Arce, encina o especias duras		720	7.3	
	Pino, arce o especias blandas		512	10.1	
ELEMENTOS DE ALBAÑILERIA	Ladrillo ordinario		1920	16.4	
	Ladrillo de paramento		2080	9.0	
	Ladrillo hueco:				
	1 alvéolo	75	960	-	164
	1 alvéolo	100	763	-	228
	2 alvéolos	150	800	-	312
	2 alvéolos	200	720	-	379
	2 alvéolos	250	672	-	455
	3 alvéolos	300	640	-	520
ENLUCIDO	Cemento		1856	1.6	
	Yeso:				
	Ligero		720	5.2	
	Ligero sobre entramado metálico		720	5.2	
	Perlita		720	5.4	
	Arena		1680	1.4	
	Arena sobre entramado metálico		1680	1.4	82
	Arena sobre entramado de madera		1680		
	Vermiculita		720	4.7	
AIRE					
LAMINA DE AIRE	Posición / Flujo de calor				
	Horizontal / Ascendente (invierno)	20100			174
	" / " (verano)	20100			160
	" / Descendente(invierno)	20			209
	" / " / "	40			236
	" / " / "	100			252
	" / " / "	200			256
	" / " (verano)	20			174
	" / " / "	40			191
	" / " / "	100			203
	Inclinación de 45° / ascendente (invierno)	20100			185
	" / descendente(verano)	20100			183
	Vertical / horizontal (invierno)	20100			199
	" / " (verano)	20100			176
CONVECCION Aire quieto	Posición / Flujo de calor				
	Horizontal / Ascendente	-	-	-	125
	Inclinación 45° / "	-	-	-	127
	Vertical / horizontal	-	-	-	140
	Inclinación 45° / descendente	-	-	-	158
	Horizontal / "	-	-	-	190
Viento de 29 km/h	Todas las posiciones (invierno) todas las direcciones				35
Viento de 12 km/	Todas las posiciones (verano) todas las direcciones				52

Fuente : Carrier, Parte I, Capítulo 5, tabla 34.

TABLA Nº 4.2 MAXIMAS APORTACIONES SOLARES A TRAVES DE CRISTAL SENCILLO kcal/(hora) (m^2)

LATITUD NORTE	MES	ORIENTACION (LATITUD NORTE)									MES	LATITUD SUR
		N**	NE	E	SE	5	50	0	NO	Horiz.		
	Junio	160	423	398	113	38	113	398	423	612	Diciembre	
	Julio y Mayo	130	414	412	141	38	141	412	414	631	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	67	382	442	214	38	214	442	382	664	Oct. y Febrero	
0°	Sept. Y Mazo	27	320	452	320	38	320	452	320	678	Sept. y Marzo	0°
	Oct. Y Febrero	27	214	442	382	92	382	442	214	664	Agosto y Abril	
	Nov. Y enero	27	141	412	414	181	414	412	141	631	Julio y Mayo	
	Diciembre	27	113	398	423	222	423	398	113	612	Junio	
	Junio	108	414	420	149	38	149	420	414	659	Diciembre	
	Julio y Mayo	81	401	428	179	38	179	428	401	669	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	35	352	442	254	38	254	442	352	678	Oct. y Febrero	
10°	Sept. Y Mazo	27	279	444	344	75	344	444	279	669	Sept. y Marzo	10°
	Oct. Y Febrero	27	179	420	404	198	404	420	179	623	Agosto y Abril	
	Nov. Y enero	24	100	387	436	287	273	387	100	569	Julio y Mayo	
	Diciembre	24	75	371	442	324	442	371	75	547	Junio	
	Junio	70	417	433	198	38	198	433	417	678	Diciembre	
	Julio y Mayo	51	374	442	230	38	230	442	374	680	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	320	447	306	70	306	447	320	669	Oct. y Febrero	
20°	Sept. Y Mazo	27	235	442	379	176	379	442	235	631	Sept. y Marzo	20°
	Oct. Y Febrero	24	141	398	433	301	433	398	141	564	Agosto y Abril	
	Nov. Y enero	21	70	347	444	382	444	347	70	488	Julio y Mayo	
	Diciembre	21	48	328	452	404	452	328	48	461	Junio	
	Junio	54	377	436	244	57	244	436	377	678	Diciembre	
	Julio y Mayo	43	355	444	271	81	271	444	355	667	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	292	447	349	170	349	447	392	637	Oct. y Febrero	
30°	Sept. Y Mazo	24	244	428	412	284	412	428	244	574	Sept. y Marzo	30°
	Oct. Y Febrero	21	105	366	442	393	442	366	105	485	Agosto y Abril	
	Nov. Y enero	19	43	314	439	431	439	314	43	393	Julio y Mayo	
	Diciembre	16	32	284	439	442	439	284	32	355	Junio	
	Junio	46	360	439	301	146	301	439	360	642	Diciembre	
	Julio y Mayo	40	344	444	339	187	339	444	344	631	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	276	439	395	276	396	439	276	580	Oct. y Febrero	
40°	Sept. Y Mazo	24	157	404	439	379	439	404	157	496	Sept. y Marzo	40°
	Oct. Y Febrero	19	94	330	442	439	442	330	94	349	Agosto y Abril	
	Nov. Y enero	13	32	271	423	450	423	271	32	279	Julio y Mayo	
	Diciembre	13	27	233	401	447	401	233	27	230	Junio	
	Junio	43	341	444	366	253	366	444	341	596	Diciembre	
	Julio y Mayo	38	317	442	387	287	387	442	317	572	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	254	428	425	374	425	428	254	501	Oct. y Febrero	
50°	Sept. Y Mazo	21	157	374	442	428	442	374	157	401	Sept. y Marzo	50°
	Oct. Y Febrero	13	78	284	425	452	425	284	78	254	Agosto y Abril	
	Nov. Y enero	10	24	173	344	414	344	173	24	143	Julio y Mayo	
	Diciembre	8	19	127	314	382	314	127	19	108	Junio	
		S	SE	E	NE	N	NO	O	50	Hortz		
		ORIENTACION (LATITUD SUR)										

Coeficiente de corrección	Marco metálico o ningún marco x 1/0.85 ó 1.17	Limpidez –15% máx.	Altitud + 0.7 % por300 m	Punto de rocío superior a 19.5°C	Punto de rocío inferior a 19.5°C – 5% por 14°C	Latitud Sur Dic. Ó enero +7%

Fuente : Carrier, Parte I, Capítulo 3, tabla 6.

Las aportaciones para los cristales orientados al norte (Latitud Norte) o el sur (Latitud Sur) se constituyen principalmente de radiación difundida, la cual es sensiblemente constante durante todo el día. Los valores indicados son promedios tomados sobre 12 horas (de 6 a 18 horas).

4.1.4 Ganancia de calor a través de las paredes soleadas.

Se obtiene por $Q = u A \Delta Te$

U : Coeficiente de transferencia.

A : Área de la pared.

ΔT_e: Temperatura equivalente corregida.

Usaremos la fórmula que ofrece el Manual de "Carrier":

$$\Delta t_e = a + \Delta t_{es} + b\ R_s / R_m\ (\Delta t_{em} - \Delta t_{es})$$

Δt_e : Temperatura equivalente corregida.

a: Corrección para un incremento distinto de 8º C y una variación de la temperatura seca exterior distinta de 11 ˚ C.

Δt_{es} : Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared a la sombra.

Δt_{em} : Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared soleada (tabla 4.3)

b : Coeficiente que considera el color de la cara exterior de la pared

Color oscuro b = 1 (azul oscuro, rojo oscuro, etc.)

Color medio b = 0.78 (verde, azul ó gris claro).

Color claro b = 0.55 (blanco, crema, etc.)

R_s : Máxima insolación (Kcal/h.m^2) correspondiente al mes y Latitud supuesto a través de una superficie acristalada vertical para la orientación considerada (en el caso de pared) ú horizontal (techo) tabla 4.2

R_m : Máxima insolación (Kcal/h.m^2), en el mes de Julio, a 40º de latitud norte a través de una superficie acristalada, vertical, para la orientación considerada (en el caso de pared) ú horizontal (techo), tabla 4.2

Tabla Nº 4.3 DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA

Muros soleados o en sombra

Valedero para muros de color oscuro, 35°C de temperatura exterior, 27°C de temperatura interior, 11°C de variación de la temperatura exterior en 24 h. Mes de julio y 40°C de latitud Norte **

ORIENTACION	PESO DEL MURO *** (KG/M²)	HORA SOLAR																		
		MAÑANA							TARDE											
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
NE	100	2.8	8.3	12.2	12.8	13.3	10.6	7.8	7.2	6.7	7.2	7.8	7.8	7.8	6.7	5.5	6.4	5.3	2.2	1.1
	300	0.5	1.1	1.1	2.8	13.3	12.2	11.1	8.3	5.5	6.1	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3
	500	2.2	1.7	2.2	2.2	2.2	5.5	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	6.1	6.7	6.7	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4
	700	2.8	2.8	2.3	3.3	3.3	3.3	3.3	5.5	7.8	8.9	7.8	6.7	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5
E	100	0.5	9.4	10.7	18.3	20.0	19.4	17.8	11.1	6.7	7.2	7.8	7.8	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1
	300	0.5	0.5	0	11.7	16.7	17.2	17.2	10.6	7.8	7.2	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	4.1	5.5	4.4	2.8
	500	2.8	2.8	3.3	4.4	7.8	11.1	13.3	13.9	13.3	11.1	10.0	8.9	7.8	7.8	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5
	700	6.1	5.5	5.5	5.0	4.4	5.0	5.5	8.3	10.0	10.6	10.0	9.4	8.9	7.8	6.7	7.2	7.8	7.8	7.8
SE	100	5.5	3.3	7.2	10.6	14.4	15.0	15.6	14.4	13.3	10.6	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1
	300	0.5	0.5	3	7.2	11.1	13.3	15.6	14.4	13.9	11.7	10.0	8.3	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3
	500	3.9	3.9	3.3	3.3	3.3	6.1	8.9	9.4	10.0	10.6	10.0	9.4	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	5.5	5.5
	700	5.0	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	6.1	7.8	8.3	8.9	10.0	8.9	8.3	7.8	7.2	6.7	6.7	6.7
S	100	0.5	1.1	2.2	0.5	2.2	7.8	12.2	15.0	16.7	15.6	14.4	11.1	8.9	6.7	5.5	3.9	3.3	1.7	1.1
	300	0.5	1.7	2.2	1.7	1.1	3.9	6.7	11.1	13.3	13.9	14.4	12.8	11.1	8.3	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2
	500	2.2	2.2	1.1	1.1	1.1	1.7	2.2	4.4	6.7	8.3	8.9	10.0	10.0	8.3	7.8	6.1	5.5	5.0	4.4
	700	3.9	3.3	3.3	2.8	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	3.9	5.5	7.2	7.8	8.3	8.9	8.9	7.8	6.7	5.5
SO	100	1.1	2.2	2.2	1.1	0	2.2	3.3	10.6	14.4	18.9	22.2	22.8	23.3	16.7	13.3	6.7	3.3	2.2	1.1
	300	1.1	0.5	0	0	0	0.5	1.1	4.4	6.7	13.3	17.8	19.4	20.0	19.4	18.9	11.1	5.5	3.9	3.3
	500	3.9	2.8	3.3	2.8	2.2	2.8	3.3	3.9	4.4	6.7	7.8	10.6	12.2	12.8	13.3	12.8	12.2	8.3	5.5
	700	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	5.0	5.5	8.3	10.0	10.6	11.1	7.2	4.4
O	100	1.1	1.7	2.2	1.1	0	1.7	3.3	7.8	11.1	17.8	22.2	25.0	26.7	18.9	12.2	7.8	4.4	2.8	1.1
	300	1.1	0.5	0	0	0	1.1	2.2	3.9	5.5	10.6	14.4	18.9	22.2	22.8	20.0	15.6	8.9	5.5	3.3
	500	3.9	3.9	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	5.5	6.7	9.4	11.1	13.9	15.6	15.0	14.4	10.6	7.8
	700	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	4.4	4.4	5.0	5.5	5.5	5.5	6.1	6.7	7.8	8.9	11.7	12.2	12.8	12.2
NO	100	1.7	2.2	2.2	1.1	0	1.7	3.3	5.5	6.7	10.6	13.3	18.3	22.2	20.6	18.9	10.0	3.3	2.2	1.1
	300	1.1	1.7	2.2	1.7	1.1	0	1.1	3.3	4.4	5.5	6.7	11.7	16.7	17.2	17.8	11.7	6.7	4.4	3.3
	500	2.8	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.8	3.3	5.0	6.7	9.4	11.1	11.7	12.2	7.8	4.4
	700	4.4	3.9	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	5.0	5.5	7.8	10.0	10.6	11.1
N (en la sombra)	100	1.7	1.7	2.2	1.7	1.1	0.5	2.2	4.4	5.5	6.7	7.8	7.2	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0
	300	1.7	1.7	2.2	1.7	1.1	0.5	0	1.7	3.3	4.4	5.5	6.1	6.7	6.7	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2
	500	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0.5	1.1	1.7	2.2	2.8	2.8	2.8	4.4	3.9	3.3	2.8	2.2
	700	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0	0	0.5	1.1	1.7	2.2	2.8	3.3	3.9	4.4	3.9	3.3
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
		MAÑANA							TARDE											

Fuente : Carrier, Parte I, Capítulo 3, tabla 6.

4.1.5 Ganancia de Calor a través de las paredes en sombra.

La ganancia se obtiene por : $Q = u\ A\ \Delta T_e$

Para las paredes en sombra, sin importar su orientación: $\Delta te_m = \Delta te_s$

Luego $\Delta t_e = a + \Delta T_{es}$

Los valores de la tabla 4.3 corresponden al hemisferio norte, sin embargo pueden utilizarse, para el hemisferio Sur, según las sgts. Equivalencias:

Hemisferio Sur	Hemisferio Norte
NE	SE
E	E
SE	NE
S	Norte (Sombra)
SO	NO
NO	SO
N (Sombra)	S

TABLA Nº 4.4 DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)

Techo Soleado o en Sombra

CONDICIONE	PESO DEL MURO *** (Kg/M²)	HORA SOLAR																		
		MAÑANA							TARDE											
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Soleado	50	2.2	3.3	3.9	2.8	0.5	3.9	8.3	13.3	17.5	21.1	23.9	25.6	25.0	22.8	19.4	15.6	12.2	8.9	5.5
	100	0	0.5	1.1	0.5	1.1	5.0	8.9	12.8	16.7	20.0	22.8	23.9	23.9	22.2	19.4	16.7	13.9	11.1	8.3
	200	2.2	1.7	1.1	1.7	3.3	5.5	8.9	12.8	15.6	18.3	21.1	22.2	22.8	21.7	19.4	17.8	15.6	13.3	11.1
	300	5.0	4.4	3.3	3.9	4.4	6.1	8.9	12.2	15.0	17.2	19.4	211	21.7	21.1	20.0	18.9	17.2	15.6	13.9
	400	7.2	6.7	6.1	6.1	6.7	7.2	8.9	12.2	14.4	15.6	17.8	19.4	20.6	20.6	19.4	18.9	18.9	17.8	16.7
Cubierto de agua	100	2.8	1.1	0	1.1	2.2	5.5	8.9	10.6	12.2	11.1	10.0	8.9	7.8	6.7	5.5	3.3	1.1	0.5	0.5
	200	1.7	1.1	0.5	0.5	0	2.8	5.5	7.2	8.2	8.3	8.9	8.3	8.3	7.8	6.7	5.5	3.9	2.8	1.7
	300	0.5	1.3	1.1	1.1	1.1	1.1	2.8	3.9	5.5	6.7	7.8	8.3	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3
Rociado	100	2.2	1.1	0	1.1	2.2	4.4	6.7	8.3	10.0	9.4	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	3.3	1.1	0.5	0
	200	1.1	1.1	0.5	0.5	0	1.1	2.8	5.0	7.2	7.8	7.8	7.8	7.8	7.2	6.7	5.0	3.9	2.8	1.7
	300	0.5	1.1	1.1	1.1	1.1	0	1.1	2.8	4.4	5.5	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3
(en la sombra)	100	2.8	2.8	2.2	1.1	0	1.1	3.3	5.0	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	5.5	4.4	2.8	1.1	0.5	0
	200	2.5	2.8	2.2	1.7	1.1	0	1.1	2.8	4.4	5.5	6.7	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1
	300	1.7	1.7	1.1	1.1	1.1	0.5	0	1.1	2.2	3.3	4.4	5.0	5.5	5.5	5.5	5.0	4.4	3.3	2.2
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
		MAÑANA							TARDE											
		HORA SOLAR																		

Fuente : Carrier, Parte I, Capítulo 5, Tabla 20

* Si las bóvedas o buhardillas están ventilada o si el techo está aislado, tomas el 75% de los valores precedentes.
Para techos inclinados, considerar la proyección horizontal de la superficie.

** Para condiciones diferentes, aplicar las condiciones indicadas en el texto.

TABLA Nº 4.5 CORRECCIONES DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA ºC

Temperatura exterior a las 15 h para el mes considerado menos temperatura inferior	VARIACION DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 h																	
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
-16	21.2	21.7	22.3	22.8	23.3	23.8	24.2	24.7	25.1	25.6	26.0	26.5	27.0	27.4	27.9	28.8	29.3	29.8
-12	17.2	17.7	18.3	18.8	19.3	19.8	20.2	20.7	21.1	21.6	22.0	22.5	23.0	23.4	23.9	24.5	25.3	25.8
-8	13.2	13.7	14.3	14.8	15.3	15.8	16.2	16.7	17.1	17.6	18.0	18.5	19.0	19.4	19.9	20.8	21.3	21.8
-4	9.2	9.7	10.3	10.8	11.3	11.8	12.2	12.7	13.1	13.6	14.0	14.5	15.0	15.4	15.9	16.8	17.3	17.8
0	5.0	5.5	6	6.6	7.1	7.6	8.0	8.5	8.9	9.4	9.8	10.3	10.8	11.2	11.7	13.6	13.1	13.6
2	3.1	3.6	4.2	4.7	5.2	5.6	6.1	6.6	7.0	7.5	7.9	8.4	8.9	9.3	9.8	10.6	11.1	11.7
4	1.1	1.6	2.2	2.7	3.2	3.6	4.1	4.6	5.0	5.5	5.9	6.4	6.9	7.3	7.8	8.6	9.1	9.7
6	0.8	0.3	0.3	0.8	1.3	1.7	2.2	2.7	3.1	3.6	4.0	4.5	5.0	5.4	5.9	6.7	7.2	7.8
8	.8	2.3	1.7	1.2	0.7	0.3	0	0.7	1.1	1.6	2.0	2.5	3.0	3.4	3.9	4.7	5.2	5.8
10	4.7	4.2	3.6	3.1	2.6	2.2	1.7	1.2	0.8	0.3	0.1	0.6	1.1	1.5	2.0	2.8	3.3	3.9
12	6.8	6.3	5.7	5.2	4.7	4.3	3.8	3.3	2.9	2.4	1.8	1.3	0.8	0.4	0.1	0.7	1.2	1.8
14	8.8	8.3	7.7	7.2	6.7	6.3	5.8	5.3	4.9	4.4	3.8	3.3	2.8	2.4	1.9	1.3	0.8	0.2
16	10.8	10.3	9.7	9.2	8.7	8.3	7.8	7.3	6.9	6.4	5.8	5.3	4.8	4.4	3.9	3.3	2.8	2.2
18	12.8	12.3	11.7	11.2	10.7	10.3	.8	9.3	8.9	8.4	7.8	7.3	6.8	6.4	5.9	5.3	4.3	4.2
20	14.8	14.3	13.7	13.2	12.7	12.3	11.8	11.3	10.9	10.4	9.8	9.3	8.8	8.4	7.9	7.3	6.8	6.2
22	16.9	16.4	15.8	15.3	14.8	14.4	13.9	13.4	13.0	12.5	11.9	11.4	10.9	10.5	10.0	9.4	8.9	8.3
Ç																		

Fuente : Carrier, Parte I, Capítulo 5, Tabla 20 A

4.1.6 Ganancia de calor a través de las superficies acristaladas.

4.1.6.1 Por Radiación:

Carga real de refrigeración = Máxima Aportación Solar (Kcal / h-m^2) x Superficie Acristalada (m2) x Factores (altitud, atmósfera , etc) x factor de sombra x factor de almacenamiento.

La máxima aportación solar, se obtiene de la tabla 4.2 La tabla 4.6, da los factores de sombra que tienen en cuenta la reducción de la carga de refrigeración, cuando se emplean persianas interiores o exteriores y cortinas de tela. Los factores de almacenamiento están dados en la tabla 4.7, los cuales dependen de las horas de funcionamiento de la unidad, de la hora, orientación y peso de la estructura del local en Kg/m^2 de superficie de piso.

4.1.6.2 Por diferencia de temperatura:

$$Q = u A (T_e - T_s)$$

Donde:

T_e: temperatura exterior

T_s: temperatura de sala

U : Coeficiente de transmisión del vidrio

A : Superficie del vidrio

TABLA Nº 4.6 FACTORES DE GANANCIA SOLAR A TRAVES DEL VIDRIO

(Coeficientes globales de Insolación con o sin dispositivo de sombra o pantalla)
Aplicar estos coeficientes a los valores de las tablas 6 y 15
velocidad del viento 8 km/h. Angulo de incidencia 30º
con máxima sombra de persiana

Tipo de vidrio	Sin Persiana o pantalla	Persianas venecianas Interiores Limones horizontales o verticales inclinados 45º O cortinas de tela			Persianas Venecianas Exteriores Listones horizontales Inclinados 45º		Persiana exterior Listones inclinados 17º (horizontales)	
		Color claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Exterior claro interior oscuro	Color medio***	Color oscuro***
Vidrio sencillo ordinario	1.00	0.56	0.65	0.75	0.15	0.13	0.22	0.15
Vidrio sencillo 6 mm	0.94	0.56	0.65	0.74	0.14	0.12	0.21	0.14
Vidrio absorbente.....								
Coeficiente de absorción 0.40 a 0.48	0.80	0.56	0.62	0.72	0.12	0.11	0.18	0.12
Coeficiente de absorción 0.48 a 0.56	0.73	0.53	0.59	0.62	0.11	0.10	0.16	0.11
Coeficiente de absorción 0.56 a 0.70	0.62	0.51	0.54	0.56	0.10	0.10	0.14	0.10
Vidrio doble								
Vidrios ordinarios	0.90	0.54	0.61	0.67	0.14	0.12	0.20	0.14
Vidrios de 6 mm	0.80	0.52	0.59	0.65	0.12	0.11	0.18	0.12
Vidrio interior ordinario								
Vidrio ext. Absorbente de 0.48 a 0.56	0.52	0.36	0.39	0.43	0.10	0.10	0.11	0.10
Vidrio interior de 6 mm								
Vidrio ext. Absorbente de 0.48 a 0.56	0.36	0.36	0.39	0.43	0.10	0.10	0.11	0.10
Vidrio triple								
Vidrio ordinario	0.83	0.48	0.56	0.64	0.12	0.11	0.18	0.12
Vidrio de 6 mm	0.69	0.47	0.52	0.57	0.10	0.10	0.15	0.10
Vidrio pintado								
Color claro	0.28							
Color medio	0.39							
Color oscuro	0.50							
Vidrio de Color ****								
Ambar	0.70							
Rojo oscuro	0.56							
Azul	0.60							
Gris	0.32							
Gris-verde	0.46							
Opalescente claro	0.43							
Opalescente oscuro	0.37							

Fuente : Carrier, Parte I, Capítulo 4, tabla 16.

TABLA Nº 4.7 FACTORES DE ALMACENAMIENTO SOBRE CARGA TERMICA, APORTACIONES SOLARES A TRAVES DE VIDRIO

Con Elementos de sombra Interiores
Funcionamiento 24 horas diarias - Temperatura Interior Constante

Orientación (Latitud Norte)	Peso(****) (kg por m² de superfi. De suelo)	HORA SOLAR																	Orientacion Latitud Sur
		MAÑANA								TARDE									
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	
NE	750 y más	0,47	0,5	0,54	0,42	0,27	0,23	0,2	0,19	0,18	0,17	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07	0,06	SE
	500	0,48	0,6	0,57	0,46	0,3	0,24	0,2	0,19	0,17	0,16	0,15	0,13	0,11	0,08	0,07	0,06	0,05	
	150	0,55	0,76	0,73	0,58	0,36	0,24	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,07	0,04	0,02	0,02	0,01	
E	750 y más	0,39	0,56	0,62	0,59	0,49	0,33	0,.23	0,21	0,2	0,16	0,17	0,15	0,12	0,1	0,09	0	0,08	E
	500	0,4	0,58	0,65	0,63	0,52	0,35	0,24	0,22	0,2	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07	0,06	
	150	0,46	0,7	0,8	0,79	0,64	0,42	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,08	0,07	0,04	0,02	0,02	0,01	
SE	750 y más	0,04	0,28	0,47	0,59	0,64	0,62	0,53	0,41	0,27	0,24	0,21	0,19	0,16	0,14	0,12	0,11		NE
	500	0,03	0,28	0,47	0,61	0,67	0,65	0,57	0,44	0,29	0,24	0,21	0,18	0,15	0,12	0,1	0,09	0,08	
	150	0	0	0,57	0,75	0,84	0,61	0,69	0,5	0,3	0,2	0,17	0,13	0,09	0,05	0,04	0,03	0,02	
S	750 y más	0,06	0,06	0,23	0,38	0,51	0,6	0,66	0,67	0,64	0,59	0,42	0,24	0,22	0	O,17	0,15	0,13	N
	500	0,04	0,04	0,22	0,3	0,52	0,63	0,7	0,71	0,69	0,59	0,45	0,26	0,22	0,18	0,16	0,13	0,12	
	150	0,1	0,21	0,43	0,63	0,77	0,86	0,88	0,82	0,56	0,5	0,24	0,16	0,11	0,08	0,05	0,04	0,02	
SO	750 y más	0,08	0,08	0,09	0,09	0,1	0,11	0,24	0,39	0,53	0,63	0,66	0,61	0,47	0,23	0,19	0,16	0,14	NO
	500	0,07	0,08	0,08	0,08	0	0,19	0,24	0,4	0,55	0,66	0,7	0,64	0,5	0,26	0,2	0,15	0,13	
	150	0,03	0,04	0,06	0,06	0,07	0,09	0,23	0,47	0,87	0,86	0,86	0,79	0,6	0,26	0,17	0,08	0,05	
O	750 y más	0,08	0,07	0,09	0,1	0,1	0,1	0,1	0,18	0,36	0,53	0,63	0,65	0,55	0,22	0,19	0,17	0,15	O
	500	0,07	0,08	0,08	0,09	0,09	0,08	0,09	0,18	0,36	0,54	0,66	0,69	0,6	0,25	0,2	0,17	0,15	
	150	0,03	0,04	0,06	0,07	0,07		0,08	0,19	0,42	0,65	0,81	o,85	0,74	0,3	0,19	0,13	0,09	
NO	750 y más	0,08	0,09	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,16	0,33	0,49	0,61	0,6	0,19	0,17	0,15	0,13	SO
	500	0,07	0,08	0,09	0,09	0,1	0,1	0,1	0,1	0,16	0,34	0,52	0,65	0,64	0,23	0,18	0,15	0,12	
	150	0,03	0,05	0,07	0,08	0,09	0,09	0,1	0,1	0,17	0,39	0,63	0,8	0,79	0,28	0,19	0,12	0,09	
N Y Sombra	750 y más	0,08	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86	0,87	0,99	0,29	0,26	0,23	0,2	S Y Sombra
	500	0,06	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88	0,9	0,91	0,3	0,26	0,22	0,19	
	150	0	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98	0,99	0,99	0,26	0,17	0,12	0,08	

Fuente : Carrier, Parte I, Capítulo 3, tabla 7.

4.1.7 Ganancia de calor debido a los Ocupantes.

$Q = N_p \times q$ N_p: Numero de personas
q: calor sensible y latente- tabla 4.8

La cantidad de personas dentro de un ambiente, es de suma importancia, ya que el cuerpo humano, necesita liberar calor ó absorberlo, dependiendo de condiciones externas del local y de la labor que realiza dentro del ambiente.

En la tabla N° 4.8 se obtiene la cantidad de calor sensible y latente que cede una persona dependiendo de la temperatura del local y del trabajo que realiza.

TABLA N° 4.8
GANANCIA DE CALOR DEBIDO A LOS OCUPANTES
(kcal/h)

GRADO DE ACTIVIDAD	TIPO DE APLICACIÓN	TEMPERATUR<A SECA DEL LOCAL (C)									
		28		27		26		24		21	
		SENSIB	LATEN	SENSIB	LATEN	SENSIB	LATEN	SENSIB	LATEN	SENSIB	LATEN
Sentados, en reposo	Teatro escuela primaria	44	44	49	39	53	35	58	30	65	23
Sentados, trabajo muy ligero	Escuela secundaria	45	55	48	52	54	46	60	40	68	32
Empleado de Oficina	Oficina Hotel, apartamento	45	68	50	63	54	59	61	52	71	42
De pie, marcha lenta	Almacenes, tienda	45	68	50	63	54	59	61	52	71	42
Sentado, de pie	Farmacia	45	81	50	76	55	71	64	62	73	53
De pie, marcha lenta	Banco	45	81	50	76	55	71	64	62	73	53
Sentado	Restaurante	48	91	55	84	61	78	71	68	81	58
Trabajo ligero, banco de taller	Fabrica trabajo ligero	48	141	55	134	62	127	74	115	92	97
Baile o danza	Sala de baile	55	158	62	152	69	145	82	132	101	113
Marcha, 5 Km/h	Fabrica trabajo penoso	68	184	76	176	83	169	96	156	115	136
Trabajo penoso	Pista de bowling, fabrica	113	252	117	248	122	243	132	233	152	213

Fuente : Carrier, Parte I, Capítulo 7, tabla 48.

4.1.8 Ganancia de calor debido a la Iluminacion.

El alumbrado constituye una fuente de calor sensible pudiendo también producirse estratificación del calor emitido por convección , luego habrá que aplicar coeficientes de almacenamiento (f), para encontrar la carga real, que se seleccionará según la tabla 4.9.

Ganancia de Calor (Q) = Potencia en vatios x f x 0.86 (Kcal /h)

TABLA N° 4.9
FACTORES DE ALMACENAMIENTO DE LA CARGA GANANCIAS DE CALOR DEBIDA AL ALUMBRADO*

Luces en funcionamiento durante 10 horas**, con equipo de acondicionamiento funcionando 12, 16 y 24 horas, Temperatura del local constante

	Duración de funcionamiento	Paso (***)	NUMERO DE HORAS TRANSCURRIDAS DESDE QUE SE ENCIENDEN LAS LUCES																	
	De instalación	(kg/m2 de superficie de suelo)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Alumbrado Fluorescente Aparato no empotrado	24	750 y más	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86	0.87	0,29	0,26	0,23	0,2	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12
		500	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88	0,9	0,3	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,1
		150	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98	0,99	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
	16	750 y más	0,82	0,83	0,84	0,84	0,84	0,85	0,85	0,86	0,88	0,9	0,32	0,28	0,25	0,23	0,19				
		500	0,79	0,84	0,86	0,87	0,88	0,88	0,89	0,89	0,9	0,9	0,3	0,26	0,22	0,19	0,16				
		150	0,77	0,85	0,89	0,92	0,95	0,96	0,96	0,98	0,9	0,99	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05				
	12	750 y más	0,9	0,91	0,93	0,93	0,94	0,95	0,95	0,95	0,96	0,96	0,37								
		500	0,89	0,91	0,92	0,94	0,94	0,95	0,95	0,96	0,96	0,97	0,36								
		150	0,86	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,98	0,99	0,99	0,99	0,26								
Alumbrado Fluorescente empotrado o incadescente no empotrado	24	750 y más	0,55	0,81	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81	0,83	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,2	0,18	0,16
		500	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,8	0,82	0,84	0,86	0,4	0,34	0,29	0,25	0,2	0,18	0,17	0,15	0,14
		150	0,85	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98	0,98	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02
	16	750 y más	0,75	0,79	0,8	0,8	0,81	0,82	0,83	0,84	0,86	0,87	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25				
		500	0,73	0,78	0,82	0,82	0,82	0,83	0,84	0,85	0,87	0,88	0,4	0,34	0,29	0,25	0,2				
		150	0,69	0,8	0,86	0,89	0,93	0,94	0,95	0,97	0,98	0,98	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07				
	12	750 y más	0,86	0,89	0,9	0,91	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,95	0,5								
		500	0,85	0,88	0,88	0,9	0,92	0,93	0,94	0,94	0,94	0,95	0,4								
		150	0,81	0,88	0,91	0,93	0,96	0,97	0,97	0,98	0,99	0,99	0,35								
Alumbrado (fluorecente o incandescente) empotrado o en falso piso que sirve de retorno de camara de polvo	24	750 y más	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,72	0,74	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27	0,25
		500	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,69	0,74	0,77	0,79	0,6	0,51	0,44	0,37	0,32	0,3	0,27	0,23	0,2
		150	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,02
	16	750 y más	0,64	0,68	0,72	0,73	0,73	0,74	0,74	0,75	0,76	0.78	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37				
		500	0,6	0,67	0,72	0,74	0,77	0,78	0,79	0,8	0,81	0,82	0,6	0,51	0,44	0,37	0,32				
		150	0,53	0,7	0,78	0,84	0,88	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11				
	12	750 y más	0,79	0,83	0,84	0,86	0,88	0,89	0,91	0,91	0,93	0,93	0,75								
		500	0,77	0,81	0,84	0,86	0,88	0,89	0,89	0,92	0,93	0,93	0,72								
		150	0,72	0,82	0,87	0,89	0,92	0,95	0,95	0,97	0,98	0,98	0,52								

Fuente: Carrier, Parte I, Capitulo 3, Tabla 12

* Estos factores se aplican cuando se mantiene TEMPERATURA CONSTANTE durante el periodo de funcionamiento del equipo.
Cuando se permite variación de la temperatura resulta un almacenamiento adicional durante periodos de máxima carga.

** Luces funcionando durante periodos más largos o más cortos de 10 horas.

4.1.9 Ganancias debidas al aire externo.

La renovación continua del aire del local para garantizar las condiciones de higiene, produce una carga térmica, como consecuencia de la necesidad que se tiene, de traer el aire atmosférico de las condiciones exteriores (T_e , W_e), a las condiciones del local (T_s, W_s). Sea el flujo de aire exterior en m^3/h, necesario. (Cuadro 3.2) .Las cargas térmicas serán:

Calor Sensible $Q_s = 0.29\ m^3/h \times (T_e - T_s)$ Kcal/h

Calor Latente $Q_l = 0.71\ m^3/h \times (W_e - W_s)$ Kcal/h

4.1.10 Ganancia térmica debido a diversos factores

Estas ganancias están constituídas por las cantidades de calor suministradas por los diferentes componentes de la instalación, como ventiladores, conductos, etc.

4.1.10.1 Ganancia debida al Ventilador de Insuflación:

El ventilador incrementa ganancia de calor sensible del local, el cual debe agregarse, según la tabla 4.10 de acuerdo a la presión manométrica y al tipo de instalación.

4.1.10.2 Ganancia debida al Conducto de Aire:

Los ductos de distribución de aire, al pasar por espacios no acondicionados, como es el caso del presente proyecto, ganan calor, reduciéndose su capacidad de enfriamiento, según las curvas de la fig 1.10; esta disminución, está expresada en porcentaje de la ganancia de calor sensible del local.

TABLA Nº 4.10 GANANCIAS DEBIDAS AL VENTILADOR DE INSUFLACIÓN

	ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL ** mm C.A.	INSTALACIÓN CENTRALIZADA *** DIFERENCIA DE TEMPERATURA ENTRE EL AIRE DEL LOCAL Y EL AIRE IMPULSADO (°C)					INSTALACIÓN NO CENTRALIZADA (ARMARIO) **** DIFERENCIA DE TEMPERATURA ENTRE EL AIRE DEL LOCAL Y EL AIRE IMPULSADO (°C)				
		5°	7°5	10°	12°5	15°	5°	7°5	10°	12°5	15°
	PORCENTAJE DE LAS GANANCIAS SENSIBLES DEL LOCAL *										
	10	0,99	0,66	0,49	0,40	0,33	2,00	1,34	1,00	0,80	0,67
	15	1,32	0,88	0,66	0,53	0,44	3,30	2,20	1,65	1,32	1,10
	20	2,67	1,78	1,33	1,07	0,89	4,35	2,90	2,17	1,74	1,45
MOTOR DEL VENTILADOR EN EL EXTERIOR DEL LOCAL ACONDICIONADO O DEL CIRCUITO DE AIRE	30	4,00	2,66	2,00	1,60	1,33	6,66	4,44	3,33	2,66	2,22
	40	5,34	3,56	2,67	2,15	1,78	9,00	6,00	4,50	3,60	3,00
	50	7,00	4,68	3,50	2,81	2,34	11,70	7,80	5,85	4,68	3,90
	60	8,34	5,56	4,17	3,34	2,78	13,74	9,16	6,87	5,50	4,58
	80	12,30	8,20	6,15	4,91	4,10	20,40	13,60	10,20	8,15	6,80
	100	16,35	10,90	8,17	6,54	5,45					
	125	21,60	14,40	10,80	8,64	7,20					
	150	27,30	18,20	13,65	10,10	9,10					
	200	42,00	28,00	21,00	16,70	14,00					
MOTOR DEL VENTILADOR EN EL INTERIOR DEL LOCAL ACONDICIONADO O DEL CIRCUITO DE AIRE *****	10	1,32	0,88	0,66	0,53	0,44	2,70	1,80	1,35	1,08	0,90
	15	2,67	1,78	1,33	1,07	0,89	3,66	2,44	1,88	1,46	1,22
	20	3,30	2,20	1,65	1,32	1,10	3,84	2,56	1,92	1,54	1,28
	30	5,00	2,34	2,50	2,00	1,67	7,65	5,10	3,82	3,05	2,55
	40	6,66	4,44	3,33	2,66	2,22	10,32	6,88	5,16	4,12	3,44
	50	9,00	6,00	4,50	3,60	3,00	13,50	9,00	6,75	5,40	4,50
	60	10,68	7,12	5,34	4,30	3,56	16,65	11,00	8,32	6,65	5,55
	80	15,60	10,40	7,80	6,25	5,20	23,40	15,60	11,70	9,50	7,80
	100	20,10	13,40	10,00	8,05	6,70					
	125	26,70	17,80	13,35	10,07	8,90					
	150	33,30	22,20	16,65	13,30	11,10					
	200	50,40	33,60	25,20	20,00	16,80					

* Estos valores tienen en cuenta que una parte de la energía aplicada al ventilador se disipa en la sala de máquinas.

** La altura manométrica total debe tener en cuenta la presión dinámica en la impulsión, si la velocidad correspondiente es mayor que 6 m/seg.

*** El rendimiento del ventilador se toma igual al 70 %.

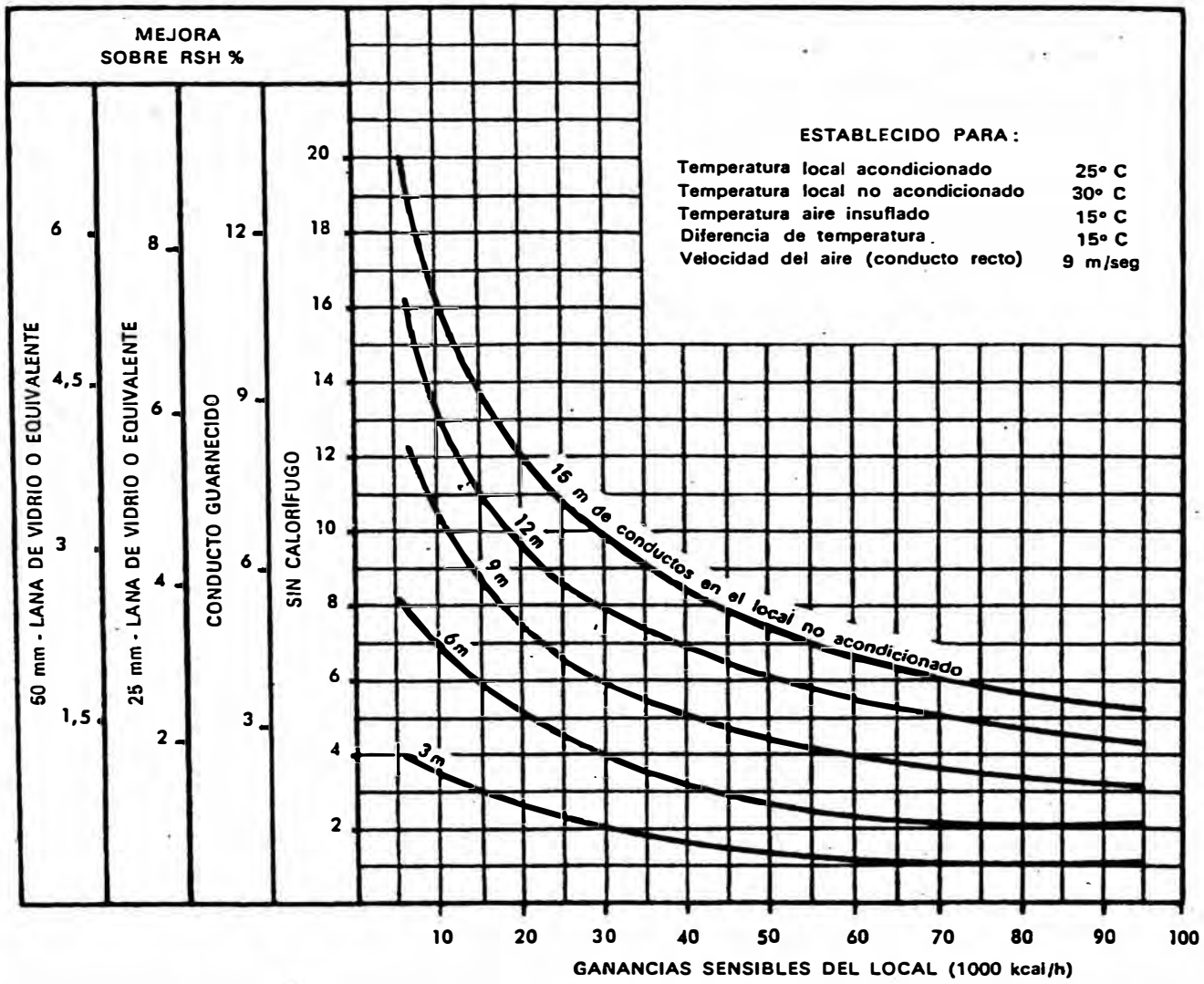
**** El rendimiento del ventilador se toma igual al 50 %.

***** El rendimiento de la transmisión se toma igual al 80 %.

***** Si el ventilador está situado detrás de las baterías, estas ganancias son comunicadas al aire insuflado y se suman a las ganancias sensibles del local Si el ventilador está situado delante de las baterías, estas ganancias se suman al balance frigorífico total de la instalación.

Fuente: Carrier, Parte I, Capitulo 7, Tabla 59

FIGURA 1.10 GANANCIAS DEBIDAS AL CALENTAMIENTO DE LOS DUCTOS



COEFICIENTES DE CORRECCIÓN PARA DIFERENTES VALORES DE LA VELOCIDAD DEL AIRE Y DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA

Diferencia de temperatura °C	Velocidad en el conducto (m/seg)					
	5	8	9	10	15	20
10	0,90	0,74	0,68	0,64	0,55	0,45
15	1,34	1,08	1,00	0,96	0,82	0,67
20	1,80	1,43	1,33	1,27	1,09	0,89
25	2,23	1,78	1,67	1,58	1,36	1,11
30	2,69	2,12	2,00	1,89	1,63	1,33

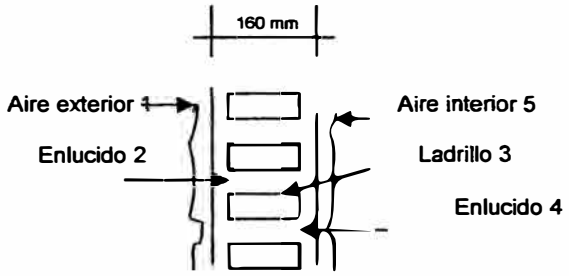
COEFICIENTE DE CORRECCIÓN PARA DIFERENTES VALORES DE LA TEMPERATURA EN EL LOCAL ACONDICIONADO

Temperatura interior (°C)	Coeficiente
24	0,946
24° 5	0,972
25	1,000
25° 5	1,028
26	1,055
26° 5	1,082
27	1,110

4.1.11 Ejemplo de Calculo – Sala de Operaciones – Verano

1. Coeficientes Globales de Transmisión:

Pared exterior :

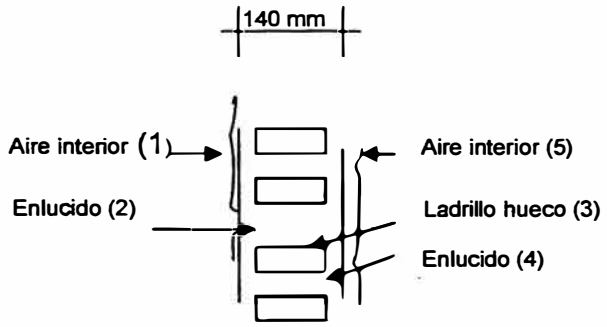


Considerando los datos para verano, tenemos:

1. Resistencia de la Película de aire externo. (covección, verano) 0.052
2. Resistencia del enlucido de cemento de 20mm. (1.6 x 0.020) 0.032
3. Resistencia del ladrillo macizo de 120 mm. (1.64 x 0.12) 0.197
4. Resistencia del enlucido de cemento de 20mm (1.6 x 0.020) 0.032
5. Resistencia de la película de aire interno (aire quieto horizontal) 0.140

$$U=\frac{1}{\sum R}\quad \sum R = 0.4528 \qquad U = \frac{1}{0.4528} = 2.21\ \frac{Kcal}{h-m2-C}$$

Pared interior:



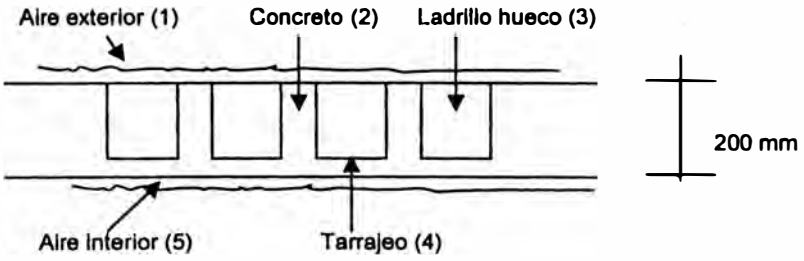
1. Resistencia de la Película de aire interno 0.140
2. Resistencia del enlucido de cemento de 20mm. (1.6 x 0.020) 0.032
3. Resistencia del ladrillo hueco de 100 mm 0.228

4. Resistencia del enlucido de cemento de 20mm (1.6 x 0.020) 0.032

5. Resistencia de la película de aire interno (aire quieto horizontal) 0.140

$$U=\frac{1}{\sum R} \quad \sum R = 0.572 \qquad U = \frac{1}{0.572} = 1.75 \frac{Kcal}{h - m2 - {}^{o}C}$$

Techo Aligerado



1. Resistencia de la película exterior todas

las posiciones – Verano – 12 Km./hr. 0.052

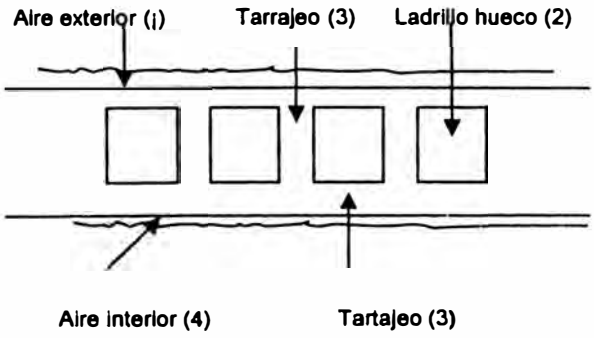
2 Ladrillo hueco 2 alvéolos 150 mm 0.312

3. Tarrajeo 1.6 x 0.050 0.080

4. Aire interior quieto, horizontal descendente 0.190

$$U = \frac{1}{\sum R} \quad \sum R = 0.63 \qquad U = \frac{1}{0.63} = 1.58 \frac{Kcal}{h - m2 - C}$$

Piso Aligerado



1. Resistencia de la película de aire interior

   quieto – horizontal – ascendente. 0.125

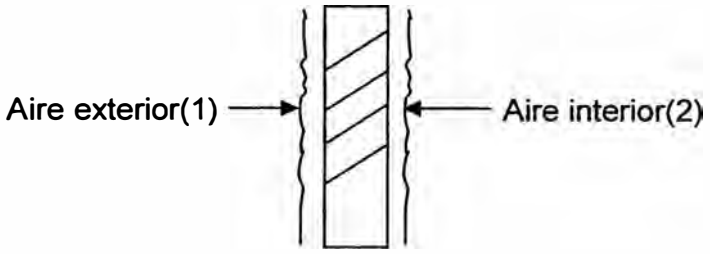
2. Ladrillo hueco 3 álveolos 150 mm 0.312

3. Tarrajeo 1.6 x 0.40 0.064

4. Aire interior quieto, horizontal 0.125

$$U = \frac{1}{\sum R} \qquad \sum R = 0.63 \qquad U = \frac{1}{0.63} = 1.59 \ \frac{Kcal}{h - m2 - °C}$$

Vidrio :



1. - Resistencia de la película de aire exterior

   todas las posiciones, verano, 12 Km/h 0.052

2. - Aire interior, quieto, vertical 0.140

$$U = \frac{1}{\sum R} \qquad \sum R = 0.192 \qquad U = \frac{1}{0.192} = 5.2 \ \frac{Kcal}{h - m2 - °C}$$

2.- Determinación de los pesos de Paredes, Techos y Pisos por m2.

De la tabla 4.1, seleccionamos los Kg/m^3 y con los espesores correspondientes tenemos:

Pared exterior: 1920 x 0.12 + 1856 x 0.04 = 305 kg/m^2

Pared Interior : 1920 x 0.10 + 1856 x 0.04 = 266 Kg $/m^2$

Techo : 800 x 0.15 + 1856 x 0.05 = 213 Kg/m^2

Piso : = 213 Kg/m^2.

El peso por m^2 de area de piso es:

Pared NO	18/36 x 305	= 153 Kg/ m^2
Pared SO	14.4/36 x 305	= 232 Kg/m^2
Pared Interior NE	18/36 x 266	= 133 Kg/ m^2
Pared Interior SE	12.6/36 x 266	= 93 Kg/ m^2
Techo	36/36 x 277	= 213 Kg/m^2
Piso	36/36 x 277	= 213 Kg/m^2

Peso ($\frac{Kg}{m2}$) = Peso muros exterior + ½ (tabiques, suelo, techo)

= (153+122) + ½ (133 +93+213+213) = 601 Kg/m^2

3.- Día y Hora de Proyecto

Para determinar el mes y día de cálculo, es necesario analizar cuando las cargas radiantes alcanzan en forma simultánea un valor máximo. Las superficies sometidas a radiación en este caso son: techo, pared orientada al NO y pared orientada al SO.

Carga Radiante Kcal/h- m^2

	Dic	Ene	Feb	Marz	Abril
Techo	705	716	678	669	623
NO	159	192	254	344	404
SO	443	429	352	279	179
	1307	**1337**	1284	1292	1206

Del análisis concluímos que, **el día de cálculo es el 21 de Enero**, por ser de mayor intensidad radiante, para las tres superficies consideradas.

Elección de la hora de cálculo:

Consideremos las tres (3) Orientaciones:

Las cargas radiantes que consideramos para efectos del análisis son:

1- La transmisión de Calor a través del techo soleado.

2- La transmisión de calor a través de la pared orientada al NO.

3- La transmisión de calor a través de la pared orientada al SO.

4- El calor radiante a través de las ventanas de la Orientación SO.

Para el flujo de calor radiante a través de las ventanas de la orientación SO, con elementos de sombra interiores, funcionamiento de 24 horas diarias y temperatura interior constante, según la tabla 4.7 la carga real de refrigeración alcanza su valor máximo a las 17 horas.

Para la pared soleada orientada al SO, de la tabla 4.3 para 300 Kg/m^2, el flujo de calor alcanzará su valor máximo a las 20 horas.

Para el techo soleado de la tabla 4.4, para 300 Kg/m^2, el flujo de calor alcanzará su valor máximo a las 18 horas.

Para la pared orientada al NO soleada, de la tabla 4.3 para 300 Kg/m^2, el flujo de calor alcanzará su valor máximo a las 18 horas.

Luego el flujo máximo de calor deberá encontrarse entre las 17 y 21 horas.

Calor radiante a través de las ventanas de la orientacion SO

Calor radiante = Máxima aportación solar x Sup. Acristalada x f (sombra, atmósfera, etc.) x f almacenamiento. Luego tendremos :

$$\text{Máxima aportación solar} = 429 \ \frac{Kcal}{h - m2}$$

Superficie acristalada = 3.6 m^2

Factor por marco de madera = 1.17

Factor por atmósfera no muy limpia = 0.90

Factor por altitud (1 + 0.7/100 x 150/300) = 1.0035

Factor por punto de Rocío (1- 0.05 x 4.5/ 4) = 0.94

Factor de sombra por cortina interna = 0.56

Luego :

Carga radiante = 429 x 3.6 x 1.17 x 0.9 x 1.005 x 0.94 x 0.56 x falmac

= 841 x f almac.

De la tabla 4.7 para mas de 600 Kg / m^2 de área de piso tenemos:

Hora	f	Kcal/h
17 h.	0.63	530
18 h.	0.62	521
19 h.	0.21	177
20 h.	0.17	143
21 h.	0.15	126

Pared Soleada Orientada al SO

El flujo de calor está dado por: $Q = u A \Delta T_e$

$$\Delta T_e = a + \Delta t_{es} + b \; R_s/R_m \; (\Delta T_{em} - \Delta t_{es})$$

R_s = 429 x 0.9 x 1.05 x 0.919 = 399 Kcal/h- m^2

R_m= 344 Kcal /h- m^2

b = 0.78 color de la superficie claro

$X_2 = b \times R_s / R_m$ = 0.78 x 399 /344 = 0.90

$X_1 = 1-X_2 = 1-0.90 = 0.10$

$$\Delta T_e = a + X_2 \Delta T_{em} + X_1 \Delta T_{es}$$

De la tabla 4.3 para 300 Kg/m^2, los valores de las diferencias de temperaturas equivalentes:

Hora	Δt_m (˚C)	Δt_s (˚C)
17h	11.7	2.8
18h	16.7	2.8
19h	17.2	2.8
20h	17.8	4.4
21h	11.7	3.9

Valor de a :

Considerando t_{ext} a las 15 horas = 28 ˚C ; 28-22 = 8 ˚C y con una variación de temperatura exterior en 24 h, de 9 ˚C **a = -1.3**

Luego:

17h. Δt_e = -1.3 + 0.10 x 2.8 + 0.90 x 11.7 = 9.51 ˚C

18h. Δt_e = -1.3 + 0.10 x 2.8 + 0.90 x 16.7 = 14.00

19h. Δt_e = -1.3 + 0.10 x 2.8 + 0.90 x 17.2 = 14.46

20h. Δt_e = -1.3 + 0.10 x 4.4 + 0.90 x 17.2 = 14.62

21h. Δt_e = -1.3 + 0.10 x 3.9 + 0.90 x 11.7 = 9.62

Luego: Q= u A ΔT_e = 2.21 $\frac{Kcal}{h - m2 - °C}$ x 14.4 m^2 x ΔT_e

Hora	Flujo de Calor SO
17h.	303 (Kcal /h)
18h.	446
19h.	460
20h.	465
21h.	306

Flujo de Calor por el techo soleado

El flujo de calor está dado por: $Q = u A \Delta T_e$

$$\Delta T_e = a + \Delta t_{es} + b\ R_s/R_m\ (\Delta T_{em} - \Delta t_{es})$$

$R_s = 715 \times 0.9 \times 1.005 \times 0.919 = 594$ Kcal/h- m^2

$R_m = 631$ Kcal/h-m^2

b = 0.78 color de la superficie claro

$X_2 = b \times R_s / R_m = 0.78 \times 594 / 631 = 0.73$

$X_1 = 1\text{-}X_2 = 1 - 0.73 = 0.27$

$$\Delta T_e = a + X_2\ \Delta T_{em} + X_1\ \Delta T_{es}$$

De la tabla 4.4 para el techo, considerando 230 Kg/m^2 , tenemos :

Hora	Δte_m (°C)	Δte_s (°C)
17h	22.0	6.5
18h	22.5	6.3
19h	21.5	5.9
20h	19.6	5.5
21h	18.1	4.6

Valor de a : -1.3

Luego:

17h $\Delta t_e = -1.3 + 0.27 \times 6.5 + 0.73 \times 22.0 = 16.52$ (°C)

18h $\Delta t_e = -1.3 + 0.27 \times 6.3 + 0.73 \times 22.5 = 16.83$

19h $\Delta t_e = -1.3 + 0.27 \times 5.9 + 0.73 \times 21.5 = 15.99$

20h $\Delta t_e = -1.3 + 0.27 \times 5.5 + 0.73 \times 19.6 = 14.49$

21h $\Delta t_e = -1.3 + 0.27 \times 4.6 + 0.73 \times 18.1 = 13.15$

Luego: $Q = u\,A\,\Delta T_e = 1.58 \frac{Kcal}{h - m2 - ^\circ C} \times 36\ m^2 \times \Delta T_e$

Hora	Flujo de Calor-Techo
17h.	940 Kcal / h
18h.	957
19h.	910
20h	824
21h.	748

Pared soleada orientada al NO

El flujo de calor está dado por $Q = u\,A\,\Delta T$

$$\Delta t_e = a + \Delta t_{es} + b\,R_s/R_m\,(\Delta t_{em} - \Delta t_{es})$$

$R_s = 192 \times 0.9 \times 1.05 \times 0.919 = 167$ Kcal/h- m^2

$R_m = 339$ Kcal/h- m^2

$b = 0.78$

$X_2 = b \times R_s/R_m = 0.78 \times 167 / 339 = 0.49$

$X_1 = 1 - X_2 = 1 - 0.35 = 0.51$

$$\Delta T_e = a + X_2\,\Delta T_{em} + X_1\,\Delta T_{es}$$

De la tabla 4.3 para 300 Kg/m^2, los valores de las diferencias de temperaturas equivalentes. Orientación NO en la tabla es SO

Hora	Δt_{em} (°C)	Δt_{es} (° C)
17	19.4	6.1
18	20.0	6.7
19	19.4	6.7
20	18.9	6.7
21	11.1	5.5

Valor de a : - 1.3

Luego:

17 Δt_e = - 1.3 + 0.51 x 6.1 + 0.49 x 19.4 = 11.32 ºC

18 Δt_e = - 1.3 + 0.51 x 6.7 + 0.49 x 20.0 = 11.92

19 Δt_e = - 1.3 + 0.51 x 6.7 + 0.49 x 19.4 = 11.62

20 Δt_e = - 1.3 + 0.51 x 6.7 + 0.49 x 18.9 = 11.39

21 Δt_e = - 1.3 + 0.51 x 5.5 + 0.49 x 11.1 = 6.90

Luego: Q= u A ΔT_e = 2.21 $\frac{Kcal}{h-m2-°C}$ x 18 m^2 x ΔT_e

Hora	Flujo de Calor (Kcal/h)
17h.	450
18h.	474
19h.	462
20h.	453
21h.	274

FINALMENTE : Ganancia en las tres Orientaciones

Hora	V SO	PSO	Techo	PNO	Kcal/h
17	530	303	940	450	2,223
18	**521**	**446**	**957**	**474**	**2,398**
19	177	460	910	462	2,009
20	143	465	824	453	1,885
21	126	306	748	274	1,454

La Hora de Cálculo es a las 18 horas

4. Transmisión de calor a través de las paredes soleadas

Pared soleada orientada al SO.

$$Q = u\ A\ \Delta Te$$

$$= 2.21\ Kcal/h\text{-}m^2\text{-}^\circ C \times 14.40\ m^2 \times 14\ ^\circ C$$

$$Q = 446\ Kcal/h$$

Flujo de calor por el techo soleado.

$$Q = u\ A\ \Delta T_e$$

$$= 1.58\ Kcal/h\text{-}m^2\text{-}^\circ C \times 36\ m^2 \times 16.83\ ^\circ C$$

$$Q = 957\ Kcal/h$$

Pared soleada orientada al NO.

$$Q = u\ A\ \Delta T_e$$

$$= 2.21\ Kcal/h\text{-}m^2\text{-}^\circ C \times 18\ m^2 \times 11.92\ ^\circ C$$

$$Q = 474\ kcal/h$$

5. Transmisión de Calor a través de las paredes en la sombra.

Pared SE.

$$Q = u\ A\ \Delta T$$

$$= 1.75\ Kcal/h\text{-}m^2\text{-}^\circ C \times 18\ m^2\ X\ 5.4\ ^\circ C$$

$$Q = 170\ Kcal/h$$

Piso.

$$Q = 1.59\ Kcal/h\text{-}m^2\text{-}^\circ C \times 36\ m2 \times 4.7\ ^\circ C$$

$$Q = 269\ Kcal/h$$

6. Transmisión de Calor a través de las Superficies acristaladas.

6.1 Por Radiación = 505 Kcal/h

6.2 Por transmisión: $Q = u \times A \times \Delta T$

$= 5.2$ Kcal/h-m^2-°C x 3.6 m^2 x 8°C = 150 Kcal/h

7. Ganancia de Calor debido a los Ocupantes.

8 personas a 70 y 56 Kcal/h-pers.

Q_s = 70 Kcal/h-pers x 8 pers = 560 Kcal/h

Q_l = 56 Kcal/h-pers x 8 pers = 448 Kcal/h

8. Ganancia de calor debido a la Iluminación.

Q = 20 w/m^2 x 36 m^2 x 0.86 = 620 Kcal/h

9. Ganancia de calor debido al aire externo

Caudal mínimo = 36.6 $\frac{m3}{h}$ x 36 = 1,320 $\frac{m3}{h}$

Calor Sensible Qs = 0.29 x 1320 x (30 -22) = 3,062 Kcal/h

Calor latente QI = 0.71 x 1320 x (19-9) = 9,372 Kcal/h

10. Ganancias debidas a otros factores

10.1 Ventilador de Insuflación:

De la tabla, considerando instalación centralizada y con la diferencia de tº entre el aire del local y el aire impulsado, con motor en el interior del circuito 5.34 % = 242 Kcal/h

10.2 En los conductos de aire:

Considerando 10 mts. 2.5% = 113 Kcal/h

SALA DE OPERACIONES

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA – VERANO

Tipo	Simbolo	Orientacion	Superficie	u	Δt o t equiv	Rs	f	s	Calor sensible Qs	Calor latente Ql
			m2	Kcal/h m2 °C	°C	Kcal/h m2			Kcal/h	Kcal/h
Pared	PE	NO	18	2,21	11,92				474	
Pared	PE	SO	14,4	2.21	14,00				446	
Techo	T	H	36	1,58	16,83				957	
Ventana	V	SO	3,6	5,2	8				150	
Pared interior	PI	SE	18	1,75	5,40				170	
Piso	P	H	36	1,59	4,7				269	
Radiación por las Ventanas			3.6			429	0.544	0.62	521	
			8 personas a 70 y 56						560	448
			Iluminacion 36 x 20 x .86						620	
			Aparatos eléctricos 1 KW						430	430
								Calor Total Local	4,597	878
								Ganancia en Ductos	113	
								Ganancia en Ventiladores	242	
								Aire Exterior 100%	3,062	9,372
								Capacidad Total del Equipo	**18,264 Kcal/h**	

Rs=Intensidad Radiante Maxima
F= factor de correccion de la Radiacion
s= Factor de acumulacion

TABLA N° 4.11 RESULTADOS DE LAS GANANCIAS TÉRMICAS DE LOS AMBIENTES

Siguiendo la metodología, obtenemos las cargas de los diferentes ambientes.

EQUIPO 1: Sala de Operaciones

Ambiente	Calor Sensible (Kcal/h)	Calor Latente (Kcal/h)
TOTAL	**4,597**	**878**

EQUIPO 2: Zona 2

Ambiente	Calor Sensible (Kcal/h)	Calor Latente (Kcal/h)
Esterilización	1,730	598
Recuperación	2,492	710
Aislamiento	1,605	598
Fisioterapia	2,422	654
Sala de Juegos	3,948	766
TOTAL	**12,197**	**3,326**

EQUIPO 3: Zona 3

Ambiente	Calor Sensible (Kcal/h)	Calor Latente (Kcal/h)
Sala de Curaciones	3,030	878
Escuela	4,119	990
Tópico	1,738	598
Sala 2	3,846	934
Sala 1	5,831	1,102
TOTAL	**18,564**	**4,502**

EQUIPO 4: Zona 4

Ambiente	Calor Sensible (Kcal/h)	Calor Latente (Kcal/h)
Sala de Baño	2,627	654
Sala 5	2,539	766
Sala 4	3,313	878
Servicios	914	112
Sala 3	4,297	990
TOTAL	**13,690**	**3,400**

Equipo 5: Médico

Ambiente	Calor Sensible (Kcal/h)	Calor Latente (Kcal/h)
TOTAL	**3,182**	**654**

4.2 CALCULO DE LA CAPACIDAD DE LOS EQUIPOS:

4.2.1 Análisis psicrométrico:

El análisis en la carta psicrométrica se efectúa en base a los datos obtenidos en el cálculo de la carga térmica. Este análisis permite obtener el balance térmico de las cargas; el volúmen del aire tratado, cuando éste no ha sido impuesto por normas determinadas y si lo fué, la forma de mantener este volúmen.

Los factores que afectan la evolución del aire é influencia de éstos en la elección del equipo, se calculan de acuerdo a las siguientes fórmulas, observaciones y valores obtenidos.

1. Condiciones ambientales exterior e interior del local.

2. Factor de calor sensible del local.

$$RSHF = \frac{RSH}{RSH + RLH}$$

$RSHF$ = Factor de calor sensible del local.

RSH = Ganancia sensible del local (Kcal/h)

RLH = Ganancia latente del local (Kcal/h)

3. El volúmen del aire exterior se selecciona de la tabla 3.2.

4. Ganancias sensibles por el aire exterior.

$$OASH\ (Kcal/h) = 0.29\ (m^3/h_e)\ (t_e - t_s)$$

m^3/h_e = Capacidad de aire exterior (m^3/h)

t_e = Temperatura seca del aire exterior (°C)

t_s = Temperatura seca del aire del local (°C)

5. Ganancias latentes por el aire exterior

$$OALH\ (Kcal/h) = 0.71\ (m^3/h_e)\ (W_e - W_s)$$

m^3/h_e = Capacidad de aire exterior (m^3/h)

W_e = Humedad especifica del aire exterior (g/Kg)

W_s = Humedad específica del aire del local (g/Kg)

6. Factor de calor sensible efectivo.

$$ESHF = \frac{RSH + (BF)(OASH) + RSHS}{RSH + (BF)(OASH) + RSHS + RLH + (BF)(OALH) + RLHS}$$

Donde:
ESHF = Factor de calor sensible efectivo.
RSH = Ganancias sensibles del local (Kcal/h)
BF = Factor de bypass
OASH = Ganancias sensibles por el aire exterior (Kcal/h)
RSHS = Ganancias sensibles suplementarias (Kcal/h)
RLH = Ganancias latentes del local (Kcal/h)
OALH = Ganancias latentes por el aire exterior (Kcal/h)
RLHS = Ganancias latentes suplementarias (Kcal/h)

TABLA 4.12 VALORES USUALES DE LOS FACTORES DE BYPASS
Para diferentes aplicaciones

Factor de bypass	Tipo de la aplicación	Ejemplo
0,30 a 0.50	Balance térmico pequeño o medio con pequeño SHF (ganancias latentes grandes)	Apartamentos
0,20 a 0,30	Acondicionamiento de confort clásico, balance térmico relativamente pequeño, o algo mayor pero con pequeño SHF	Tiendas pequeñas Fábrica
0,10 a 0,20	Acondicionamiento de confort clásico	Tiendas grandes Banco, fábrica
0,05 a 0,10	Ganancias sensibles grandes o caudal de aire exterior grande	Tienda grande Restaurante, fábrica
0 a 0,10	Funcionamiento con aire fresco total	Hospital, quirófano, fábrica

Fuente: Carrier, Parte I, Capitulo 8, Tabla 62.

7. El factor de by-pass (BF), considera el porcentaje de aire, que pasa a través del equipo, sin sufrir ningún cambio y depende de las características del equipo y condiciones de funcionamiento. tabla 4.12

8. Con los datos anteriores podemos trazar la recta ESHF, hasta cortar con la curva de saturación, y obtener la temperatura de punto de rocío del aparato (t_{adp}), y con ésta el volúmen del aire tratado. También podemos obtener el t_{adp}, de la tabla 4.13. Cuando la recta ESHF, no corte a la curva de saturación, no se puede calcular la t_{adp}, entonces, se deberá preveer un recalentamiento, este proceso se explicará más adelante.

TABLA 4.13 ADP

Condiciones Interiores				ADP Y ESHF							
t_s	H.R.	t_{wb}	W								
°C	%	°C	g/Kg								
22	40	14.1	6.6	ESHF ADP							
	45	14.8	7.4	ESHF ADP							
	50	15.5	8.2	ESHF ADP	1.0 11.0	0.94 10.5	0.89 10.0	0.84 9.0	0.79 8.0	0.75 7.0	0.71 5.0
	55	16.2	9.1	ESHF ADP	1.0 12.5	0.93 12.0	0.88 11.5	0.83 11.0	0.77 10.0	0.74 9.0	0.68 7.0
	60	16.9	9.8	ESHF ADP							
	65	17.7	10.7	ESHF ADP							
	70	18.2	11.4	ESHF ADP							

Fuente: Carrier, Parte I, Capitulo 8, Tabla 65

9 . Calculamos el Caudal de Aire Tratado:

$$m^3 / h_t = \frac{RSH + (BF)(OASH) + RSHS}{0.29(1 - BF)(Ts - Tadp)}$$

m^3/h_t = Caudal de aire tratado (m^3/h)
RSH = Ganancias sensibles del local (Kcal/h)
BF = Factor de bypass
OASH = Ganancias sensibles por el aire exterior (Kcal/h)

RSHS = Ganancias sensibles suplementarias (Kcal/h)
T_s = Temperatura seca del aire del local (°C)
T_{adp} = Temperatura correspondiente al ADP

10. El Valor de (m^3/h_t) debe ser mayor o igual al valor de (m^3/h_e); si se ha previsto que el sistema debe trabajar con aire exterior solamente adoptar el caudal (m^3/h_t) calculado; las ganancias debidas al aire exterior, la t_{adp} y el caudal del aire tratado (m^3/h_t) deberán volverse a calcular partiendo del caudal adoptado; el caudal (m^3/h_t) debe ser lo suficientemente próximo al (m^3/h_e) para ser asumido como caudal de aire tratado.

11. Si el valor de ($m3/h_t$) es menor al valor de (m^3/h_e) se debe considerar:
    a) Si la diferencia es pequeña, podrá tantearse un equipo que tenga un BF más grande.
    b) Si la diferencia es grande habrá que preveer un recalentamiento después de la deshumectación. Esto puede suceder, en ocasiones de gran caudal de extracción.

12. Si el ($m3/h_t$) es mayor que el ($m3/h_e$) y no se trabajo con aire exterior solamente las demás condiciones del ciclo de evolución del aire se calculan como se explica a continuación.

13.- Temperatura de bulbo seco a la entrada:

$$Tedb = \frac{(m3/he)(te) + (m3/ht) - (m3/he)ts}{m3/ht}$$

t_{edb} = Temperatura seca a la entrada (°C)
m^3/he = Capacidad de aire exterior (m^3/h)
t_e = Temperatura seca del aire exterior (m^3/h)
m^3/h_t = Capacidad de aire tratado (m^3/h)
t_s = Temperatura seca del aire del local (°C)

14.- Obtenido la tedb podemos trazar la recta GSHF y obtener el punto respectivo del estado del Aire a la salida (t_{ldb})

$t\ ldb = t_{adp} + BF\ (t\ edb - t_{adp})$ Donde :

GSHF = Factor de Calor sensible total

T ldb = Temperatura seca a la salida (C)

T_{adp} = Temperatura correspondiente al ADP (C)
BF = Factor de by – pass

T_{edb} = Temperatura seca a la entrada (C)

15. El segmento RSHF representa la evolución del aire en el interior del local, donde la pendiente de la recta nos da la relación entre las cargas de calor sensible y latente del local.

16. Para el caso donde sea necesario el empleo del recalentamiento, se admite una variación de temperatura de 7- 11˚C entre la temperatura interior del ambiente y la temperatura de impulsión.

$$\Delta t_{rs} = t_s - t_{sa} = 7 - 11°C$$

Δt_{rs} = Diferencia de temperatura interior e impulsión
t_s = Temperatura seca del aire del local (C°)
t_{sa} = Temperatura seca del aire insuflado (°C)

18. Temperatura de Impulsíon del aire : $t_{sa} = t_{rm} - \Delta t_{rs}$

19. Con la temperatura de impulsión de aire se obtiene las condiciones del aire impulsado al local.

20. Caudal de aire impulsado

$$m^3/h_{sa} = RSH / 0.29\ (t_s - t_{sa})$$

Donde:
M^3/h_{sa} = Capacidad de aire insuflado o impulsado m^3/h
RSH = Ganancia sensible del local Kcal/h
T_s = Temperatura seca del aire del local (°C)
Tsa = Temperatura seca del aire insuflado (˚C)

EQUIPO N° 1 SALA DE OPERACIONES CARTA PSICROMETRICA

1. Factor de Calor Sensible del Local.

$$RSHF = = \frac{4{,}597 Kcal/h}{(4{,}597 + 878) Kcal/h}$$

RSHF = 0.84

2. Seleccionamos de la tabla 3.2 el Aire Exterior

36.6 m^3/h x 36 m^2 = 1,317.6 m^3/h

Operamos con 1320 m^3/h

3. Cálculos de las Ganancias de Aire Exterior.

Qs = 0.29 x 1,320 x (30 – 22) = 3,062 Kcal/h

Ql = 0.71 x 1,320 x (19 – 9) = 9,372 Kcal/h

4. De la tabla 4.12, seleccionamos un BF : 0.10

5. Factor de Calor Sensible Efectivo.

$$ESHF = \frac{4{,}597 + 0.1(3{,}062) + 113 + 242}{4{,}597 + 0.1(3{,}062) + 113 + 242 + 878 + 0.1(9{,}372)}$$

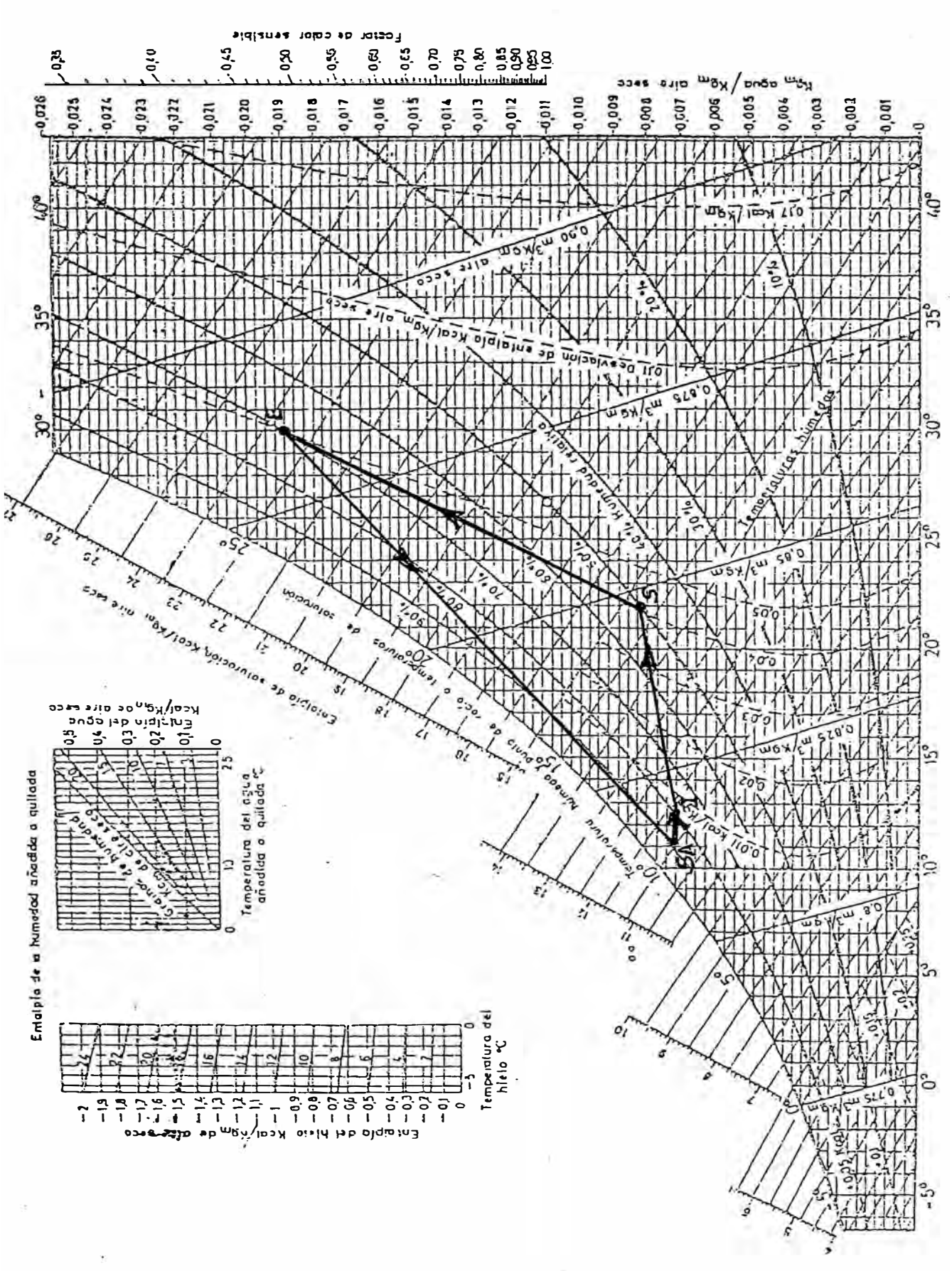
ESHF = 0.74

6. El ADP resultante : 7 ºC Tabla 4.13

7. El volumen de Aire Tratado.

$$m^3/h = \frac{4{,}597 + 0.1(3{,}062) + 113 + 242}{0.29(22 - 7)(1 - 0.1)}$$

= 1,343 m^3/h


Factor de calor sensible
Kgs agua / Kgm aire seco
Entalpía del hielo Kcal/Kgm de aire seco
Temperatura del hielo °C
Entalpía de la humedad añadida o quitada
Entalpía del agua Kcal/Kgm aire seco
Temperatura del agua añadida o quitada °C
Entalpía de saturación Kcal/Kgm aire seco
Temperatura de rocío o temperatura de saturación
Temperatura húmeda
Humedad relativa
Temperatura seca
Temperatura húmeda
0,17 Kcal/Kgm
0,30 m3/Kgm aire seco
0,11 De evaporación de entalpía Kcal/Kgm aire seco
0,873 m3/Kgm
0,85 m3/Kgm
0,83 m3/Kgm
0,825 m3/Kgm
0,011 Kcal/Kgm
E
S
R

8. Adoptamos el caudal : 1,320 m^3/h

9. La temperatura de Entrada, es la Exterior, por ser 100% de Aire Exterior.

T_{ex} = 30 ºC, 70 % HR

H_{ex} = 23.2 Kcal/Kg Entalpía de Aire Exterior

H_{sa} = 14.5 Kcal/Kg Entalpía de sala

10. Condiciones de Impulsión

Flujo de Aire = 1320 m^3/h / 0.825 m^3/kg = 1,553 Kg/h

Qs = 1,553 Kg/h ($H_{sa} - H_{imp}$) = 4,525 Kcal/h

= 1,553 Kg/h (14.5 - H_{imp}) = 4525 Kcal/h

H_{imp} = 11.59 Kcal /Kg Entalpía de Impulsión.

11. Temperatura de Impulsión :

De la carta psicrométrica corresponde 12.5 ºC

12. Entalpía a la salida del Evaporador.

Calentamiento por ductos y ventilador = 355 Kcal/h

Q = 1320 (H_{imp}- H_{sal}) = 355 Kcal/h H_{sal} = 11.36 Kcal/Kg

13. Temperatura a la salida del Evaporador: De la carta psicrométrica:

Corresponde 11.0 º C

14. Equipo :

Entrada : 30 ºC / 70 % HR / 23.2 Kcal/Kg

Salida : 11 ºC / 91 % HR / 11.36 Kcal/Kg

Qs = 4,597 + 355 + 3,062 = 8,014 Kcal/h

QI = 878 + 9,372 = 10,250 Kcal/h

Q t = 18,264 Kcal/h

TABLA N° 4.14 CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO DE LOS EQUIPOS

EQUIPO	CAUDAL m^3 / h	CONDICIONES DE ENTRADA °C / °C / Kcal/Kg	CONDICIONES DE SALIDA °C / °C / Kcal/Kg	CAPACIDAD SENSIBLE DEL EQUIPO Kcal / h	CAPACIDAD TOTAL DEL EQUIPO Kcal / h
1	1,320	30 / 25.7 / 23	11 / 10.6 / 11.36	8,014	18,264
2	4,560	23 / 17.1 /15.7	11.2 / 10 / 11.15	14,179	25,580
3	6,860	23.3 / 17.4 / 16.1	12 / 10.8 / 11.5	21,688	38,480
4	5,100	23.3 / 17.4 / 16.1	12 / 10.8 / 11.5	17,744	27,697
5	1,160	22.8 / 16.8 / 15.5	11.1 / 10 /11.2	3,709	6,083

CARGA TOTAL DE ENFRIAMIENTO DEL PROYECTO **116,104 Kcal/h**

4.3 CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA EN INVIERNO:

La carga térmica en invierno es determinada por tres componentes:

a) Pérdidas de calor por transmisión
b) Pérdidas suplementarias
c) Pérdidas de calor por infiltración y ventilación.

Esta evaluación debe tener en cuenta las perdidas de calor a través de las paredes y el calor necesario para compensar las entradas de aire exterior, producidos por infiltración o necesarias para la ventilación.

4.3.1 Cálculo de los Coeficientes Globales de Transmisión:

Al igual que en Verano, estos coeficientes se calculan mediante la expresión:

$$u = \frac{1}{\sum R}$$

Donde :

u = Coeficiente Global de Transmisión

R_i = Resistencias Térmicas de los componentes. Tabla 4.1

4.3.2 Pérdidas de calor por transmisión:

Se calcula según la siguiente expresión:

$$Q_t = u\ A\ (t_s - t_e)$$

Donde:

Q_t = Pérdida de calor

u = Coeficiente Global de Transmisión de calor.

t_s = Temperatura de la sala, °C

t_e = Temperatura exterior, °C

A = Area del elemento, m^2

4.3.3 Pérdidas Suplementarias:

Las pérdidas suplementarias tienen en consideración las paredes exteriores frías, interrupción de la calefacción así como la orientación. Teniendo en consideración estos factores, la demanda de calor por transmisión estará dada por:

$Qt = Qt\ (1 + Z_d + Z_h)$

Z_d = Suplemento por Interrupción de la calefacción y por paredes exteriores frías. Tabla 4.15

Z_h = Suplemento que toma en consideración la orientación . Tabla 4.15

Para determinar el valor suplementario Z_d se calcula primeramente el factor :

$$D = \frac{Qt}{A_{total}(t_s - t_e)}$$ donde : A= Area total del local incluido techo y piso.

Tabla N° 4.15 SUPLEMENTOS A LA PERDIDA DE CALOR

Valor D	Clase de Servicio	0.10.29		0.30-069		0.70-1.49		1.5	
Suplemento z_d en % con servicio reducido Interrupción de 9 a 12 horas Interrupción de 12 a 16 horas	I II III	7 20 30		7 15 25		7 15 20		7 15 15	
Orientacion		N	NO	O	SO	S	SE	E	NE
Suplemento z_H en %		-5	-5	0	+5	+5	0	0	-5

Fuente: Reingeniería y Ahorro de Energía .....,tabla 1.4

4.3.4 Pérdidas por Infiltración y Renovación de aire exterior:

En el invierno penetra el aire exterior en los locales, a través de las juntas en ventanas y puertas, el cual deberá ser calentado mediante la calefacción, para traer el aire exterior a las condiciones de la sala.

TABLA 4.16. a VENTANAS DE GUILLOTINA EN FACHADA EXPUESTA

DESIGNACION	m^3/h POR m^2 DE SUPERFICIE					
	Pequeña 75 x 180 cm			Grande 140 x 245 cm		
	Sin burlete de estanqueidad	Con burlete de estanqueidad	Doble ventana	Sin burlete de estanqueidad	Con burlete de estanqueidad	Doble ventana
Marco de madera medio	15,6	9,5	7,7	9,7	6,1	4,8
Marco de madera mal ajustado	43,9	13,5	22,0	27,8	8,6	13,5
Marco metálico	29,3	12,6	14,6	18,5	8,1	9,2

TABLA 4.16. b VENTANAS CON BATIENTE EN FACHADA EXPUESTA

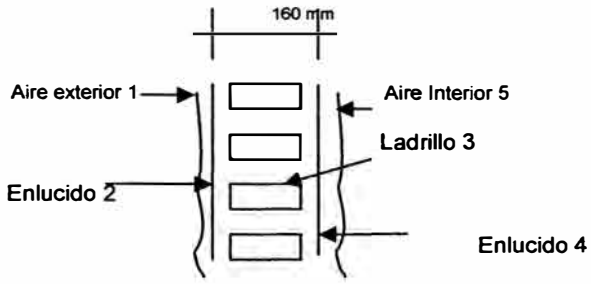
DESIGNACION	m^3/h POR m^2 DE SUPERFICIE									
	Porcentaje de superficie que puede ser abierta									
	0%	25%	33%	40%	45%	50%	60%	66%	75%	100%
Ventana tipo A	11,9	26,4	-	36,2	-	-	-	53,1	-	95,2
Ventana tipo B	-	14,3	-	-	-	20,2	27,1	-	-	-
Ventana tipo C Esquema tabla 41 b	-	-	10,3	-	-	17,9	-	-	-	23,0
Ventana tipo D	-	-	-	-	8,2	-	-	11,5	14,3	-
Ventana tipo E	9,9	26,4	-	30,0	-	-	-	43,9	-	78,6

TABLA 4.16. c PUERTAS EN FACHADA O DOS FACHADAS ADYACENTES EXPUESTAS

DESIGNACION	m^3/h POR m^2 DE SUPERFICIE				
	Utilizacion poco frecuente	Utilizacion media			
		Inmueble de una o dos plantas	Inmueble alto (m)		
			15	30	60
Puerta Giratoria	29	192	230	260	316
Puerta d vidrio - rendija 5 mm.	165	549	659	741	900
Puerta de madera(2,1 x 0,9 m)	37	238	284	320	393
Pequeña puerta de fábrica	27	238			
Puerta de garage o de carga	73	165			
Puerta de garage	73	247			

Ejemplo de Calculo Calefacción - para la Sala de Operaciones:

Pared exterior : Coeficientes de Transmision

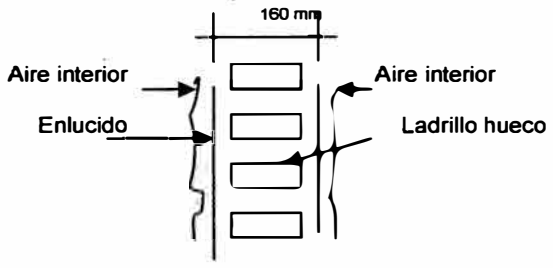


Considerando los datos para verano, tenemos:

1. Resistencia de la Película de aire externo.(covección, invierno) 0.035
2. Resistencia del enlucido de cemento de 20mm. (1.6 x 0.020) 0.032
3. Resistencia del ladrillo macizo de 120 mm. (1.64 x 0.12) 0.197
4. Resistencia del enlucido de cemento de 20mm (1.6 x 0.020) 0.032
5. Resistencia de la película de aire interno (aire quieto horizontal) 0.140

$$\sum R = 0.436 \qquad U = \frac{1}{\sum R} = \frac{1}{0.436} = 2.29 \ \frac{Kcal}{h - m2 - °C}$$

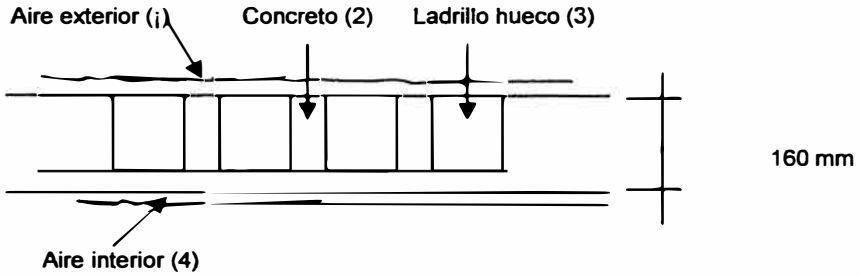
Pared interior:



1. Resistencia de la Película de aire 0.140
2. Resistencia del enlucido de cemento de 20mm. (1.60 x 0.020) 0.032
3. Resistencia del ladrillo hueco de 100 mm. 0.228
4. Resistencia del enlucido de cemento de 20mm (1.6 x 0.020) 0.032
5. Resistencia de la película de aire interno (aire quieto horizontal) 0.140

$$\sum R = 0.572 \quad U = \frac{1}{\sum R} = \frac{1}{0.572} = 1.75 \frac{Kcal}{h - m2 - °C}$$

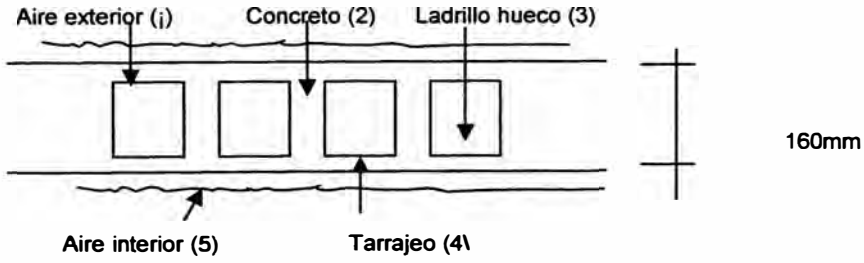
Techo :



1. - Resistencia de la película de aire exterior
quieto – horizontal – ascendente. 0.035
2. - Tarrajeo 1.6 x 0.05 0.080
3. - Ladrillo hueco 2 álveolos x 150 mm 0.312
4. - Resistencia de la película de aire exterior
Invierno – horizontal – ascendente 0.127

$$\sum R = 0.554 \quad U = \frac{1}{\sum R} = \frac{1}{0.554} = 1.80 \frac{Kcal}{h - m2 - °C}$$

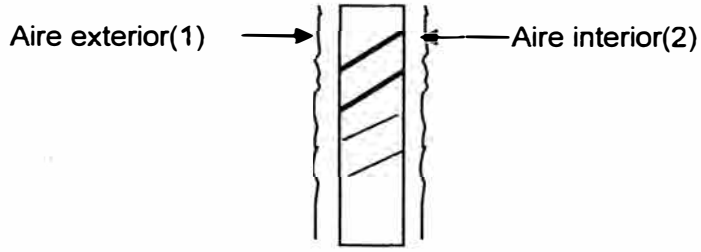
Piso Aligerado



1. - Resistencia de la película de aire interior
quieto – horizontal – ascendente. 0.125
2. - Concreto 0.65 x 0.05 0.0325
3. - Ladrillo hueco 3 álveolos 0.312
4. - Resistencia de la película de aire exterior 0.190
invierno – horizontal – descendente

$$\sum R = 0.6595 \quad U = \frac{1}{\sum R} = \frac{1}{0.6595} = 1.52 \frac{Kcal}{h - m2 - °C}$$

Vidrio :



1. - Resistencia de la película de aire exterior

todas las posiciones, verano, 12 Km./hor. 0.035

2. - Aire interior, quieto, vertical 0.140

$$\sum R = 0.175 \quad U = \frac{1}{\sum R} = \frac{1}{0.175} = 5.7 \frac{Kcal}{h - m2 - °C}$$

2. Pérdidas de Calor por Transmisión :

Techo : 1.8 x36 x (23-14) = 583 kcal/h

Piso : 1.52x36 x (23-14) = 472

Pared NO : 2.29x18 x (23-14) = 371

Pared SO : 2.29x14.4x(23-14) = 297

VENTANA SO : 5.7 x3.6 x (23-14) = 185

PARED SE : 1.75x18 x (23-14) = 284

Total = 2,212 Kcal/h

3. Pérdidas Suplementarias.

Qt=Qt(1+Zd+Zh)

D= 2,212/ 144 x (23-14) = 1.7

De la tabla 4.13 Zd= 15 ; Zh= 5

Qt = Qt (1.2)

Qt= 2212 x 1.2 = 2,654 Kcal/h

4. Pérdidas por Infiltración y Renovación de Aire Exterior.

El flujo de masa de aire exterior, en este caso es igual al flujo de masa de aire de impulsión. el flujo de aire de impulsión debe entregar el calor sensible perdido por la sala o ambiente.

El calor sensible = 2,654 Kcal /h

Según la Ashrae, la diferencia de la temperatura es $\Delta T = T_s - T_i$, puede variar entre 8.3 C y 19.5 C . Asumimos $\Delta T = 9$ °C

El flujo que debe llegar a la sala será:

$$\text{m3/h} = \frac{Qt}{0.29(9)} = \frac{2{,}654 Kcal/h}{2.61} = 1{,}017\ m^3/h$$

El Flujo de aire minimo para la calefacción es : = 1,017 m^3/h

Como se considera 100% de Aire Exterior la Carga Externa es :

Q = 1025x 0.29x (23-14) = 2,675 Kcal/h

Luego: Potencia necesaria para Calefacción:

$$Qt = 2{,}675 + 2{,}654 = 5{,}329\ \text{Kcal/h} = \frac{5{,}108}{0.86} = 6.2 = \textbf{6.2 KW}$$

RESULTADOS PARA CALEFACCION

	POTENCIA (kw)	ETAPAS
EQUIPO 1	6	2
EQUIPO 2	10	3
EQUIPO 3	17	4
EQUIPO 4	12	3
EQUIPO 5	3	1

CAPITULO 5
SELECCIÓN DE EQUIPOS

5.1 Sistemas Actuales Utilizados:

Los sistemas de acondicionamiento, generalmente son clasificados, según el medio de obtener las condiciones de enfriamiento del aire, dentro del espacio climatizado. Así tenemos los siguientes sistemas:

- Sistemas de expansión directa.
- Sistemas todo agua.
- Sistemas todo aire
- Sistemas aire - agua.

A una unidad autónoma que está situada en el espacio acondicionado o próximo a él , contando con todos los elementos para producir el enfriamiento del aire, siendo el medio enfriador refrigerante, se le denomina sistema de expansión directa Figura 5.1. Ejemplo, equipo tipo Ventana.

A un sistema donde el medio enfriador es el agua fría o salmuera, que se hace circular por los serpentines de una unidad, desde una fuente principal alejada; se le denomina sistema todo – agua. Figura 5.2. La temperatura de la habitación se controla por medio de una válvula de agua situada en la unidad. Este sistema es aplicable en edificios con muchas habitaciones y cuando por razones de arquitectura, no se puede habilitar pases para ductos de aire. Ejemplo, Hoteles con Fan Coil, para cada habitación.

A un sistema donde la unidad de tratamiento de aire, está lejos del ambiente a acondicionarse y montada en forma de central, lo único que llega al ambiente, es el aire que circula por medio de ductos, se le denomina sistema todo aire. Figura 5.3. Ejemplo, equipo central, tipo paquete con ductos.

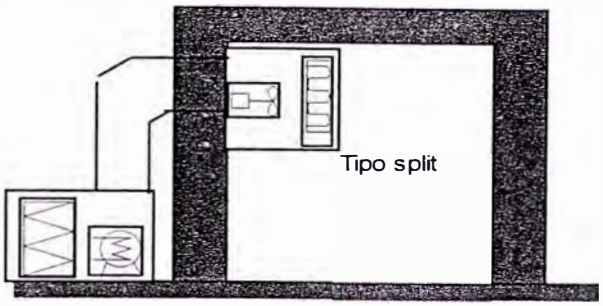
A un sistema, en donde la planta de enfriamiento y la unidad de tratamiento de aire están separadas del espacio que se acondiciona, el enfriamiento se efectúa en una parte ínfima por el aire impulsado, y la mayor parte por una unidad de inducción o radiador por donde circula el agua fría, se le denomina sistema aire-agua. Figura 5.4. Este sistema es práctico, en lugares donde se dispone de poco espacio para colocar unidades terminales de tratamiento de aire. Ejemplo, Chiller con manejadoras en diferentes pisos y ductos de aire.

5.2 Sistemas Seleccionados:

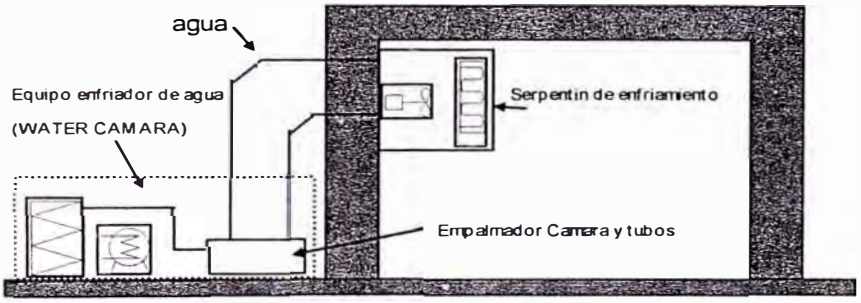
La elección del tipo de sistema que debe emplearse, para mantener acondicionado un ambiente depende de diversos factores, tales como: espacio para instalación, estructuras de soporte, facilidad para mantenimiento futuros, soporte de repuestos, etc.

Seleccionamos sistemas Todo Aire, con equipos que tenga ligeramente mayor capacidad que la calculada. Los fabricantes muestran en sus catálogos, las capacidades de sus equipos, a diferentes condiciones de aire exterior e ingreso al serpentín evaporador.

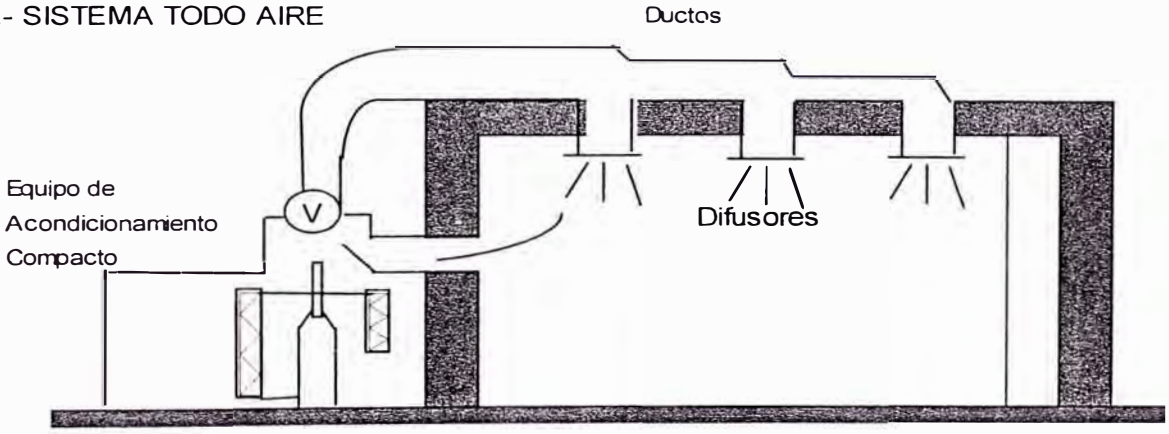
5.1.- SISTE MA DE EXPANSION DIRECTA



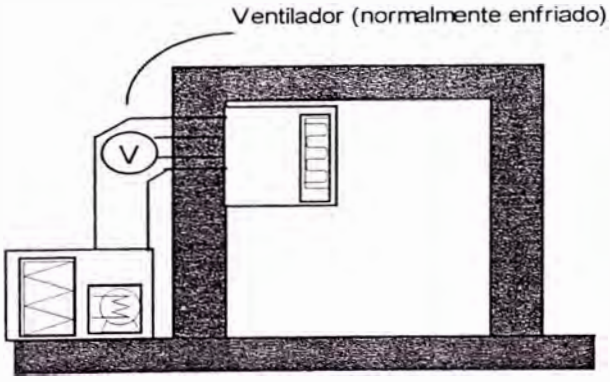
5.2.- SISTEMA TODO AGUA

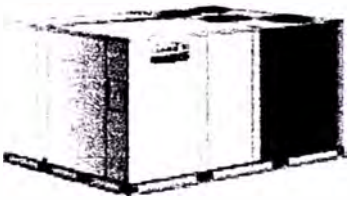


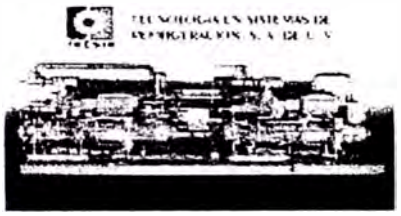
5.3.- SISTEMA TODO AIRE



5.4.- SISTEMA AIRE - AGUA







EQUIPOS SELECCIONADOS, SEGÚN LA MARCA " CARRIER"

- Equipo 1: Carrier, 50TFF-008-5, 90,000 BTU/H, 220/3/60
- Equipo 2: Carrier, 50TFF-012-5, 120,000 BTU/H, 220/3/60
- Equipo 3: Carrier, 50TFF-014-5, 150,000 BTU/H, 220/3/60
- Equipo 4: Carrier, 50TFF-012-5, 120,000 BTU/H, 220/3/60
- Equipo 5: Carrier, 50ZP024-X-3, 24,000 BTU/H, 220/1/60

CAPITULO 6
DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION DE AIRE

6.1 CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE DUCTOS:

6.1.1 Generalidades:

Los sistemas de distribución de aire, transportan el aire tratado, desde el equipo acondicionador, hasta los ambientes que van a ser climatizados, a través de ductos, difusores, rejillas, los cuales se diseñan con velocidades, que no causen ruidos ni excesivas pérdidas por fricción.

La disposición de los ductos, deberá ser efectuada de modo que la distribución de aire, sea lo mas directa posible. Para establecer el criterio de cálculo de un sistema de ductos, es necesario tener presente la combinación de los factores económicos y técnicos. Es evidente que un sistema de ductos puede diseñarse con velocidades del aire desde muy bajas, obteniéndose así bajas pérdidas de fricción, hasta muy altas, con lo que las pérdidas de fricción también serían altas.

Cuando la velocidad del aire es baja, se tiene un ahorro en la energía del ventilador, pero los ductos al ser más voluminosos, son más caros; por el contrario a velocidades altas, se necesitaría mayor energía en el ventilador, pero hay un ahorro en el costo de los ductos.

La utilización de ductos de mayores dimensiones, reducen las pérdidas friccionales, pero los requerimientos de espacio e inversión, muchas veces no compensan el ahorro de potencia de los ventiladores.

En cualquier sistema para calefacción o enfriamiento, el ventilador o ventiladores, deberán tener la capacidad necesaria para entregar la cantidad de aire requerido a una presión igual o un poco mayor que la resistencia ofrecida por el sistema de ductos.

Los sistemas de distribución de aire se dividen en tres categorias en cuanto a la presión del aire en el conducto: baja, media y alta presión. Esta clasificación corresponde a la misma que utilizan los ventiladores, que se clasifica en:

1. Baja presión, o clase I : hasta 90 mmm c.a.
3. Media presión o clase II : desde 90 hasta 180 mmm c.a.
2. Alta presión o clase III : desde 180 hasta 300 mmm c. A.

Las presiones indicadas son presiones totales, incluyendo las pérdidas de carga dentro del equipo acondicionador, conductos, bocas de impulsión y accesorios.

Existen dos tipos de transmisión de aire empleados en aire acondicionado. Los de pequeña velocidad , o sistemas convencionales y los de alta velocidad .

A) Baja velocidad: Normalmente entre 6 y 12 m/s.

B) Alta velocidad : Más de 12 m/s.

Normalmente, los sistemas de retorno de aire, tanto para baja como para alta velocidad de impulsión, se proyectan siempre como sistemas de baja velocidad

6.1.2 Metodo Seleccionado :

Para el cálculo de los ductos, se partirá del método de pérdida constante, que consiste en calcular los ductos, de forma que tengan la misma pérdida debido al rozamiento, por unidad de longitud a lo largo de todo el sistema .Este método permitirá dimensionar todo el sistema de ductos y determinar la pérdida de carga total, que debe ser superada por el ventilador y que corresponde al recorrido de mayor resistencia (crítico). El parámetro es considerar una pérdida de presión, de 0.1 mm H_2O x por cada metro de ducto.

Los ductos, aislados térmicamente en su totalidad, irán por la parte externa, por la azotea, con pases a través del techo. Se instalarán en una zona que no transita empleados y no existe algún proyecto para seguir construyendo. Estos ductos, quedarán accesibles para el mantenimiento y limpieza.

Luego el sistema puede ser optimizado, reduciendo las dimensiones de los tramos que no pertenezcan al recorrido crítico, con las limitaciones de ruido y de no superar la pérdida de carga del recorrido crítico.

6.1.3 Selección de Difusores y Rejillas de Retorno:

La selección se hará de acuerdo a los manuales de los fabricantes, en donde se indica las medidas, caudal, alcance, perdida de presión,

Estos aseguran que el aire no va a tener nivel de ruido alto, y que las pérdidas de presión, estan dentro de los rangos normales.

Aquí aparece, el término –alcance- que es la distancia horizontal que recorre una corriente de aire desde su boca de salida, viene dado por la distancia media

desde la boca de salida hasta un punto donde la velocidad del aire alcanza un valor mínimo definido de 0.25 m / seg. Medido a 2.1 metros por encima del suelo. Luego - Caída o elevación- que es la distancia vertical que se desplaza el aire, desde la boca de salida hasta el final de su trayectoria de propulsión.

Tambien –Inducción- que es el arrastrre de aire procedente del espacio a acondicionar, por el aire impulsado por la boca de salida y depende de la velocidad del aire.

6.2 CALCULO DE LA PERDIDA DE PRESION Y BALANCE DE LOS SISTEMAS.

Para determinar la pérdida de presión que debe ser superado por el ventilador, es preciso calcular la pérdida en el tramo que tenga mayor resistencia. La resistencia debe incluir los codos y acoplamientos correspondientes.

Luego $ht = hf + hs$

Donde :

ht : pérdida de presión total (m m ca)

hf : pérdida de presión por tramo de ducto (m m c a)

hs : $\varepsilon (V/4)^2$ = pérdida de presión por acoplamiento (m m c a)

V : Velocidad en el elemento (m / s)

Balance de los Sistemas

Con el método de cálculo de los ductos antes descrito, se obtienen sistemas cuyos ramales, ofrecen resistencias que favorecen una correcta distribución de caudales. Sin embargo, para garantizar la distribución de aire proyectada, se colocará en cada difusor, boca de impulsión o rejilla, un dispositivo de regulación de caudal del tipo persiana de múltiples hojas de doble acción.

CAPITULO 7
ESPECIFICACIONES TECNICAS

7.1 EQUIPOS Y ACCESORIOS:

7.1.1 Unidades de Aire Acondicionado.

Estas serán diseñadas para trabajar en posición horizontal, para conexión a ductos, compuesto por gabinete de fierro galvanizado, con pintura contra la intemperie y con aislamiento térmico, para el evitar el sudado de condensación y amortiguar el sonido. El serpentín de enfriamiento será de tubos de cobre con aletas de aluminio y tendrá el área frontal, el número de filas y el número de aletas por pulgada, necesarias para dar las capacidades de enfriamiento total y sensible para mantener los ambientes climatizados.

El ventilador será centrífugo, balanceado estática y dinámicamente, de doble entrada y contaran con trasmisión de fajas, y poleas, montado en soportes especiales, que no permitan ruidos ni vibraciones.

La sección de condensación será enfriada por aire, de gabinete fabricado de fierro galvanizado, pintado con pintura contra la intemperie. Estará equipada con ventiladores axiales, de descarga hacia arriba, para restringir al máximo el nivel de ruido. Tendrá compresor semihermético o hermético que permitan su posible reparación, montado sobre resortes para reducir la vibración. El compresor tendrá internamente protección contra altas temperaturas y sobrecargas. Igualmente contará con calentador de cárter, protección contra alta y baja

presión, filtro secador, visor de liquido y humedad. Tendrá válvulas de expansión y solenoide.

7.1.2 Resistencias Eléctricas.

Serán del tipo tubular con aletas, en tamaño y número que cubran el área transversal del ducto, correspondiente de descarga. Tendrán su propio bastidor, fabricado en plancha de Fierro Galvanizado de 2 mm de espesor, fijada y aislada eléctricamente por medidas de seguridad.
De construcción robusta, contando con protección primaria y secundaria, los cuales son termostato bimetálico (clixon) y fusible térmico, los cuales actúan cuando hay sobrecalentamiento.

7.1.3 Extractor.

El extractor estará montado y empernado sobre su bastidor, construído de planchas dobladas y perfiles de acero soldados entre sí. La base del motor estará sobre rieles, en los cuales se podrá desplazar para efectos de regulación.

Así mismo, las chumaceras descansarán sobre la parte superior del bastidor y estarán fijadas mediante pernos. El bastidor dispondrá de agujeros en su base, para ser anclado a la cimentación.

El sistema de poleas, fajas, chumaceras y ejes será protegido por guardafajas.
El acabado final de las planchas y estructuras será con dos manos de pintura anticorrosiva y dos manos de esmalte final.

La unión del ventilador a los ductos, serán flexibles (lona) de por lo menos 100 mm de longitud.

7.1.4 Filtros de Aire

Los Filtros, serán de tres tipos: HEPA y tipo bolsa, instalados en el ducto de inyección, y de malla de aluminio en el ducto de retorno.

Hepa - Absoluto

Los filtros absolutos, en la descarga de aire serán de alta capacidad, con una eficiencia no menor al 95%, para particulas de 0,3 µm de 600 x 600 x 290mm. Construídos con hojas continuadas de fibra de vidrio, instalados en capas separadas con papel de aluminio en pliegues. El filtro será encapuchado y sellado en todo el contorno con pegamento especial, el marco será de plancha de fierro galvanizado, de 1.25 mm de espesor, estructuralmente rígido, no debiéndose utilizar pernos, tornillos o remaches. Los filtros serán instalados con empaquetaduras de neoprene en todo el contorno del marco.

Bolsa

Los filtros tipo bolsa serán ubicados antes de los filtros absolutos y serán de eficiencia intermedia, 60% y de 600 x 600 x 560 mm construídos de esponja de fibra de vidrio, instalados formando bolsas contínuas paralelas, y fijadas en marco de 30 mm de plancha de fierro galvanizado, de 1.25 mm de espesor, estructuralmente rígido.

Los filtros serán suministrados e instalados con empaquetaduras de neoprene, en todo el contorno del marco.

Filtros de aluminio

Serán ubicados en la succión del aire y construidos íntegramente con fibra de aluminio expandido, del tipo lavable, los marcos de plancha de fierro galvanizado de 1.25 mm de espesor, con perfil H central, estructuralmente rígido y malla de aluminio en ambas caras, cocada de 12mm. Serán de 600 x 600 x 25mm de espesor.

7.2 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE

7.2.1 Ductos :

Deben ser fabricados é instalados de conformidad con los tamaños y recorridos mostrados en los planos, la totalidad de los ductos, empleando planchas de fierro galvanizado, según las siguientes Instrucciones:

Ancho del Ducto (mm)	Calibre	Empalmes y Refuerzos
Hasta 300	0.6 mm	Correderas de 25 mm
301 Hasta 750	0.8 mm	Correderas de 30 mm

Se deberán emplear uniones flexibles de lona de 8 onzas, de por lo menos 100 mm de largo, entre los equipos, y ductos metálicos a fin de evitar la transmisión de vibración, asegurada con abrazaderas y empaquetaduras para cierre hermético.

Se proveerán compuertas manuales en los desvíos de los ductos, empleando planchas de fierro galvanizado de 1 mm, de espesor, cuyo eje irá apoyado en las caras del ducto, con cojinetes de bronce. El eje identificará desde el exterior, la posición real de la compuerta.

Los codos se construirán, con el radio menor igual a los ¾ de la dimensión del ducto, en la dirección del giro; donde por limitaciones de espacio, no se puedan fabricar codos curvos, se instalarán codos rectangulares con guías de doble espesor. Las transformaciones se construirán, con una pendiente hasta 25 %.

7.2.2 Difusores y Rejillas.

Se suministrarán los difusores de impulsión y rejillas de extracción, diseñados para instalarse en los techos, con las dimensiones y capacidades que se

indican en los planos. Su fabricación deberá ser de planchas de fierro galvanizado, terminadas con pintura anticorrosivo y acabados con pintura esmalte de color blanco.

Los difusores y rejillas de retorno, deberán tener dampers reguladores de caudal de aire.

7.2.3 Aislamiento

Los ductos, en la totalidad de su recorrido estarán cubiertos con teknopor de ½ " de espesor, forrados con tocuyo, pegamento y dos (2) manos de pintura látex blanca.

7.3 INSTALACIONES.

7.3.1 Instalaciones de Equipos.

Irán sobre bases antivibratorias, construídas con fierro de 10 mm de diámetro, encofrado y rellenado con concreto.

Se ubicarán de acuerdo a los planos directamente sobre vigas, o adecuar su base cerca de estas para soportar las máquinas.

Los equipos se izarán directamente desde la parte externa, con equipos de maniobra para trabajos en altura.

7.3.2 Instalaciones del Sistema de Distribución de Aire.

Todos los ductos se asegurarán firmemente a pisos, techos y/o paredes. Los soportes serán de ángulo de fierro negro, de 30 x 30 x 6 mm. Todos los soportes y colgadores se pintarán con una mano de pintura anticorrosivo y dos manos de pintura esmalte. los mismos estarán a una distancia no menor de 2 m entre sí.

7.3.3 Instalaciones Eléctricas.

La conexión eléctrica hasta los equipos y accesorios con sus respectivos interruptores, empleando tuberías conduit galvanizada pesada americana y cajas condulet. Los conductores serán tipo THW.

Las tuberías y alimentadores en la azotea, continuarán la red mediante tuberías visibles hasta un tablero de control a ubicarse en un gabinete metálico, construído en plancha de fierro de 3/32" de espesor, con caja y puerta abisagrada con chapa, soportado con ángulos de 1"x1"x1/4".

Se instalará un tablero de control, equipado con un interruptor termomagnético, de capacidad que recomiende el fabricante. La ubicación exacta de los instrumentos será determinada por el Dpto. de mantenimiento del Hospital, los controles se instalarán de manera que los elementos queden a la vista.

7.3.4 Instalaciones de Desagüe.

Todas las unidades enfriadoras de aire, deberán ser provistas de sus respectivas tuberías de drenaje del diámetro que requiera el postor de aire acondicionado. Estas tuberías estarán conectadas desde el tubo de drenaje de las bandejas receptoras de condensado de cada unidad evaporadora a la red de desagüe o drenaje mas próximo a ellos.

Entre la unidad y la red del edificio será del tipo PVC-pesado no menor de 2" de diámetro, convenientemente soportados y con la caída necesaria para obtener un buen flujo del agua condensada de los evaporadores. No se permitirán codos con ángulos rectos o conexiones de accesorios a base de injertos fabricados. Se instalará la tubería hasta su descarga en la red de desagüe con trampa tipo P.

7.3.5 Balanceo y Pruebas.

Se efectuarán las pruebas de funcionamiento de los equipos hasta su capacidad máxima. Se efectuará mediciones de temperatura a la salida de los difusores y a la entrada de las rejillas de retorno.

Las pruebas y ajustes de los equipos de aire acondicionado, serán supervisados personalmente por el ingeniero responsable de las instalaciones. Para dichas pruebas se ceñirá a las instrucciones de los fabricantes, debiendo suministrar copia de estas instrucciones al ingeniero inspector, quien podrá exigir la verificación parcial o total de las pruebas.

En la regulación y balance del caudal del aire, se utilizarán instrumentos apropiados, hasta obtener el caudal del aire en difusores y rejillas los cuales deberán coincidir, con los solicitados en los planos.

Se regularán y calibrarán los controles automáticos. Se deberá proveer los termostatos contra incendio del tipo eléctrico de acción "ON – OFF", para abrir el circuito cuando sube la temperatura.

CAPITULO 8
METRADO Y PRESUPUESTO BASE

8.1 Metrado y Presupuesto de Equipos y Accesorios:

	MAQUINA	RESISTENCIAS	FILTROS	US $
EQUIPO 1	**5,200**	**400**	**450**	**6,050**
EQUIPO 2	**6,400**	**750**	**550**	**7,700**
EQUIPO 3	**10,500**	**900**	**950**	**12,350**
EQUIPO 4	**6,400**	**800**	**600**	**7,800**
EQUIPO 5	**1,700**	**250**	**320**	**2,270**
			TOTAL	**US $ 36,170**

8.2 Metrado y Presupuesto del Sistema de Distribución de Aire:

8.2.1 Ducteria

	INYECCION(kg)	RETORNO(kg)	REJILLAS	US $
EQUIPO 1	**125**		**115.20**	**490.20**
EQUIPO 2	**386**	**434**	**560.4**	**3,020.40**
EQUIPO 3	**1,017**	**911**	**992**	**6,776**
EQUIPO 4	**352**	**390**	**652**	**2,878**
EQUIPO 5	**55**	**83**	**141**	**555**
			TOTAL	**US $ 13,720**

8.2.2 Metrado de Aislamiento:

	INYECCION (m^2)	RETORNO (m^2)	METRADO (m^2)	US ($ 7.5/m^2)
EQUIPO 1	**23**		**23**	**173**
EQUIPO 2	**71**	**80**	**151**	**1,133**
EQUIPO 3	**188**	**168**	**356**	**2,670**
EQUIPO 4	**65**	**72**	**137**	**1,028**
EQUIPO 5	**11**	**13**	**24**	**180**
			TOTAL	**US $ 5,184**

8.3 Presupuesto de Instalación:

	MONTAJE DE EQUIPOS	INSTALACIONES ELECTRICAS	OBRAS CIVILES	US $
EQUIPO 1	**400**	**100**	**120**	**620**
EQUIPO 2	**550**	**250**	**270**	**1,070**
EQUIPO 3	**650**	**335**	**310**	**1,295**
EQUIPO 4	**550**	**250**	**300**	**1,100**
EQUIPO 5	**400**	**100**	**120**	**620**
			TOTAL	**US $ 4,705**

8.4 Presupuesto Total:

	EQUIPOS	INSTALACIONES	DISTRIBUCION DE AIRE	US $
EQUIPO 1	**6,050**	**620**	**663**	**7,333**
EQUIPO 2	**7,700**	**1,070**	**4,153**	**12,923**
EQUIPO 3	**12,350**	**1,295**	**9,446**	**23,091**
EQUIPO 4	**7,800**	**1,100**	**3,906**	**12,806**
EQUIPO 5	**2,270**	**620**	**735**	**3,625**
			TOTAL	**US $ 59,778**

CONCLUSIONES

1. El Suministro é Instalación del Sistema de Aire Acondicionado, del Pabellón de Quemados del Instituto de Salud del Niño - Lima, tiene un costo de US $ 59,778, con una capacidad instalada de 116,104 Kcal/h de refrigeración y 48 Kw de Potencia Eléctrica necesaria, para Calefacción.

2. Los equipos de Aire Acondicionado tipo paquete, con los accesorios adecuados y regulaciones estrictas, siguen demostrando que se adecúan a requerimientos hospitalarios, teniendo éstos un costo de inversión menor y bajo gasto de funcionamiento y operatividad.

3. Con una renovación del 100 % de aire exterior, se necesitan equipos muy grandes. Por tal motivo, la selección de los ambientes que requieren esta condición, debe ser muy responsable, porque el gasto de inversión y operatividad, aumenta en forma considerable.

4. Los filtros de alta eficiencia, tienen una pérdida alta de presión, saliendo del rango de los equipos standard. Esto se corrije cambiando los motores de ventilación, a otros de mayor potencia, para conseguir vencer las pérdidas de carga, en todo el sistema de distribución de aire. Se ha comprobado, que la calefacción necesita, menos caudal de aire, para la misma habitación, comparado con la carga de enfriamiento.

5. En futuros proyectos, en la ciudad de Lima, donde se debe analizar a priori, en que rango de capacidad y costo, estarán los equipos, los sgts. parámetros obtenidos en este proyecto, son de gran utilidad.

Sala de operaciones :	$ 160/ M2	490 Kcal/h x m^2 (Enfriamiento)
		0.2 Kw x m2 (Calefacción)
Otras salas:	$ 95/ m2	200 Kcal/h x m^2

6. Se recomienda que, para no afectar la operatividad del hospital, el montaje de los equipos y ductos, debe ejecutarse externamente.

7. Con la implementación de este proyecto, conseguimos disminuir el tiempo de recuperación de las heridas de los quemados, porque se va a controlar el calor, el cual afecta considerablemente, deshidratando a los pacientes, así mismo en invierno, disminuirá los problemas de neumonía, con la calefacción; todo esto dentro de un ambiente libre de bacterias, evitando infección de las heridas.

BIBLIOGRAFÍA

1. Manual de Aire Acondicionado. Carrier Air Conditioning Company. Marcombo Boixareu Editores 1980.

2. Reingeniería y Ahorro de Energía en la Elaboración y Operación de Proyectos de Aire Acondicionado. Daniel Herencia Quispe 1995.

3. Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración. Ing. Eduardo Hernández Goribar. Editorial Limusa 1973 México.

4. Curso Completo de Aire Acondicionado, Vol I y II, Gerald Schweitzer- A. Ebeling. Editorial Glem S.A.; Argentina.

5. Tratamiento de las Quemaduras en los Niños - Relato oficial por el Dr. Gilberto Morey Sotomayor , jefe de cirugía del Hospitaldel Niño.

6. Dr. Celestino Zamora Montes de Oca, Actualización en el tratamiento de las Quemaduras. Tomo II. Congreso Venezolano de Quemaduras 1997. Ciudad Bolívar. Caracas. Editorial Ateproca. P 133- 138.

7. Dr. Simón Kirschbaum : Instituto de Quemados de Buenos Aires.

8. Casiba S.A. - Sistemas de Filtrado, Bolletín – Argentina.

9. Control de Aire en los hospitales ECI. Rodolfo Hector Cerminara Hospital Nacional de Pediatría. Prof. Dr: Juan P. Garrahan

filtros

CASIBA FIME

FILTROS LAVABLES METALICOS DE EXPANMETAL

- ☐ Lavables y reusables.
- ☐ Diferentes eficiencias, según la cantidad de mallas.
- ☐ Planos y cilíndricos.

☐ Características Constructivas

Los filtros **CASIBA FIME** estan fabricados con un marco metalico perimetral de chapa galvanizada 0.41mm con alas de 20mm en ambas caras y perforaciones para drenaje.
Su medio filtrante está conformado por hojas de ExpanMetal de aluminio (aleación calidad 3003) rotadas y alternadas entre sí, y con dos hojas de ExpanMetal de acero galvanizado como soporte en ambas caras.

Detalle del medio filtrante para cada eficiencia:
FIME-1: 7 mallas iguales rotadas y alternadas: dos de ellas onduladas.
FIME-2: 16 mallas iguales.
FIME-3: 34 mallas iguales.
FIME-4: 34 mallas de densidad progresiva.

☐ Limpieza e impregnación

Los filtros **CASIBA FIME** aumentan su rendimiento si son impregnados con adhesivo **CASIBA ADF** soluble en agua especial para filtros.

☐ Eficiencias

Modelo	Clasificación según normas			
	DIN 24185/2	DIN EN 779	INDICE MERV	ASHRAE 52.1-92
FIME-1	EU1	G1	1	Am<60%
FIME-2	EU2	G2	3	65%<Am<80%
FIME-3	EU3	G3	4	80%<Am<90%
FIME-4	EU4	G4	6	90%<Am

Am: Arrestancia promedio en % segun ensayo en peso con polvo sintético.

☐ Aplicaciones

Se usan en tomas de aire exterior, prefiltros y filtros finales en sistemas de ventilacion, en campanas de extracción de cocinas industriales y restaurantes, entre otras.
Se utilizan en la retención de grandes particulas sólidas como grasas y humos y son ideales para los sistemas de aire acondicionado y de ventilación

☐ Punto de saturación

Utilizando un de columna inclinada, se puede determinar fácilmente cuando los filtros han llegado a su punto de saturación.

Se recomienda, para este tipo de filtros, no superar los 150 Pa.

☐ Filtros Cilíndricos

Están fabricados mediante un espiral continuo de mallas combinadas de Expanmetal con tapas de plastisol o aluminio. Dicha construcción hace que el filtro sea practico y pueda utilizarse perfectamente en la toma de aire de ventiladores, sopladores, compresores y grandes motores

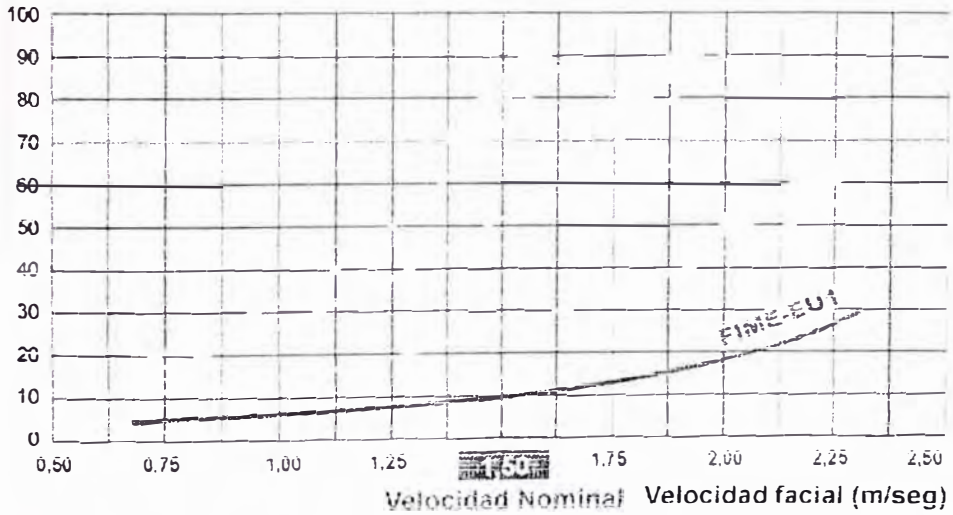
Se fabrican a pedido en medidas especiales.

FILTROS LAVABLES METALICOS DE EXPANMETAL

Cuadro de medidas standard y caudales nominales

Modelo	Ancho (mm)	Largo (mm)	Espesor (mm)	Caudal Nominal (m³/seg)	Pérdida de carga (Pa)	Peso (Kg)	Area Facial (m²)
FIME - 1	495	495	24	0.32	10	0.96	0,21
	495	597		0.38		1.12	0,25
	597	597		0.46		1.36	0,31
FIME - 2	495	495	24	0.32	27	1.22	0,21
	495	597		0.38		1.42	0,25
	597	597		0.46		1.72	0,31
FIME - 3	495	495	48	0.32	52	1.96	0,21
	495	597		0.38		2.22	0,25
	597	597		0.46		2.58	0,31
FIME - 4	495	495	48	0.32	75	2.16	0,21
	495	597		0.38		2.58	0,25
	597	597		0.46		3.02	0,31

Cuadro de medidas standard y caudales nominales



$$\text{Velocidad facial (m/seg.)} = \frac{\text{Caudal (m}^3\text{/seg)}}{\text{Area Facial (m}^2\text{)}}$$

Presentación

Modelo	Espesor (mm)	Unidades por caja
FIME-1	24	12 unidades
FIME-2	24	12 unidades
FIME-3	48	6 unidades
FIME-4	48	6 unidades

También se venden por unidad.

Cómo especificar

Filtro CASIBA FIME, fabricado con marco metalico perimetral de chapa galvanizada espesor 0.41mm, con alas de 20mm de espesor en ambas caras y perforaciones para drenaje. Con medio filtrante compuesto por X hojas de Expanmetal de aluminio, aleación calidad 3003, rotadas y alternadas entre si, y dos hojas de Expanmetal galvanizado como soporte en ambas caras. (Especificar cantidad y si son iguales o de densidad progresiva).

Determinar modelo según tabla, seleccionando:

- Eficiencia minima.
- Dimensiones (ancho largo espesor) acordes al caudal en mm

CASIBA HF

FILTROS DE BOLSA DE ALTA EFICIENCIA

- Económicos.
- Baja pérdida de carga.
- Menor espacio de almacenamiento.
- Facilidad de montaje.

Características constructivas

Los filtros CASIBA HF poseen un medio filtrante compuesto por microfibras de polipropileno de densidad progresiva, formando 8 (ocho) bolsillos iguales en el modelo de 595 x 595 mm. y 6 (seis) bolsillos en el modelo de 595 x 497 mm. y están vinculados por un marco metalico de chapa galvanizada en la cara de ingreso del aire, de 22 mm. de espesor.

Cada bolsillo cuenta con separadores que permiten el máximo aprovechamiento de la superficie de filtracion.

Aplicaciones

En instalaciones de aire acondicionado y ventilación donde se necesite aire de muy alta calidad, como en laboratorios farmaceuticos, hospitales, plantas procesadoras de alimentos, industrias lácteas, embotelladoras, cabinas de pintura, salas de tableros computos, etc.

Muy utilizados como prefiltros de los (H.E.P.A.) en las unidades de tratamiento de aire.

Punto de saturación

Utilizando un de columna inclinada, se puede determinar fácilmente cuando los filtros han llegado a su punto de saturacion.

Se recomienda, para este tipo de filtros, no superar los 250 Pa.

Eficiencias

Modelo	Clasificación según normas				
	DIN 24185	EUROVENT	NBR 16101	ASHRAE	
HF-6	EU6	F6	12	60% < Em < 80%	97 < Am
HF-8	EU8	F8	14	90% < Em < 95%	99 < Am

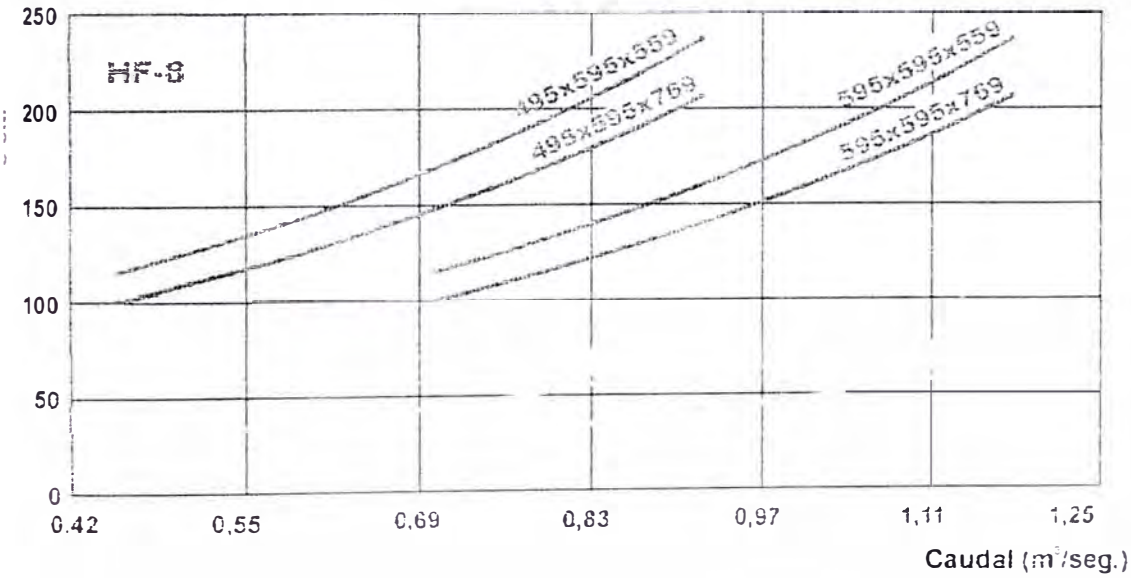
Em: Eficiencia a velocidad facial constante de 100 m/min según ensayo colorimetrico
Am: Arrestancia promedio en % según ensayo en peso con polvo sintetico

FILTROS DE BOLSA DE ALTA EFICIENCIA CASIBA HF

Cuadro de medidas estándar y caudales nominales

Modelos	Ancho (mm)	Largo (mm)	Prof. (mm)	Peso (Kg)	Caudal Nominal (m³/seg)	Pérdida de carga (Pa)
HF-6	495	595	559	1,95	0,71	43
	595	595	559	2,34	0,95	43
HF-8	495	595	559	2,05	0,71	160
	595	595	559	2,46	0,95	160
	495	595	762	2,25	0,85	177
	595	595	762	2,68	1,13	177

Pérdida de carga Vs. caudal



Presentación

Modelos	Cantidad
HF-6	3 unidades
HF-8	3 unidades

También se venden por unidad.

Como especificar

Filtros de bolsa de alta eficiencia marca CASIBA HF fabricados con medio filtrante compuesto por microfibras de polipropileno de densidad progresiva, formando 8 ó 6 (ocho o 6) bolsillos iguales y vinculados por un marco metalico de chapa galvanizada en la cara de ingreso del aire.

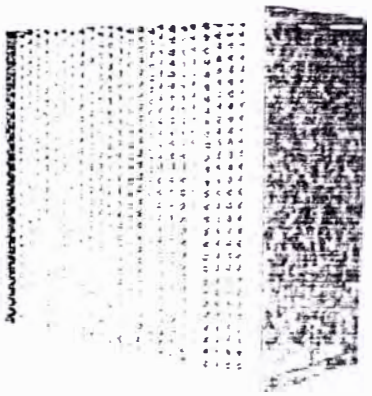
Especificar modelo, eficiencia y dimensiones en mm.

FILTROS ABSOLUTOS

FILTROS ABSOLUTOS DE PLIEGUE PROFUNDO

Filtros HEPA

- Eficiencias 95%, 99,97% y 99,99% para partículas de 0,3 µm
- Ensayados en origen y localmente
- Separadores de Aluminio



Características constructivas

El Filtro **Absoluto® de Pliegue Profundo** está fabricado con marco metálico de chapa galvanizada de 1,25mm de espesor que ofrece máxima protección al medio filtrante, resistencia a la corrosión y estabilidad dimensional. Posee juntas de alta resistencia, que permiten un ensamble rígido y uniforme.

El medio filtrante es de microfibra de vidrio extrafina resistente a la humedad (100%) y esta encapsulado en su totalidad, para asegurar la ausencia de fugas.

Con burlete de neoprene en una de sus caras, su temperatura máxima de trabajo es de 85°C, y es apto para trabajar en ambientes con 100% de humedad relativa.

Estos filtros se pueden montar en alojamientos estandar, dependiendo del tipo de instalación:

- (Módulo terminal a nivel del cielorraso)
- (gabinete para intercalar en conductos)
- MARMETAL-A (Modulo de acceso frontal)

Aplicaciones

El Filtro **Absoluto® de Pliegue Profundo** se utiliza en Areas Limpias, Ambientes Controlados, instalaciones de aire acondicionado central y ventilación industrial de alta calidad de filtración de aire.

Ideal para la industria farmacéutica, electrónica, hospitalaria, alimenticia y petroquímica, entre otras.

Algunos de los ambientes controlados en los cuales se usa son quirófanos, salas de aislamiento, centrales de pesadas y demás sectores críticos de trabajo, entre ellos, plantas procesadoras de alimentos, salas de envasado aséptico, equipos de flujo laminar para Areas Limpias, venteo de tanques para almacenamiento de productos, etc.

Eficiencia

Según Norma EN 1822 / Según Norma DIN 24185	H 11 / EU 11	H 12 / EU 12	H 13 / EU 13
	95% ≤ Aa ≤ 99,97%	99,97% ≤ Aa ≤ 99,99%	99,99% ≤ Aa ≤ 99,995%

Aa: Eficiencia para partículas de 0,3 micrones según ensayo de aerosoles DOP bajo Norma MIL STD 282

Cuadro de medidas standard y caudales nominales

H 11	H11-12126	365	560	730	305	305	150	3,6
	H11-24126	781	1189	1545	610	305	150	5,3
	H11-24246	1698	2598	3396	610	610	150	10,4
	H11-242412	2335	3396	4347	610	610	292	18,1
H 12	H12-12126	153	229	314	305	305	150	3,6
	H12-24126	323	492	662	610	305	150	5,4
	H12-24246	696	1070	1443	610	610	150	10,5
	H12-24306	900	1375	1834	610	762	150	13,6
	H12-121212	280	424	577	305	305	292	6,4
	H12-241212	594	917	1205	610	305	292	11,3
	H12-242412	1290	2004	2666	610	610	292	18,2
	H12-243012	1647	2547	3396	610	762	292	21,8
	H12-242412-AT	1647	2547	3396	610	610	292	20,8
H 13	H13-12126	153	229	314	305	305	150	3,6
	H13-24126	323	492	662	610	305	150	5,4
	H13-24246	696	1070	1443	610	610	150	10,5
	H13-24306	900	1375	1834	610	762	150	13,6
	H13-121212	280	424	577	305	305	292	6,4
	H13-241212	594	917	1205	610	305	292	11,3
	H13-242412	1290	2004	2666	610	610	292	18,2
	H13-243012	1647	2547	3396	610	762	292	21,8
	H13-242412-AT	1647	2547	3396	610	610	292	20,8

pedido se fabrican en medidas especiales

rdida de carga final de recambio: 500 Pa.

Presentación

comercializan en forma unitaria en cajas de carton con protección rior y certificación de ensayo en origen y local, segun las mendaciones del Institute of Environmental of Sciences IES-CC-001 HEPA FILTERS.

☐ Cómo especificar

Filtro Absoluto de pliegue profundo, fabricado con marco de chapa galvanizada espesor 1,26mm, juntas de alta resistencia y separadores de aluminio plisados. Con medio filtrante de microfibra de vidrio extrafina, terminación "encapsulada" y burlete de neoprene en una de sus caras. Con certificado de ensayo individual.

Determinar modelo según tabla, seleccionando:

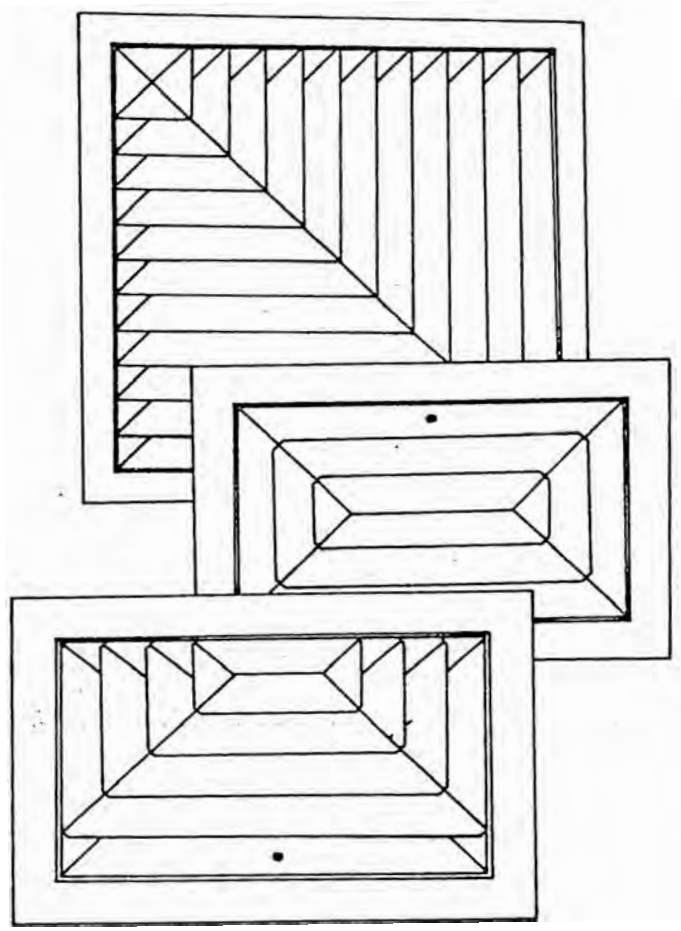
- Eficiencia minima.
- Dimensiones (ancho, largo, espesor) acordes al caudal.

FILTRATION

BSOLUTO es marca registrada de Cas pa S.A

AERONCA, INC.

AVD



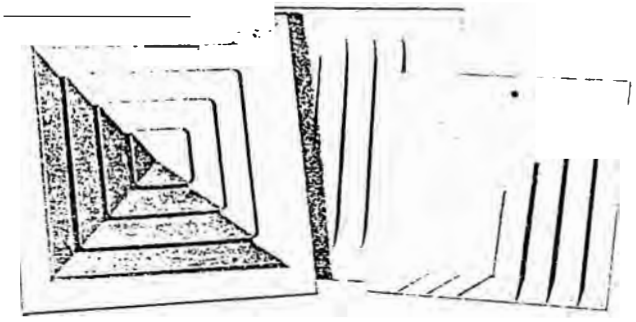
Square & Rectangular Diffusers

by AGITAIR®

BUENSOD/AGITAIR DIVISION

Dollar-stretching ceiling diffusers — with quality-plus features — in a host of practical patterns . . .

Agitair's AVD series of square and rectangular diffusers give you extra quality features you would expect to find only in higher-priced units . . . . flexibility in design and application . . . . money-saving ease of installation . . . . all this at competitive prices!



FLEXIBILITY

Choose the specific AVD you need:
Square and rectangular eye-pleasing designs . . . . Virtually unlimited air patterns — for 1, 2, 3 and 4-way air distribution . . . . Removable interchangeable cores fit the different styles of mounting frames for all types of ceiling applications . . . .

QUALITY

From appearance and performance viewpoints, AVD's should cost more — but they don't! All spot-welded construction, aluminum or steel with a gray paint finish (Optional 2066 white) . . . . Rust-resisting prime coat for steel . . . . Unique "hi-hat" corner construction assures uniform air flow even at outlet corners . . . . Exceptionally satisfactory sound ratings . . . . Performance is tops for vaneless air diffusers — with air directed as you specify!

INSTALLATION EASE

Simplified installation saves time and labor costs:

Removable cores facilitate mounting and access to accessories . . . . Full 1-inch collar extensions simplify internal duct connections (and minimize ceiling streaking) . . . . Choose square-to-round adapters (with 1-inch collars) for both square and rectangular models . . . .

Agitair AVD vaneless diffusers are job-proven to equal any other similar diffusers without diffusing vanes — to give you more quality features for your dollar. When you're looking for a superior diffuser, look at the AVD series by Agitair.

When you're looking for the ultimate in true diffusion, move up to Agitair's unsurpassed RC diffusers. (See Bulletin AB-101)

SUGGESTED SPECIFICATIONS

Provide square or rectangular diffusers of the multi-louvered type with patterns arranged to provide air quantities in each designated direction in proportion to that shown on the drawings or herein specified. Air pattern will be uniform and horizontal, creating no downward jets of air within the area of diffusion shown in the tabular data.

Louvers are securely welded to structural supports forming rigid vaneless core. Construct diffusers of steel or aluminum with a rust-inhibiting primer on steel units. Provide (grey) (white) paint finish on all (steel) (aluminum) diffusers.

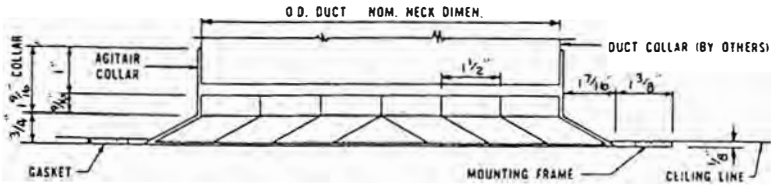
Provide all diffusers with frames and removable cores furnished as complete units.

Diffusers shall be Agitair Type AVD (AVDT, AVDF, AVDB or AVDV) of sizes as shown on the drawings or herein specified.

. . for all types of ceiling applications

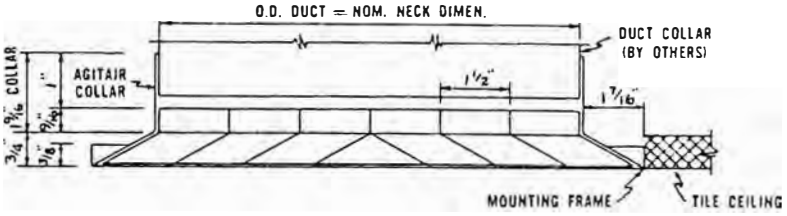
TYPE "AVD"

The basic AVD diffuser is designed for standard installations. Set in attractive mounting frames, these diffusers combine efficiency and economy with architectural styling. We particularly recommend the AVD for flush mounting in all kinds of ceiling installations.



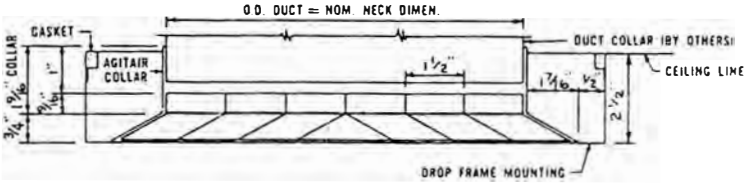
TYPE "AVDT"

Designed for installation in tile ceilings, the mounting frames of the AVDT are sized to conform to standard tile dimensions. The AVDT fits any tile style and blends handsomely with the architectural ceiling design.



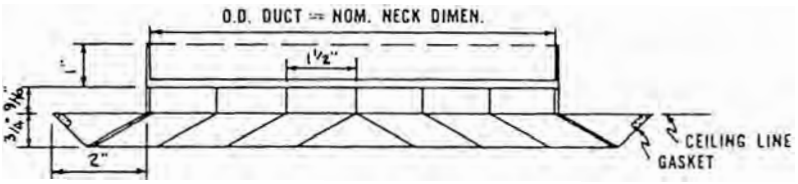
TYPE "AVDF"

Choose the AVDF for drop frame installations on exposed ducts or where beams, lights and other obstructions must be bypassed to secure proper air distribution.



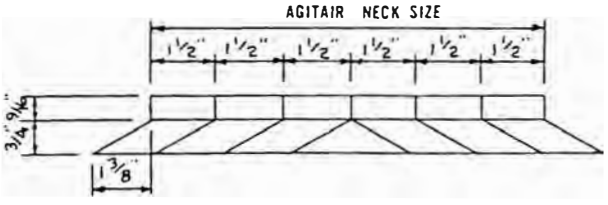
TYPE "AVDB"

The AVDB combines the basic "AVD" diffuser with a Type B frame — giving you, as with all members of the AVD series, outstanding operating efficiency plus modern design.



TYPE "AVDV"

AVDV diffusers incorporate the basic pattern and operating characteristics of the other members of the AVD family. The difference is in the perimeter border: The AVDV is designed for quick, easy installation on exposed drop collars and is particularly suited for use in unfinished spaces.



Use "AVD's" as returns too! For information on use as returns, consult Applications Engineering (Pineville).

LOD DAMPERS

FOR ALL MODELS

AGITAIR LOD dampers feature opposed blade design. They have an operating lever which can be adjusted through the face of the outlet. Straight-through air flow is maintained at all settings. LOD dampers are designed especially for use with AVD outlets and are sized accordingly.

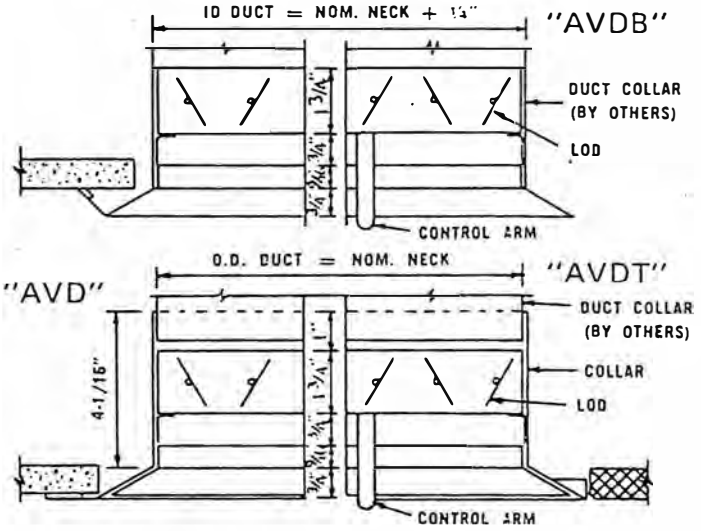
Manual control arms must travel parallel to Type AVD louvers. Damper blades are thus at right angles when dampers are used with the following patterns: blade lengths will be equal to dimension designations as follows:

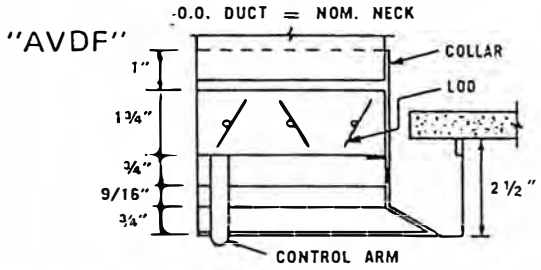
PATTERNS

10L, 10S—DIMEN. X

20L, 20S—DIMEN. H

21L, 21S—DIMEN. X+X'





Damper blades may parallel either dimension of all other pattern AVD outlets.

IMPORTANT:
When specifying damper size, always list blade dimensions last. Ex. 15" x 12" will have 12" long blades.

NOTE:
Maximum size of damper unit is 24" x 12". When larger dampers are required, multiples of smaller damper units will be supplied.

FLEXITROLS

Multi-Louver Orificing and Directional Dampers

ALL VANES ARE INDEPENDENTLY ADJUSTABLE TO INSURE BETTER CONTROL OF VOLUME, VELOCITY AND DIRECTION.

The FLEXITROL consists of two sets of air deflecting blades which are independently adjustable. One group regulates the volume and velocity while the other group controls the direction of the air.

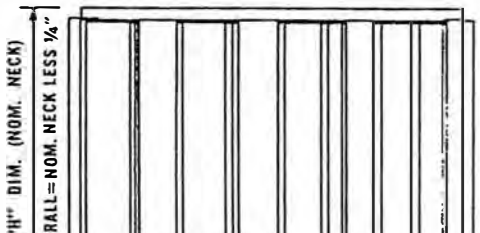
Actually these FLEXITROLS provide positive control of volume at all outlets in a duct system. They function as a pressure orifice and also distribute the air over the entire throat area.

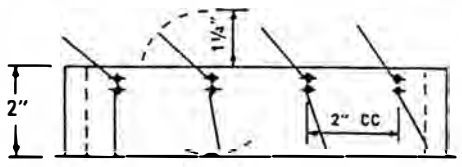
IMPORTANT!
When ordering, show Length (L dimension) first and Height (H dimension) second, as the latter indicates dimensions of Flexitrol blades.

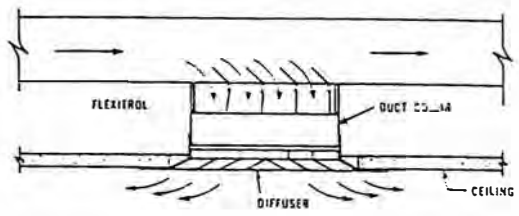
Maximum length of blades is 24". Two or more FLEXITROLS are supplied when the vertical (blade length) dimension exceeds 24". They can be rigidly assembled into a one-piece unit, if required.

EXAMPLE:
One 24" x 45" unit consists of a combination of one 24" x 24" and one 24" x 21".

DIMENSIONS
L dimensions available are 3" to 36" as required. H dimensions (blade length) conform to outlet dimensions; not to exceed 24".







QUICK SELECTION PROCEDURE

Data in Table I enables you to make a rapid selection of an outlet that will satisfy a given condition. Requirements most frequently considered are: (1) total area of diffusion; (2) CFM per square foot and (3) the noise criteria level. Outlet selection in the table is based upon the total effective area covered at a terminal velocity (Vt) of 50 FPM and its resulting throw. Air distribution in the occupied zone is uniform with a room velocity (Vr) varying from 35 FPM to 50 FPM depending upon total air supplied through the outlet.

HOW TO SELECT THE PROPER OUTLET

1. Determine the total area of diffusion and rate of air change in CFM per square foot.
2. Refer to the column containing the various patterns and select the outlet according to neck size and noise criterial level desired.
3. To obtain total CFM, refer to Table II and select proper chart for: Type (10, 20, etc.), Size (6x6, etc.) and Neck Velocity (A, B, C, etc.) and Check Table C for static pressure and total pressure.

TABLE I

CFM SQ.FT.	TYPE	AREA OF DIFFUSION — SQUARE FEET																				
		100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
0.5	10					9x9D	9x9E	9x9F	9x9G		12x12E											
	20					9x9A	9x9B 12x12A		9x9C 12x12B		9x9D 12x12C	9x9E 12x12D 15x15B	9x9F 12x12E 15x15C	9x9G 12x12F 15x15D	18x18C	12x12G 15x15E 18x18D	15x15F 18x18E	15x15G				
	30			6x6F																		
	40		6x6B	6x6C	6x6E	6x6G 9x9D	9x9E	9x9F	9x9G			12x12G	15x15D	15x15E	18x18C	15x15F 18x18C	15x15G 18x18E					
.75	10			9x9A	9x9B		12x12C	12x12D	12x12E		12x12F	15x15F 18x18A	15x15G 18x18B									
	20									15x15A												
	30		6x6D			9x9F							15x15G									
	40	6x6A	9x9A	9x9B	9x9C				12x12E 15x15A	12x12F 15x15B		15x15C 18x18A	18x18B 21x21A		21x21B	24x24A	21x21C 24x24B	24x24C				
1.0	10				12x12B			15x15C	15x15D		15x15E											
	20																					
	30	6x6A	9x9B	9x9D	9x9E			12x12E	15x15D		15x15E 18x18C	15x15F 18x18D	18x18E									
	40					12x12C	12x12D															
1.25	10			12x12A			15x15B															
	20																					
	30					12x12E 15x15B	12x12F	15x15C 18x18A	18x18B													
	40			12x12A	12x12B																	
1.5	10				15x15A																	
	20																					
	30			12x12C	12x12D 15x15A																	
	40																					

NOTE: 1) Data is based only on square outlets
2) Average Room Velocity and CFM/Sq. Ft is based upon maximum ceiling height of 9 ft.

< NC30 < NC35 < NC40 < NC45 > NC45

Room air motion and distribution are direct results of throw characteristics of a particular outlet. Throw distances are based upon terminal (Vt = 150, 100, 50 FPM) at a given horizontal distance (T) from the outlet

The throw distance (T) is above the 6' vertical level of the occupied zone. Based on the maximum throw (T) with a terminal velocity (Vt) of 50 FPM, the average room velocity in the occupied zone will vary from a minimum to a maximum of 50 FPM. with a 20°F Δt between supply (primary) and average room ambient temperature. This also provides satisfactory room air change in the occupied zone. (The terminal velocity is the highest sustained measured velocity in the mixed air stream at the end of the throw. The velocity profile can be obtained in the plane of maximum velocity as determined by the isovel in the throw pattern diagram.)

CALCULATED SELECTION PROCEDURE

The following method for selecting and sizing AVD outlets is applicable to all normal conditions. The data is based on laboratory and field observations with careful consideration of the air distribution limitations of vaneless units. Where jobs require greater efficiency, Agitair RC diffusers are recommended. Consult your Aeronca representative for details.

Sizing and Selection

Laboratory tests plus many years of "on-the-job" experience have confirmed the importance of the following factors in selecting AVD square and rectangular outlets:

1. *Area to be served*
2. *Mounting height*
3. *Temperature differential*
4. *Number of air changes*
5. *Discharge velocity*
6. *Available air pressure*
7. *Noise level*

Since many of these factors are interrelated, the composite tables opposite have been prepared to assist the design engineer in selecting the most effective equipment.

SELECTION PROCEDURE

Indicate on floor plans the most convenient locations for duct runs. These do not have to be centered in each area but the extremity of an AVD-served area should not exceed two times its mounting height. Give full consideration to simplified duct runs as well as to architectural and interior decorating limitations.

HOW TO SIZE

1. Refer to Table A which shows the maximum CFM which may be discharged through a single AVD for the mounting height. (Note: this limits maximum CFM only but does not restrict lesser air quantities for these heights.)

2. Divide total CFM for area by maximum CFM permissible per outlet. (See step 1.) Result = minimum number of AVD outlets required.

3. Refer to Table B for suitable neck velccity.

4. Divide CFM per outlet by neck velocity. Result = gross neck area of each AVD:
$$\frac{\text{CFM per AVD}}{\text{Neck Velocity}} = \text{Sq. Ft. Neck Area Required}$$

5. Refer to Performance Tables for sizes and neck areas.

6. Spot AVD outlets on floor plans and apportion percentage of total CFM to be discharged from each side.

7. Select most suitable pattern conforming with above.

8. Check Performance Tables to verify that AVD outlets selected conform to desired blow conditions.

MAX. CFM AND TD FOR MTG. HEIGHT

TABLE A

This table governs selections of Types AVD and AVDT outlets mounted in a ceiling. Where Type AVDF or other types are installed without ceiling effect, increase mounting height two feet for comparable cfm capacity.

Mtg. Ht.	Max. T.D.	Max. Total* CFM/ Outlet	Max. CFM in* One Direction	Mtg. Ht.	Max. T.D.	Max. Total* CFM/ Outlet	Max. CFM in* One Direction
8'	18°	400	130	15'	30°	4000	1325
9'	22°	750	220	16'	30°	5000	1650
10'	25°	1100	360	17'	31°	6500	1950
11'	26°	1500	460	18'	31°	8000	2700
12'	27°	2000	660	19'	32°	10,000	3350
13'	28°	2600	875	20'	32°	12,000	4300
14'	29°	3300	1075				

Air quantities less than the maximum cfm per outlet indicated may be used for any given mounting height.

EXAMPLE:
Room having 2 outlets mounted on 10' clg. one AVD40 and one AVD20. The AVD40 may handle 1100 cfm total. However the AVD20 may not handle more than 360 cfm from each of 2 sides or a maximum of 720 cfm.

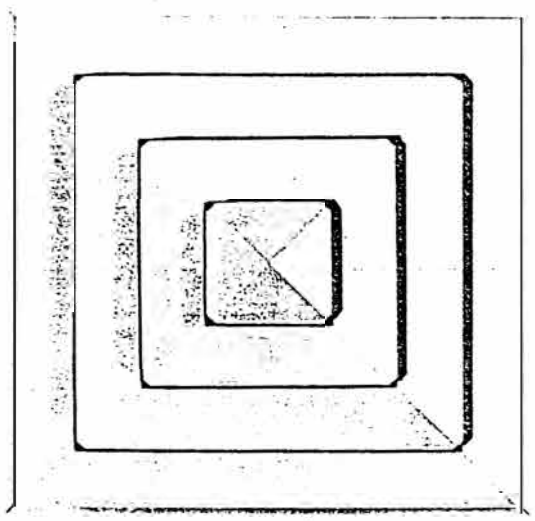


TABLE B
NC_{LP} FOR "AVD" OUTLETS

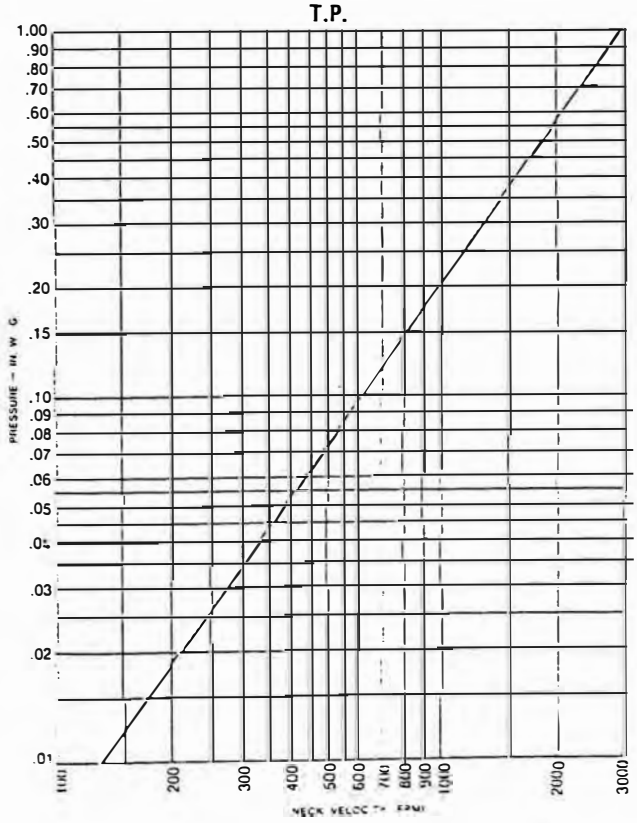
SIZE	NECK AREA SQ. FT.	NECK VELOCITY — FPM								
		400	450	500	550	600	650	700	800	900
6 x 6	.25	22	23	26	29	30	31	33	36	38
9 x 9	.56	23	24	27	30	31	32	34	37	41
12 x 12	1.0	23	25	28	31	32	33	35	38	44
15 x 15	1.56	25	28	30	33	35	37	39	42	47
18 x 18	2.25	27	30	33	36	39	41	43	46	49
21 x 21	3.06	30	33	36	39	42	45	47	49	52
24 x 24	4.0	33	36	39	43	46	49	51	53	55
6 x 9	.375	22	23	26	29	30	31	33	36	38
6 x 12	.500	23	24	27	30	31	32	34	37	41
6 x 15	.625	23	24	27	30	31	32	34	37	41
6 x 18	.75	23	24	27	30	31	32	34	37	42
6 x 21	.875	23	25	28	31	32	33	35	38	43
6 x 24	1.0	23	25	28	31	32	33	35	38	44
9 x 12	.75	23	24	27	30	31	32	34	37	42
9 x 15	.938	23	25	28	31	32	33	35	38	44
9 x 18	1.125	23	26	28	31	33	34	36	39	44
9 x 21	1.31	24	27	29	32	34	36	38	41	46
9 x 24	1.5	25	28	30	33	35	37	39	42	47
12 x 15	1.25	24	27	29	32	34	36	38	41	46
12 x 18	1.5	25	28	30	33	35	37	39	42	47
12 x 21	1.75	26	29	31	34	36	38	40	43	48
12 x 24	2.0	27	30	33	36	39	41	43	46	49
15 x 18	1.875	26	29	31	34	36	38	40	43	48
18 x 21	2.62	28	31	33	36	39	41	43	46	50
18 x 24	3.0	30	33	36	39	42	45	47	49	52

NOTE: NC_{LP} is determined by requirements in ASHRAE Guide - Systems, Chapter 33 Sound and Vibration, Page 500
NC_{LP} Re: 10^{-12} Watts

Larger sizes available. Consult Aeronca Application Engineering (Pineville) for data.

TABLE C
STATIC & TOTAL PRESSURE - "AVD"

T.P.



S.P.

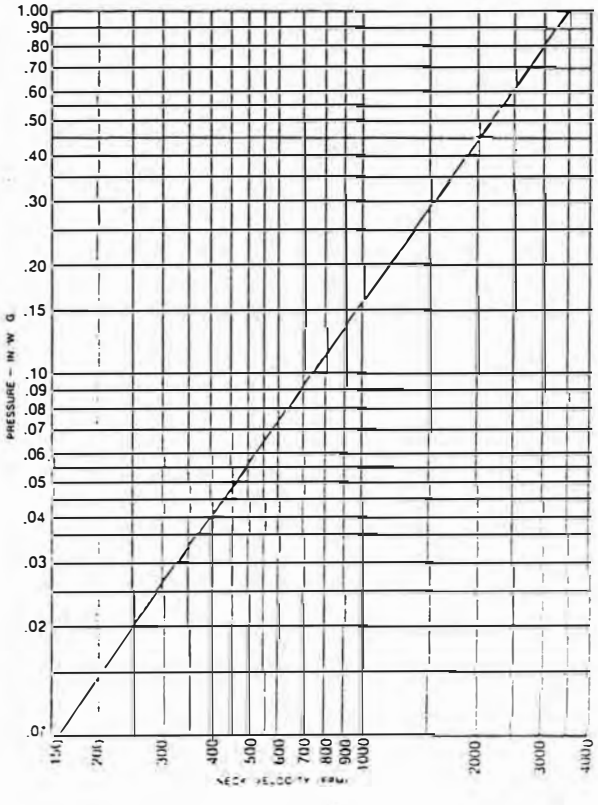
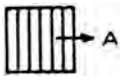


TABLE II PERFORMANCE DATA

All patterns shown are face views.
For static and/or total pressure at various velocities, refer to Table C.
For sound data for various velocities and sizes, refer to Table B.

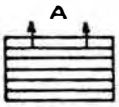
AVD 10



NECK VELOCITIES — FPM

SIZE INCHES	NECK AREA SQ. FT.		A		B		C		D		E		F		G		H		I	
		SIDE	400		450		500		550		600		650		700		800		900	
			A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
6 x 6	.25	TOTAL CFM	100		112		125		137		150		162		175		200		225	
		CFM ea. side	100		112		125		137		150		162		175		200		225	
		Throw in Ft.	10-13-16		12-14-18		13-16-20		14-17-22		15-19-24		17-20-26		18-22-28		19-24-30		20-26-32	
9 x 9	.56	TOTAL CFM	224		252		280		308		336		364		392		448		504	
		CFM ea. side	224		252		280		308		336		364		392		448		504	
		Throw in Ft.	12-13-17		13-15-19		14-17-21		15-18-23		17-20-25		18-22-27		20-23-29		21-25-31		23-27-33	
12 x 12	1.0	TOTAL CFM	400		450		500		550		600		650		700		800		900	
		CFM ea. side	400		450		500		550		600		650		700		800		900	
		Throw in Ft.	13-16-18		15-18-21		16-20-24		18-22-26		20-24-28		21-26-31		23-28-33		24-29-35		25-31-36	
15 x 15	1.56	TOTAL CFM	624		702		780		858		936		1014		1092		1248		1404	
		CFM ea. side	624		702		780		858		936		1014		1092		1248		1404	
		Throw in Ft.	15-18-21		17-21-24		19-23-27		20-25-29		22-27-32		24-30-35		26-32-37		26-32-37		28-34-40	

AVD 10L



6 x 9	.375	TOTAL CFM	150		169		188		206		225		244		263		300		338	
		CFM ea. side	150		169		188		206		225		244		263		300		338	
		Throw in Ft.	11-13-16		12-14-18		13-16-20		14-17-22		16-19-24		17-21-26		19-22-28		20-23-30		21-25-32	
6 x 12	.5	TOTAL CFM	200		225		250		275		300		325		350		400		450	
		CFM ea. side	200		225		250		275		300		325		350		400		450	
		Throw in Ft.	12-13-17		13-15-19		14-17-31		15-18-23		17-20-25		18-22-27		20-23-29		22-25-31		24-27-33	
6 x 15	.625	TOTAL CFM	250		281		312		344		375		406		438		500		563	
		CFM ea. side	250		281		312		344		375		406		438		500		563	
		Throw in Ft.	12-13-17		13-15-19		14-17-21		15-18-23		17-20-25		18-22-27		20-23-29		22-25-31		24-27-33	
6 x 18	.75	TOTAL CFM	300		337		375		413		450		487		525		600		675	
		CFM ea. side	300		337		375		413		450		487		525		600		675	
		Throw in Ft.	12-14-17		14-16-19		15-18-22		16-19-24		18-22-26		19-23-29		21-25-31		23-27-33		25-29-35	
6 x 21	.875	TOTAL CFM	350		394		437		481		525		570		612		700		788	
		CFM ea. side	350		394		437		481		525		570		612		700		788	
		Throw in Ft.	13-15-18		15-17-20		16-19-23		17-20-25		19-23-27		20-25-30		22-26-32		24-28-34		26-30-36	
6 x 24	1.0	TOTAL CFM	400		450		500		550		600		650		700		800		900	
		CFM ea. side	400		450		500		550		600		650		700		800		900	
		Throw in Ft.	13-16-18		15-18-21		16-20-24		18-22-26		20-24-28		21-25-31		23-28-33		24-25-35		25-31-36	
6 x 31	1.31	TOTAL CFM	524		590		655		720		786		852		917		1048		1179	
		CFM ea. side	524		590		655		720		786		852		917		1048		1179	
		Throw in Ft.	15-17-20		16-19-23		18-22-25		19-24-28		21-26-33		23-28-33		25-30-35		26-31-36		27-32-38	

Vt = 150 FPM, 100 FPM, 50 FPM

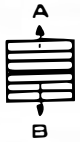
TABLE II Cont'd.

SIZE IN INCHES	NECK AREA SQ. FT.		NECK VELOCITIES — FPM								
			A	B	C	D	E	F	G	H	I
		SIDE	400	450	500	550	600	650	700	800	900
			A B	A B	A B	A B	A B	A B	A B	A B	A B
9 x 24	1.5	TOTAL CFM	600	675	750	825	900	975	1050	1200	1350
		CFM ea. side	600	675	750	825	900	975	1050	1200	1350
		Throw in Ft.	15-18-21	17-21-24	19-23-27	20-25-29	22-27-32	24-30-35	26-32-37	28-34-39	30-36-41

AVD 10S

6 x 9	.375	TOTAL CFM	150	169	188	206	225	244	263	300	338
		CFM ea. side	150	169	188	206	225	244	263	300	338
		Throw in Ft.	11-13-16	12-14-18	13-16-20	14-17-22	16-19-24	17-21-26	19-22-28	20-23-30	21-25-32
6 x 12	.5	TOTAL CFM	200	225	250	275	300	325	350	400	450
		CFM ea. side	200	225	250	275	300	325	350	400	450
		Throw in Ft.	12-13-17	13-15-19	14-17-21	15-18-23	17-20-25	18-22-27	20-23-29	22-25-31	24-27-33
6 x 15	.625	TOTAL CFM	250	281	312	344	375	406	438	500	563
		CFM ea. side	250	281	312	344	375	406	438	500	563
		Throw in Ft.	12-13-17	13-15-19	14-17-21	15-18-23	17-20-25	18-22-27	20-23-29	22-25-31	24-27-33
6 x 18	.75	TOTAL CFM	300	337	375	413	450	487	525	600	675
		CFM ea. side	300	337	375	413	450	487	525	600	675
		Throw in Ft.	12-14-17	14-16-19	15-18-22	16-19-24	18-22-26	19-23-29	21-25-31	23-27-33	25-29-35
6 x 21	.875	TOTAL CFM	350	394	437	481	525	570	612	700	788
		CFM ea. side	350	394	437	481	525	570	612	700	788
		Throw in Ft.	13-15-18	15-17-20	16-19-23	17-20-25	19-23-27	20-25-30	22-26-32	24-28-34	26-30-36
6 x 24	1.0	TOTAL CFM	400	450	500	550	600	650	700	800	900
		CFM ea. side	400	450	500	550	600	650	700	800	900
		Throw in Ft.	13-16-18	15-18-21	16-20-24	18-22-26	20-24-28	21-26-31	23-28-33	24-25-35	26-31-34
9 x 21	1.31	TOTAL CFM	524	590	655	720	786	852	917	1048	1179
		CFM ea. side	524	590	655	720	786	852	917	1048	1179
		Throw in Ft.	14-17-20	16-19-23	18-22-26	19-24-28	21-26-30	23-28-33	25-30-35	26-31-36	27-37-38
9 x 24	1.5	TOTAL CFM	600	675	750	825	900	975	1050	1200	1350
		CFM ea. side	600	675	750	825	900	975	1050	1200	1350
		Throw in Ft.	15-18-21	17-21-24	19-23-27	20-25-29	22-27-32	24-30-35	26-32-37	28-34-39	30-36-41

AVD 20



6 x 6	.25	TOTAL CFM	100		112		125		137		150		162		175		200		225	
		CFM ea. side	50	50	56	56	62	62	69	69	75	75	81	81	88	88	100	100	112	112
		Throw in Ft.	8-10-15	8-10-15	9-11-15	9-11-15	10-12-16	10-12-16	10-12-18	10-12-18	12-14-20	12-14-20	13-15-21	13-15-21	14-17-22	14-17-22	15-19-23	15-19-23	16-20-24	16-20-24
9 x 9	.56	TOTAL CFM	224		252		280		308		336		364		392		448		504	
		CFM ea. side	112	112	126	126	140	140	154	154	168	168	182	182	196	196	224	224	252	252
		Throw in Ft.	10-12-16	10-12-16	11-13-18	11-14-18	13-15-20	13-15-20	14-17-22	14-17-22	15-18-24	15-18-24	17-20-26	17-20-26	18-21-28	18-21-28	19-22-30	19-22-30	20-24-30	20-24-32

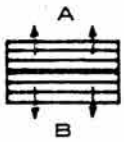
Vt = 150 FPM, 100 FPM, 50 FPM

ABLE II Cont'd.

NECK VELOCITIES — FPM

SIZE IN INCHES	NECK AREA SQ. FT.		A		B		C		D		E		F		G		H		I	
		SIDE	400		450		500		550		600		650		700		800		900	
			A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
12 x 12	1.0	TOTAL CFM	400		450		500		550		600		650		700		800		900	
		CFM ea. side	200	200	225	225	250	250	275	275	300	300	325	325	350	350	400	400	450	450
		Throw in Ft.	12-14-18	12-14-18	14-16-20	14-16-20	15-18-22	15-18-22	18-21-24	18-21-24	18-21-27	18-21-27	20-23-29	20-23-29	21-25-32	21-25-32	22-26-34	22-26-34	23-27-35	23-27-35
15 x 15	1.56	TOTAL CFM	624		702		780		858		936		1014		1092		1248		1404	
		CFM ea. side	312	312	351	351	390	390	429	429	468	468	507	507	546	546	624	624	702	702
		Throw in Ft.	15-17-21	15-17-21	17-20-24	17-20-24	19-22-27	19-22-27	21-24-29	21-24-29	23-26-32	23-26-32	25-28-35	25-28-35	27-30-37	27-30-37	28-31-38	28-31-38	29-32-39	29-32-39
18 x 18	2.25	TOTAL CFM	900		1012		1125		1238		1350		1462		1575		1800		2025	
		CFM ea. side	450	450	506	506	563	563	619	619	675	675	731	731	788	788	900	900	1012	1012
		Throw in Ft.	18-20-24	18-20-24	20-22-27	20-22-27	23-25-30	23-25-30	25-28-33	25-28-33	27-30-36	27-30-36	29-32-39	29-32-39	32-35-42	32-35-42	34-37-43	34-37-43	35-38-44	35-38-44

AVD 20L



6 x 9	.375	TOTAL CFM	150		169		188		206		225		244		263		300		338	
		CFM ea. side	75	75	85	85	94	94	103	103	113	113	122	122	132	132	150	150	169	169
		Throw in Ft.	9-11-15	9-11-15	10-12-17	10-12-17	12-14-18	12-14-18	13-16-20	13-16-20	14-17-22	14-17-22	16-19-24	16-19-24	17-20-26	17-20-26	18-21-27	18-21-27	19-22-28	19-22-28
6 x 12	.5	TOTAL CFM	200		225		250		275		300		325		350		400		450	
		CFM ea. side	100	100	112	112	125	125	137	137	150	150	163	163	175	175	200	200	225	225
		Throw in Ft.	10-12-16	10-12-16	11-14-18	11-14-18	13-15-20	13-15-20	14-17-22	14-17-22	15-18-24	15-18-24	17-20-26	17-20-26	18-21-28	18-21-28	19-22-29	19-22-29	20-23-30	20-23-30
9 x 12	.75	TOTAL CFM	300		338		375		413		450		488		525		600		675	
		CFM ea. side	150	150	169	169	188	188	207	207	225	225	244	244	263	263	300	300	338	338
		Throw in Ft.	11-13-17	11-13-17	12-15-19	12-15-19	14-16-21	14-16-21	16-19-23	16-19-23	17-20-25	17-20-25	19-21-27	19-21-27	20-23-30	20-23-30	21-24-31	21-24-31	22-25-32	22-25-32
9 x 15	.938	TOTAL CFM	375		422		469		516		563		610		657		750		844	
		CFM ea. side	188	188	211	211	235	235	258	258	282	282	305	305	329	329	375	375	422	422
		Throw in Ft.	12-14-18	12-14-18	13-16-20	13-16-20	15-17-22	15-17-22	17-20-24	17-20-24	18-21-26	18-21-26	20-22-28	20-22-28	21-24-31	21-24-31	22-26-33	22-26-33	24-28-35	24-28-35
9 x 18	1.125	TOTAL CFM	450		506		563		619		675		731		788		900		1013	
		CFM ea. side	225	225	253	253	281	281	309	309	337	337	365	365	394	394	450	450	507	507
		Throw in Ft.	12-14-18	12-14-18	14-16-20	14-16-20	15-18-22	15-18-22	18-20-24	18-20-24	19-21-27	19-21-27	20-23-29	20-23-29	21-25-32	21-25-32	23-27-34	23-27-34	25-29-36	25-29-36
9 x 21	1.31	TOTAL CFM	524		590		655		721		786		852		917		1048		1179	
		CFM ea. side	262	262	295	295	327	327	360	360	393	393	426	426	458	458	524	524	590	590
		Throw in Ft.	13-15-19	13-15-19	15-17-22	15-17-22	17-20-25	17-20-25	20-22-27	20-22-27	22-24-29	22-24-29	24-26-31	24-26-31	26-28-34	26-28-34	27-29-35	27-29-35	28-30-37	28-30-37
12x 15	1.25	TOTAL CFM	500		563		625		688		750		813		875		1000		1125	
		CFM ea. side	250	250	281	281	312	312	344	344	375	375	406	406	437	437	500	500	563	563
		Throw in Ft.	13-15-19	13-15-19	15-17-22	15-17-22	17-20-25	17-20-25	20-22-27	20-22-27	22-24-29	22-24-29	24-26-31	24-26-31	26-28-34	26-28-34	27-29-35	27-29-35	28-30-37	28-30-37
12 x 18	1.5	TOTAL CFM	600		675		750		825		900		975		1050		1200		1350	
		CFM ea. side	300	300	337	337	375	375	412	412	450	450	487	487	525	525	600	600	675	675
		Throw in Ft.	15-17-21	15-17-21	17-20-24	17-20-24	19-22-27	19-22-27	21-24-29	21-24-29	23-26-32	23-26-32	25-28-35	25-28-35	27-30-37	27-30-37	29-31-38	29-31-38	30-32-39	30-32-39
12 x 21	1.75	TOTAL CFM	700		788		875		963		1050		1138		1225		1400		1575	
		CFM ea. side	350	350	394	394	437	437	481	481	525	525	569	569	612	612	700	700	788	788
		Throw in Ft.	16-18-22	16-18-22	18-21-25	18-21-25	21-24-28	21-24-28	22-25-31	23-26-31	25-28-34	25-28-34	27-30-37	27-30-37	30-32-40	30-32-40	31-33-41	31-33-41	32-34-42	32-34-42

Vt = 150 FPM, 100 FPM, 50 FPM

TABLE II Cont'd.

NECK VELOCITIES — FPM

SIZE IN INCHES	NECK AREA SQ. FT.	SIDE	A		B		C		D		E		F		G		H		I	
			400		450		500		550		600		650		700		800		900	
			A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
12 x 24	2.0	TOTAL CFM	800		900		1000		1100		1200		1300		1400		1600		1800	
		CFM ea. side	400	400	450	450	500	500	550	550	600	600	650	650	700	700	800	800	900	900
		Throw in Ft.	18-20-24	18-20-24	20-22-27	20-22-27	23-25-30	23-25-30	25-28-33	25-28-33	27-30-36	27-30-36	29-32-39	29-32-39	32-35-42	32-35-42	34-37-43	34-37-43	35-38-44	35-38-44

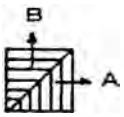
AVD 20S

6 x 9	.375	TOTAL CFM	150		169		188		206		225		244		263		300		338	
		CFM ea. side	75	75	85	85	94	94	103	103	113	113	122	122	132	132	150	150	169	169
		Throw in Ft.	9-11-15	9-11-15	10-12-17	10-12-17	12-14-18	12-14-18	13-16-20	13-16-20	14-17-22	14-17-22	16-19-24	16-19-24	17-20-26	17-20-26	18-21-27	18-21-27	19-22-28	19-22-28
6 x 12	.5	TOTAL CFM	200		225		250		275		300		325		350		400		450	
		CFM ea. side	100	100	112	112	125	125	137	137	150	150	163	163	175	175	200	200	225	225
		Throw in Ft.	10-12-16	10-12-16	11-14-18	11-14-18	13-15-20	13-15-20	14-17-22	14-17-22	15-18-24	15-18-24	17-20-26	17-20-26	18-21-28	18-21-28	19-22-29	19-22-29	20-23-30	20-23-30
9 x 12	.75	TOTAL CFM	300		338		375		413		450		488		525		600		675	
		CFM ea. side	150	150	169	169	188	188	207	207	225	225	244	244	263	263	300	300	338	338
		Throw in Ft.	11-13-17	11-13-17	12-15-19	12-15-19	14-16-21	14-16-21	16-19-23	16-19-23	17-20-25	17-20-25	19-21-27	19-21-27	20-23-30	20-23-30	21-24-31	21-24-31	22-25-32	22-25-32
9 x 15	.938	TOTAL CFM	375		422		469		516		563		610		657		750		844	
		CFM ea. side	188	188	211	211	235	235	258	258	282	282	305	305	329	329	375	375	422	422
		Throw in Ft.	12-14-18	12-14-18	13-16-20	13-16-20	15-17-22	15-17-22	17-20-24	17-20-24	18-21-26	18-21-26	20-22-28	20-22-28	21-24-31	21-24-31	22-26-33	22-26-33	24-28-35	24-28-35
9 x 18	1.125	TOTAL CFM	450		506		563		619		675		731		788		900		1013	
		CFM ea. side	225	225	253	253	281	281	309	309	337	337	365	365	394	394	450	450	507	507
		Throw in Ft.	12-14-18	12-14-18	13-16-20	14-16-20	15-18-22	15-18-22	18-20-24	18-20-24	19-21-27	19-21-27	20-23-29	20-23-29	21-25-32	21-25-32	23-27-34	23-27-34	25-29-36	25-29-36
9 x 21	1.31	TOTAL CFM	524		590		655		721		786		852		917		1048		1179	
		CFM ea. side	262	262	295	295	327	327	360	360	393	393	426	426	458	458	524	524	590	590
		Throw in Ft.	13-15-19	13-15-19	15-17-22	15-17-22	17-20-25	17-20-25	20-22-27	20-22-27	22-24-29	22-24-29	24-26-31	24-26-31	26-28-34	26-28-34	27-29-35	27-29-35	28-30-37	28-30-37
12 x 15	1.25	TOTAL CFM	500		563		625		688		750		813		875		1000		1125	
		CFM ea. side	250	250	281	281	312	312	344	344	375	375	406	406	437	437	500	500	563	563
		Throw in Ft.	13-15-19	13-15-19	15-17-22	15-17-22	17-20-25	17-20-25	20-22-27	20-22-27	22-24-29	22-24-29	24-26-31	24-26-31	26-28-34	26-28-34	27-29-35	27-29-35	28-30-37	28-30-37
12 x 18	1.5	TOTAL CFM	600		675		750		825		900		975		1050		1200		1350	
		CFM ea. side	300	300	337	337	375	375	412	412	450	450	487	487	525	525	600	600	675	675
		Throw in Ft.	15-17-21	15-17-21	17-20-24	17-20-24	19-22-27	19-22-27	21-24-29	21-24-29	23-26-32	23-26-32	25-28-35	25-28-35	27-30-37	27-30-37	29-31-38	29-31-38	30-32-39	30-32-39
12 x 21	1.75	TOTAL CFM	700		788		875		963		1050		1138		1125		1400		1575	
		CFM ea. side	350	350	394	394	437	437	481	481	525	525	569	569	612	612	700	700	788	788
		Throw in Ft.	16-18-22	16-18-22	18-21-25	18-21-25	21-24-28	21-24-28	23-26-31	23-26-31	25-28-34	25-28-34	27-30-37	27-30-37	30-32-40	30-32-40	31-33-41	31-33-41	32-34-42	32-34-42
12 x 24	2.0	TOTAL CFM	800		900		1000		1100		1200		1300		1400		1600		1800	
		CFM ea. side	400	400	450	450	500	500	550	550	600	600	650	650	700	700	800	800	900	900
		Throw in Ft.	18-20-24	18-20-24	20-22-27	20-22-27	23-25-30	23-25-30	25-28-33	25-28-33	27-30-36	27-30-36	29-32-39	29-32-39	32-35-42	32-35-42	34-37-43	34-37-43	35-38-44	35-38-44

Vt = 150 FPM, 100 FPM, 50 FPM

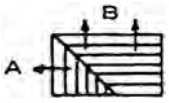
BLE II Cont'd.

AVD 22

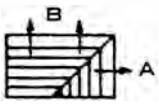


		NECK VELOCITIES — FPM																	
		A		B		C		D		E		F		G		H		I	
E ES	NECK AREA SQ. FT.	SIDE	400		450		500		550		600		650		700		800		900	
			A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
	.25	TOTAL CFM	100		112		125		137		150		162		175		200		225	
		CFM ea. side	50	50	56	56	62	62	69	69	75	75	81	81	88	88	100	100	112	112
		Throw in Ft.	8-10-15	8-10-15	9-11-15	9-11-15	10-12-16	10-12-16	10-12-18	10-12-18	12-14-20	12-14-20	13-15-21	13-15-21	14-17-22	14-17-22	15-19-23	15-19-23	16-20-24	16-20-24
	.56	TOTAL CFM	224		252		280		308		336		364		392		448		504	
		CFM ea. side	112	112	126	126	140	140	154	154	168	168	182	182	196	196	224	224	252	252
		Throw in Ft.	10-12-16	10-12-16	11-14-18	11-14-18	13-15-20	13-15-20	14-17-22	14-17-22	15-18-24	15-18-24	17-20-26	17-20-26	18-21-28	18-21-28	19-22-30	19-22-30	20-24-32	20-24-32
	1.0	TOTAL CFM	400		450		500		550		600		650		700		800		900	
		CFM ea. side	200	200	225	225	250	250	275	275	300	300	325	325	350	350	400	400	450	450
		Throw in Ft.	12-14-18	12-14-18	14-16-20	14-16-20	15-18-22	15-18-22	18-21-24	18-21-24	18-21-27	18-21-27	20-23-29	20-23-29	21-25-32	21-25-32	22-26-34	22-26-34	23-27-35	23-27-35
	1.56	TOTAL CFM	624		702		780		858		936		1014		1092		1248		1404	
		CFM ea. side	312	312	351	351	390	390	429	429	468	468	507	507	546	546	624	624	702	702
		Throw in Ft.	15-17-21	15-17-21	17-20-24	17-20-24	19-22-27	19-22-27	21-24-29	21-24-29	23-26-32	23-26-32	25-28-35	25-28-35	27-30-37	27-30-37	28-31-38	28-31-38	29-32-39	29-32-39
	2.25	TOTAL CFM	900		1012		1125		1238		1350		1462		1575		1800		2025	
		CFM ea. side	450	450	506	506	563	563	619	619	675	675	731	731	788	788	900	900	1012	1012
		Throw in Ft.	18-20-24	18-20-24	20-22-27	20-22-27	23-25-30	23-25-30	25-28-33	25-28-33	27-30-35	27-30-36	29-32-39	29-32-39	32-35-42	32-35-42	34-37-43	34-37-43	35-38-44	35-38-44

AVD 23



24



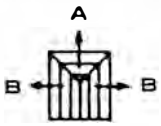
	.375	TOTAL CFM	150		169		188		206		225		244		263		300		338	
		CFM ea. side	50	100	56	113	62	126	68	138	75	150	81	163	88	175	100	200	112	225
		Throw in Ft.	7-9-13	9-12-15	8-10-14	10-13-17	9-11-15	11-14-18	10-12-17	12-15-20	11-13-18	13-17-21	12-15-19	14-18-22	13-16-20	16-20-24	14-17-21	18-22-25	15-18-22	19-23-26
	.5	TOTAL CFM	200		225		250		275		300		325		350		400		450	
		CFM ea. side	50	150	56	169	62	188	68	207	75	225	81	244	88	262	100	300	112	338
		Throw in Ft.	7-9-13	11-13-16	8-10-14	12-14-18	9-11-15	13-16-20	10-12-17	14-17-22	11-13-18	15-19-24	12-15-19	17-21-26	13-16-20	19-22-28	14-17-21	20-23-29	15-18-22	21-24-30
	.75	TOTAL CFM	300		338		375		413		450		488		525		600		675	
		CFM ea. side	112	188	127	211	141	234	155	258	169	281	183	305	197	328	225	375	253	422
		Throw in Ft.	9-11-15	13-16-20	10-12-16	13-15-19	10-12-18	14-17-21	12-14-20	15-18-23	13-15-21	17-20-25	14-17-22	18-22-27	15-18-23	20-23-29	16-19-24	21-24-30	17-20-25	22-25-31
	.938	TOTAL CFM	375		422		469		516		563		610		657		750		845	
		CFM ea. side	112	263	127	295	141	328	155	361	169	394	183	427	197	460	225	525	253	592
		Throw in Ft	9-11-15	13-16-20	10-12-16	15-17-22	10-12-18	16-19-24	12-14-20	17-20-25	13-15-21	19-22-27	14-17-22	20-23-29	15-18-23	21-24-31	17-20-25	22-25-32	18-21-26	23-25-33
	1.125	TOTAL CFM	450		506		563		619		675		731		788		900		1012	
		CFM ea. side	112	338	127	379	141	422	155	464	169	506	183	548	197	591	225	675	253	759
		Throw in Ft.	9-11-15	14-16-21	10-12-15	15-18-23	10-12-18	17-20-27	12-14-20	18-21-28	13-15-21	20-23-30	14-17-22	21-24-31	15-18-23	22-25-33	17-20-25	23-27-34	18-21-26	24-28-35
	1.25	TOTAL CFM	500		563		625		688		750		813		875		1000		1125	
		CFM ea. side	200	300	225	338	250	375	275	413	300	450	325	488	350	525	400	600	450	675
		Throw in Ft	12-14-17	12-14-17	13-15-18	15-16-19	14-17-19	15-19-22	16-19-22	16-19-24	17-20-24	19-22-25	18-21-25	19-23-29	19-23-28	21-25-31	20-24-29	22-26-32	21-25-30	23-27-33

Vt = 150 FPM, 100 FPM, 50 FPM

NECK VELOCITIES — FPM

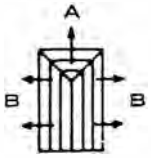
SIZE IN INCHES	NECK AREA SQ. FT.	SIDE	A		B		C		D		E		F		G		H		I	
			400		450		500		550		600		650		700		800		900	
			A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
12 x 18	1.5	TOTAL CFM	600		675		750		825		900		975		1050		1200		1350	
		CFM ea. side	200	400	225	450	250	500	275	550	300	600	325	650	350	700	400	800	450	900
		Throw in Ft.	12-14-17	13-16-18	13-15-18	15-18-21	14-17-19	16-20-24	16-19-22	18-22-26	17-20-24	20-24-28	18-21-25	21-26-31	19-23-28	23-28-33	20-24-29	24-29-34	21-25-30	25-30-35

AVD 30



6 x 6	.25	TOTAL CFM	100		112		125		137		150		162		175		200		225	
		CFM ea. side	24	38	28	42	31	47	35	51	38	56	42	60	45	65	50	75	56	85
		Throw in Ft.	3-4-6	4-5-8	4-5-7	5-6-9	4-6-8	6-7-10	5-6-9	6-7-11	5-7-10	7-8-12	6-7-10	7-8-13	6-8-11	8-9-14	7-9-12	9-11-15	8-10-13	10-12-16
9 x 9	.56	TOTAL CFM	224		252		280		308		336		364		392		448		504	
		CFM ea. side	56	84	62	95	70	105	78	115	84	126	92	136	98	147	112	169	126	190
		Throw in Ft.	4-6-8	6-8-10	5-7-9	7-9-12	6-8-10	8-10-13	6-8-11	9-10-14	7-9-12	10-12-15	7-10-13	11-12-17	8-11-14	12-13-18	9-12-15	13-15-19	10-13-16	14-16-20
12 x 12	1.0	TOTAL CFM	400		450		500		550		600		650		700		800		900	
		CFM ea. side	100	150	112	169	124	188	138	206	150	225	162	244	174	263	200	300	225	338
		Throw in Ft.	5-6-9	9-10-12	6-7-10	10-11-13	6-8-11	11-12-15	7-9-12	12-14-16	8-10-14	13-15-17	8-11-15	14-16-19	9-12-17	15-17-20	10-13-18	16-18-21	11-14-19	17-19-22
15 x 15	1.56	TOTAL CFM	624		702		708		858		934		1014		1092		1248		1404	
		CFM ea. side	156	234	176	263	194	293	214	322	234	350	252	381	274	409	312	468	350	527
		Throw in Ft.	8-10-14	11-13-16	9-11-15	13-15-18	9-13-17	14-16-20	10-14-19	15-17-22	11-15-20	17-20-24	12-16-22	18-21-26	13-18-24	20-23-28	14-19-25	21-24-29	15-20-26	22-25-30
18 x 18	2.25	TOTAL CFM	900		1012		1125		1238		1350		1462		1575		1800		2025	
		CFM ea. side	226	338	254	379	281	422	308	465	338	506	366	548	393	591	450	675	506	760
		Throw in Ft.	9-14-17	13-16-20	11-16-19	15-17-22	12-18-21	16-19-25	14-20-23	18-21-27	14-21-25	20-23-30	16-23-27	21-25-32	17-25-30	23-27-35	18-26-31	24-28-36	19-27-32	25-29-37

AVD 31



6 x 9	.375	TOTAL CFM	150		169		188		206		225		244		263		300		337	
		CFM ea. side	24	63	28	70	31	79	35	85	38	94	42	101	45	109	50	125	56	140
		Throw in Ft.	3-4-6	8-10-14	4-5-7	9-11-15	4-6-8	10-12-16	5-6-9	11-13-18	5-7-10	12-14-20	6-7-10	13-15-21	6-8-11	14-17-22	7-9-12	15-18-23	8-10-13	16-19-24
6 x 12	.5	TOTAL CFM	200		225		250		275		300		325		350		400		450	
		CFM ea. side	24	88	28	98	31	110	35	120	38	131	42	142	45	153	50	175	56	197
		Throw in Ft.	3-4-6	9-12-15	4-5-7	10-13-17	4-6-8	11-14-18	5-6-9	12-15-20	5-7-10	13-17-21	6-7-10	14-18-22	6-8-11	16-20-24	7-9-12	17-21-25	8-10-13	18-22-26
9 x 12	.75	TOTAL CFM	300		338		375		413		450		488		525		600		675	
		CFM ea. side	56	122	62	138	71	152	79	167	84	183	92	198	99	213	112	244	126	274
		Throw in Ft.	4-6-8	10-12-16	5-7-9	11-14-18	6-8-10	13-15-20	6-8-11	14-17-22	7-9-12	15-18-23	7-10-13	16-19-25	8-11-14	18-21-25	9-12-15	19-22-27	10-13-16	20-23-28
9 x 15	.938	TOTAL CFM	375		422		469		516		563		610		657		750		845	
		CFM ea. side	56	160	62	180	71	199	79	219	84	239	92	259	99	279	112	319	126	359
		Throw in Ft.	4-6-8	11-13-17	5-7-9	12-15-19	6-8-10	14-16-21	6-8-11	16-19-23	7-9-12	17-20-25	7-10-13	19-21-27	8-11-14	20-23-30	9-12-15	21-24-31	10-13-16	23-25-32

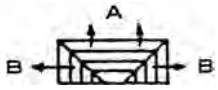
Vt = 150 FPM, 100 FPM, 50 FPM

TABLE II Cont'd.

NECK VELOCITIES — FPM

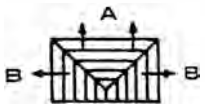
SIZE IN INCHES	NECK AREA SQ. FT.		A		B		C		D		E		F		G		H		I	
		SIDE	400		450		500		550		600		650		700		800		900	
			A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
12 x 12	1.25	TOTAL CFM	500		563		625		688		750		813		875		1000		1125	
		CFM ea. side	100	200	113	225	125	250	138	275	150	300	163	325	175	350	200	400	225	450
		Throw in Ft.	5-6-9	12-14-18	6-7-10	13-16-20	6-8-11	15-17-22	7-9-12	17-20-24	8-10-14	18-21-26	8-11-15	20-22-28	9-12-17	21-24-31	10-13-18	22-25-32	11-14-19	23-26-33
12 x 18	1.5	TOTAL CFM	600		675		750		825		900		975		1050		1200		1350	
		CFM ea. side	100	250	113	281	125	312	138	344	150	375	163	406	175	438	200	500	225	562
		Throw in Ft.	5-6-9	13-15-19	6-7-10	15-17-22	6-8-11	17-20-25	7-9-12	20-22-27	8-10-14	22-24-29	8-11-15	24-26-31	9-12-17	26-28-33	10-13-18	27-29-34	11-14-19	28-30-35
15 x 18	1.875	TOTAL CFM	750		844		938		1031		1125		1219		1313		1500		1687	
		CFM ea. side	156	297	176	334	196	371	215	408	235	445	255	482	273	520	312	594	351	668
		Throw in Ft.	8-10-14	15-17-21	9-11-15	17-20-24	9-13-17	19-22-27	10-14-19	21-24-29	11-15-20	23-26-32	12-16-22	25-28-33	13-18-24	27-30-35	14-19-25	28-31-36	15-20-27	29-32-37

AVD 32



SIZE IN INCHES	NECK AREA SQ. FT.																			
6 x 15	.625	TOTAL CFM	250		282		312		344		375		406		437		500		563	
		CFM ea. side	150	50	170	56	188	62	206	69	225	75	244	81	263	87	300	100	338	112
		Throw in Ft.	9-11-15	7-9-12	10-12-16	8-10-14	10-14-18	9-11-15	11-15-20	10-12-16	12-16-21	11-13-17	13-17-22	12-14-18	14-19-23	13-16-19	15-20-24	14-17-20	16-21-25	15-18-21
9 x 21	1.31	TOTAL CFM	524		590		655		721		786		852		917		1050		1180	
		CFM ea. side	300	112	338	126	375	140	411	155	448	169	486	183	523	197	598	225	673	253
		Throw in Ft.	11-16-22	10-12-16	13-18-24	11-14-18	15-19-26	13-15-20	16-21-28	14-17-22	17-22-30	15-18-24	18-23-31	17-20-26	19-25-33	18-21-28	20-26-34	19-22-29	21-27-35	20-23-30
9 x 24	1.5	TOTAL CFM	600		675		750		825		900		975		1050		1200		1350	
		CFM ea. side	376	112	423	126	470	140	515	155	562	169	609	183	656	197	750	225	844	253
		Throw in Ft.	12-17-24	10-12-16	14-19-27	11-14-18	16-21-29	13-15-20	17-22-31	14-17-22	18-23-32	15-18-24	19-25-33	17-20-26	21-27-35	18-21-28	22-28-36	19-22-29	23-29-37	20-23-30

AVD 33

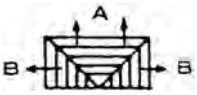


SIZE IN INCHES	NECK AREA SQ. FT.																			
6 x 9	.375	TOTAL CFM	150		169		188		206		225		244		263		300		338	
		CFM ea. side	56	47	63	53	71	59	78	64	84	71	92	76	99	76	112	94	126	106
		Throw in Ft.	4-6-8	7-9-13	5-7-9	8-10-14	6-8-10	9-11-15	6-8-11	10-12-16	7-9-12	11-13-17	7-10-13	12-14-18	7-10-13	12-14-18	9-12-15	13-15-19	10-13-16	14-16-20
9 x 12	.75	TOTAL CFM	300		338		375		413		450		488		525		600		675	
		CFM ea. side	100	100	112	113	125	125	137	138	150	150	162	162	175	175	200	200	225	225
		Throw in Ft.	9-12-15	9-12-15	10-13-17	10-13-17	11-14-18	11-14-18	12-15-19	12-15-19	13-16-20	13-16-20	14-16-21	14-16-21	15-17-22	15-17-22	16-18-23	16-18-23	17-19-24	17-19-24
9 x 15	.938	TOTAL CFM	375		422		469		516		563		610		657		750		844	
		CFM ea. side	155	110	174	124	195	137	214	151	233	165	254	178	273	192	312	219	350	247
		Throw in Ft.	6-8-10	10-13-17	7-9-12	11-14-18	8-10-13	12-15-19	9-10-14	13-16-20	10-12-15	14-17-22	7-10-13	15-18-23	8-11-14	16-19-25	9-12-15	17-20-26	10-13-16	18-21-27
12 x 15	1.25	TOTAL CFM	500		563		625		688		750		813		875		1000		1125	
		CFM ea. side	156	172	175	194	195	215	214	237	234	258	253	280	273	301	312	344	350	387
		Throw in Ft.	6-8-10	12-13-17	7-9-12	13-15-19	8-10-13	14-16-20	9-10-14	15-17-21	10-12-15	16-18-24	7-10-13	17-19-25	8-11-14	18-20-26	9-12-15	19-21-27	10-13-16	20-22-28
15 x 18	1.875	TOTAL CFM	750		844		938		1031		1125		1219		1313		1500		1688	
		CFM ea. side	225	262	254	295	282	328	309	351	337	394	365	427	393	460	450	525	506	590
		Throw in Ft.	9-11-17	12-19-17	11-14-19	13-17-20	12-15-20	14-17-22	13-16-21	15-19-23	14-17-23	16-20-27	15-18-24	18-21-28	16-19-25	19-21-29	18-21-27	20-23-31	19-22-28	21-24-32

Vt = 150 FPM, 100 FPM, 50 FPM

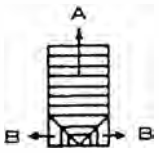
TABLE II Cont'd.

AVD 34



SIZE IN INCHES	NECK AREA SQ. FT.		NECK VELOCITIES — FPM																	
			A		B		C		D		E		F		G		H		I	
		SIDE	400		450		500		550		600		650		700		800		900	
			A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
6 x 12	.5	TOTAL CFM	200		225		250		275		300		325		350		400		450	
		CFM ea. side	100	50	113	56	126	62	137	69	150	75	163	81	176	87	200	100	226	112
		Throw in Ft.	7-10-13	7-10-13	9-11-15	9-11-15	10-12-16	10-12-16	11-13-18	11-13-18	12-14-20	12-14-20	13-15-21	13-15-21	14-17-22	14-17-22	16-18-23	16-18-23	17-19-24	17-19-24
9 x 18	1.125	TOTAL CFM	450		506		563		619		675		731		788		900		1013	
		CFM ea. side	226	112	254	126	281	141	309	155	337	169	365	183	394	197	450	225	507	253
		Throw in Ft.	9-11-17	10-12-15	11-16-19	11-14-18	12-18-21	13-15-20	14-20-23	14-17-22	14-21-25	15-18-24	16-23-27	17-20-26	17-25-30	18-21-28	18-26-31	19-22-29	19-27-32	20-23-30
12 x 24	2.0	TOTAL CFM	800		900		1000		1100		1200		1300		1400		1600		1800	
		CFM ea. side	400	200	450	225	500	250	550	275	600	300	650	325	700	350	800	400	900	450
		Throw in Ft.	13-16-18	12-14-13	15-18-21	14-16-20	16-20-24	15-18-22	18-22-26	17-19-25	20-24-28	18-21-27	21-26-31	20-23-29	23-28-33	21-25-32	24-29-34	22-26-33	25-30-35	23-27-34

AVD 35

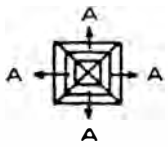


6 x 9	.375	TOTAL CFM	150		169		188		206		225		244		263		300		338	
		CFM ea. side	126	12	141	14	156	16	172	17	187	19	204	20	219	22	250	25	282	28
		Throw in Ft.	9-11-14	1-2-3	10-13-16	1-2-4	11-14-18	2-3-4	12-15-20	2-3-5	13-16-22	2-3-6	14-17-24	3-4-6	15-19-26	3-4-7	16-20-27	4-5-8	17-21-28	5-6-9
9 x 9	.56	TOTAL CFM	224		252		280		308		336		364		392		448		504	
		CFM ea. side	168	28	190	31	210	35	232	38	252	42	274	45	294	49	336	56	378	63
		Throw in Ft.	8-10-14	2-3-4	9-11-15	2-3-4	9-13-17	3-4-5	10-14-19	3-4-5	11-15-20	3-4-6	12-16-22	4-5-6	13-18-24	4-5-7	14-19-25	5-7-9	15-20-26	6-8-10
9 x 12	.75	TOTAL CFM	300		338		375		413		450		488		525		600		675	
		CFM ea. side	244	28	276	31	305	35	335	39	366	42	396	46	427	49	488	56	549	63
		Throw in Ft.	9-11-17	2-3-4	11-14-18	2-3-4	12-15-20	3-4-5	13-16-21	3-4-5	14-17-23	3-4-6	15-18-24	4-5-6	16-19-25	4-5-7	17-20-26	5-7-9	18-21-27	6-8-10
9 x 15	.938	TOTAL CFM	375		422		469		516		563		610		657		750		844	
		CFM ea. side	319	25	360	31	399	35	438	39	479	42	518	46	559	49	638	56	718	63
		Throw in Ft.	11-13-20	2-3-4	12-17-21	2-3-4	14-18-23	3-4-5	16-19-24	3-4-5	17-20-25	3-4-6	18-21-25	4-5-6	19-22-26	4-5-7	20-23-27	5-7-9	21-24-28	6-8-10
12 x 12	1.0	TOTAL CFM	400		450		500		550		600		650		700		800		900	
		CFM ea. side	300	50	338	56	374	63	412	69	450	75	488	81	524	88	600	100	675	113
		Throw in Ft.	12-14-17	4-5-6	14-16-19	5-7-9	15-17-21	6-8-10	16-19-23	6-8-11	18-20-25	7-9-12	19-22-26	7-10-13	20-23-27	8-11-14	21-24-28	9-12-15	22-25-29	10-13-16
12 x 15	1.25	TOTAL CFM	500		563		625		688		750		813		875		1000		1125	
		CFM ea. side	400	50	450	56	500	63	550	69	600	75	650	81	700	88	800	100	900	113
		Throw in Ft.	13-16-18	4-5-6	15-18-21	5-7-9	16-20-24	6-8-10	18-22-26	6-8-11	20-24-28	7-9-12	21-25-29	7-10-13	23-26-30	8-11-14	24-27-31	9-12-15	25-28-32	10-13-16

Vt = 150 FPM, 100 FPM, 50 FPM

TABLE II Cont'd.

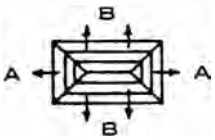
AVD 40



NECK VELOCITIES — FPM

SIZE IN INCHES	NECK AREA SQ. FT.		A		B		C		D		E		F		G		H		I	
		SIDE	400		450		500		550		600		650		700		800		900	
			A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
6 x 6	.25	TOTAL CFM	100		112		125		137		150		162		175		200		225	
		CFM ea. side	25	25	28	28	31	31	34	34	38	38	41	41	44	44	50	50	56	56
		Throw in Ft.	3-4-6	3-4-6	4-5-7	4-5-7	4-6-8	4-6-8	5-6-9	5-6-9	5-7-10	5-7-10	6-7-10	6-7-10	6-8-11	6-8-11	7-9-12	7-9-12	8-10-13	8-10-13
9 x 9	.56	TOTAL CFM	224		252		280		308		336		364		392		448		504	
		CFM ea. side	56	56	63	63	70	70	77	77	84	84	91	91	98	98	112	112	126	126
		Throw in Ft.	4-6-8	4-6-8	5-7-9	5-7-9	6-8-10	6-8-10	6-8-11	6-8-11	7-9-12	7-9-12	7-10-13	7-10-13	8-11-14	8-11-14	9-12-15	9-12-15	10-13-16	10-13-16
12 x 12	1.0	TOTAL CFM	400		450		500		550		600		650		700		800		900	
		CFM ea. side	100	100	113	113	125	125	138	138	150	150	163	163	175	175	200	200	225	225
		Throw in Ft.	5-6-9	5-6-9	6-7-10	6-7-10	6-8-11	6-8-11	7-9-12	7-9-12	8-10-14	8-10-14	8-10-15	8-10-15	9-12-17	9-12-17	10-13-18	10-13-18	11-14-19	11-14-19
15 x 15	1.56	TOTAL CFM	624		702		780		858		936		1014		1092		1248		1404	
		CFM ea. side	156	156	176	176	195	195	215	215	234	234	254	254	273	273	312	312	350	350
		Throw in Ft.	8-10-14	8-10-14	9-11-15	9-11-15	9-13-17	9-13-17	10-14-19	10-14-19	11-15-20	11-15-20	12-16-22	12-16-22	13-18-24	13-18-24	14-20-25	14-20-25	15-21-26	15-21-26
18 x 18	2.25	TOTAL CFM	900		1012		1125		1238		1350		1462		1575		1800		2025	
		CFM ea. side	225	225	253	253	281	281	309	309	333	338	365	365	394	394	450	450	506	506
		Throw in Ft.	9-14-17	9-14-17	11-16-19	11-16-19	12-18-21	12-18-21	14-20-23	14-20-23	14-21-25	14-21-25	16-23-27	16-23-27	17-25-30	17-25-30	18-26-31	18-26-31	19-27-32	19-27-32
21 x 21	3.06	TOTAL CFM	1224		1377		1530		1683		1836		1990		2142		2448		2754	
		CFM ea. side	306	306	344	344	382	382	421	421	459	459	497	497	535	535	612	612	689	689
		Throw in Ft.	11-14-19	11-14-19	12-16-21	12-16-21	13-18-24	13-18-24	15-19-26	15-19-26	16-21-28	16-21-28	17-23-31	17-23-31	18-25-33	18-25-33	19-26-35	19-26-35	20-27-36	20-27-36
24 x 24	4.0	TOTAL CFM	1600		1800		2000		2200		2400		2600		2800		3200		3600	
		CFM ea. side	400	400	450	450	500	500	550	550	600	600	650	650	700	700	800	800	900	900
		Throw in Ft.	12-16-22	12-16-22	14-18-24	14-18-24	15-20-27	15-20-27	17-22-30	17-22-30	18-24-32	18-24-32	20-26-35	20-26-35	21-28-38	21-28-38	22-29-39	22-29-39	24-30-40	24-30-40

AVD 42



6 x 9	.375	TOTAL CFM	150		169		188		206		225		244		263		300		338	
		CFM ea. side	25	50	28	57	31	63	35	68	38	75	41	81	44	88	50	100	57	113
		Throw in Ft.	3-4-6	7-9-13	4-5-7	8-10-14	4-6-8	9-11-15	5-6-9	10-12-16	5-7-10	11-13-17	6-7-10	12-14-18	6-8-11	13-15-19	7-9-12	14-16-20	8-10-13	15-17-21
6 x 12	.5	TOTAL CFM	200		225		250		275		300		325		350		400		450	
		CFM ea. side	25	75	28	84	31	94	35	103	38	112	41	122	44	131	50	150	57	169
		Throw in Ft.	3-4-6	10-12-16	4-5-7	11-14-18	4-6-8	12-15-19	5-6-9	13-16-20	5-7-10	14-17-21	6-7-10	15-18-22	6-8-11	16-19-23	7-9-12	17-20-24	8-10-13	18-21-25
9 x 12	.75	TOTAL CFM	300		338		375		413		450		488		525		600		675	
		CFM ea. side	56	94	63	106	70	117	77	129	84	141	91	153	98	165	113	187	127	211
		Throw in Ft.	4-6-8	8-10-14	5-7-9	9-11-15	6-8-10	9-13-16	6-8-11	10-14-19	7-9-12	11-15-20	7-10-13	12-16-22	8-11-14	13-18-23	9-12-15	14-19-24	10-13-16	15-20-25
9 x 15	.938	TOTAL CFM	375		422		469		516		563		610		657		750		844	
		CFM ea. side	56	132	63	148	70	164	77	181	84	197	91	214	98	231	113	262	127	295
		Throw in Ft.	4-6-8	10-12-18	5-7-9	11-14-19	6-8-10	12-15-20	6-8-11	13-16-21	7-9-12	14-17-22	7-10-13	15-18-23	8-11-14	16-19-24	9-12-15	17-20-25	10-13-16	18-21-26

Vt = 150 FPM, 100 FPM, 50 FPM

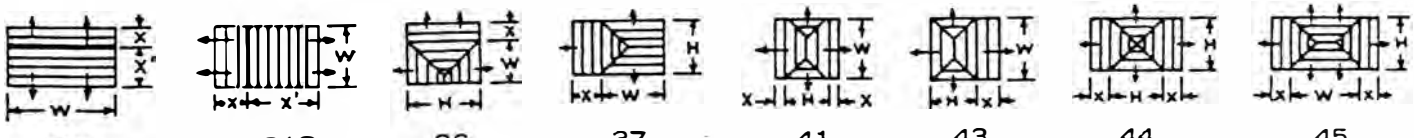
TABLE II Cont'd.

NECK VELOCITIES — FPM

SIZE IN INCHES	NECK AREA SQ. FT.	SIDE	A 400		B 450		C 500		D 550		E 600		F 650		G 700		H 800		I 900	
			A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
9 x 18	1.125	TOTAL CFM	450		506		563		619		675		731		788		900		1013	
		CFM ea. side	56	169	63	190	70	211	77	232	84	253	91	274	98	296	113	338	127	380
		Throw in Ft	4-6-8	12-19-18	5-7-9	13-16-20	6-8-10	15-17-22	6-8-11	17-20-23	7-9-12	18-21-25	7-10-13	19-20-27	8-11-14	20-22-28	9-12-15	21-23-29	10-13-16	22-24-30
9 x 21	1.31	TOTAL CFM	524		590		655		721		786		852		917		1048		1179	
		CFM ea. side	56	206	63	232	70	257	77	283	84	309	91	335	98	360	113	413	127	464
		Throw in Ft	4-6-8	12-14-18	5-7-9	14-16-21	6-8-10	15-18-22	6-8-11	18-20-24	7-9-12	19-21-26	7-10-13	20-22-28	8-11-14	21-24-29	9-12-15	22-25-30	10-13-16	23-26-31
12 x 15	1.25	TOTAL CFM	500		563		625		688		750		813		875		1000		1125	
		CFM ea. side	100	150	113	169	125	188	138	206	150	225	163	244	175	263	200	300	225	338
		Throw in Ft.	5-9-9	10-12-16	6-7-10	11-14-18	6-8-11	12-15-19	7-9-12	13-16-20	8-10-14	14-17-21	8-10-15	15-18-22	9-12-17	16-19-23	10-13-18	17-20-24	11-14-19	18-21-25
12 x 18	1.5	TOTAL CFM	600		675		750		825		900		975		1050		1200		1350	
		CFM ea. side	100	200	113	225	125	250	138	274	150	300	163	324	175	350	200	400	225	450
		Throw in Ft.	5-6-9	10-12-18	6-7-10	11-14-19	6-8-11	12-15-20	7-9-12	13-16-21	8-10-14	14-17-22	8-10-15	15-18-23	9-12-17	16-19-24	10-13-18	17-20-25	11-14-19	18-21-26
12 x 21	1.75	TOTAL CFM	700		788		875		963		1050		1138		1225		1400		1575	
		CFM ea. side	100	250	113	281	125	313	138	344	150	375	163	406	175	438	200	500	225	563
		Throw in Ft.	5-6-9	13-15-19	6-7-10	15-17-22	6-8-11	17-20-25	7-9-12	19-22-27	8-10-14	21-24-29	8-10-15	23-26-31	9-12-17	24-27-33	10-13-18	25-28-34	11-14-19	26-29-35
12 x 24	2.0	TOTAL CFM	800		900		1000		1100		1200		1300		1400		1600		1800	
		CFM ea. side	100	300	113	337	125	375	138	412	150	450	163	487	175	525	200	600	225	675
		Throw in Ft.	5-6-9	15-17-21	6-7-10	17-20-24	6-8-11	19-22-27	7-9-12	21-24-29	8-10-14	22-25-30	8-10-15	24-27-32	9-12-17	26-29-34	10-13-18	27-30-35	11-14-19	28-31-36
15 x 18	1.875	TOTAL CFM	750		844		938		1031		1125		1219		1313		1500		1688	
		CFM ea. side	156	219	176	246	195	274	215	301	234	329	253	357	273	384	312	438	351	492
		Throw in Ft.	8-10-14	10-12-18	9-11-15	11-14-19	9-13-17	12-15-20	10-14-19	13-16-21	11-15-20	14-17-22	12-16-22	15-18-23	13-18-24	16-19-24	14-19-25	17-20-25	15-20-26	28-21-27
18 x 21	2.62	TOTAL CFM	1050		1179		1310		1441		1572		1703		1834		2096		2358	
		CFM ea. side	225	300	253	337	281	374	309	412	337	449	365	487	393	524	450	600	507	675
		Throw in Ft.	9-14-17	12-14-17	11-16-19	14-16-19	12-18-21	15-18-22	14-20-23	16-19-24	14-21-24	17-21-25	16-22-25	18-23-26	17-23-27	19-23-28	18-24-28	20-25-29	19-25-29	21-26-30
18 x 24	3.0	TOTAL CFM	1200		1350		1500		1650		1800		1950		2100		2400		2700	
		CFM ea. side	225	375	253	422	281	468	309	515	337	563	365	608	393	656	450	750	507	844
		Throw in Ft.	9-14-17	12-17-23	11-16-19	14-19-25	12-18-21	16-21-27	14-20-23	17-22-28	14-21-24	18-23-30	16-22-25	19-25-31	17-23-27	21-26-33	18-24-28	22-27-34	19-25-29	23-28-35

Vt = 150 FPM, 100 FPM, 50 FPM

OTHER "AVD" SERIES PATTERNS AVAILABLE



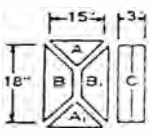
21L 21S 36 37 41 43 44 45

HOW TO APPORTION

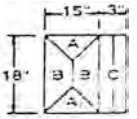
When the location of an "AVD" outlet requires a two, three or four-way pattern, each section should be considered as a separate outlet. The percentage of the total CFM discharged through any section the same percentage of the neck area.

EXAMPLE:

A43 "AVD" 18"x18" — W = 18", H = 15", X = 3"
Total Air 1125 CFM
Total Neck Area 2.25 sq. ft.
Neck Velocity 500 FPM



Area A = .39 sq. ft. x 500 FPM = 195 CFM
Area A1 = .39 sq. ft. x 500 FPM = 195 CFM
Area B = .547 sq. ft x 500 FPM = 274 CFM
Area B1 = .547 sq. ft. .92 sq. ft. x 500 FPM
Area C = .375 sq. ft.
Total 2.25 sq. ft 1125 CFM



PABELLON DE QUEMADOS
INSTITUTO NACIONAL DEL NIÑO

PLANTA TERCER PISO

ESCALA 1/50

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA	
INFORME DE SUFICIENCIA	
TEMA: AIRE ACONDICIONADO - PAB. DE QUEMADOS: HOSPITAL DEL NIÑO	
BACHILLER: SIXTO POLAR HEREDIA	LAMINA: IM-01
PLANO: DISTRIBUCION DE EQUIPOS Y DUCTOS	
ESCALA: 1:50 / FECHA: AGOSTO 2007 / DIBUJO:	