

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“INSTALACIÓN DE UN SISTEMA DE VENTILACIÓN Y
AIRE ACONDICIONADO TIPO CHILLER DE 250 TON
PARA AMBIENTES DE OFICINAS”**

INFORME DE COMPETENCIA PROFESIONAL

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO**

RUDY JORGE ALCOSER CHACCHA

PROMOCION 2003 - II

LIMA-PERU

2 0 1 3

Dedicatoria

A mi familia por haberme apoyado en todo momento con sus consejos y sus palabras de aliento.

A mi esposa Lourdes por haberme motivado constantemente en lograr este objetivo y a todos aquellos que participaron directa o indirectamente en la elaboración de este informe.

TABLA DE CONTENIDO

PROLOGO	1
CAPITULO I: INTRODUCCIÓN	3
1.1 Antecedentes	4
1.2 Objetivo	4
1.3 Alcances	4
CAPITULO II: MEMORIA DESCRIPTIVA	8
2.1 Requerimientos de Confort, Salud y Seguridad	9
2.2 Situación Actual	10
CAPITULO III: CONDICIONES GENERALES DEL PROYECTO	11
3.1 Materiales de Construcción	11
3.2 Datos para el Cálculo Térmico	13
3.3 Datos para el Sistema de Ventilación Mecánica y Aire Exterior	15
CAPITULO IV: CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA	19
4.1 Usos de Software de Cálculo	19
4.2 Fichas Resumen	24
4.3 Interpretación de los Datos Obtenidos	28

CAPITULO V: CÁLCULO DE VOLUMEN PARA EL SISTEMA DE VENTILACIÓN	
5.1 Cálculo de Extracción de Monóxido	29
5.2 Cálculo del Sist. Presurización de Escalera	31
CAPITULO VI: SELECCIÓN DE EQUIPOS	33
6.1 Equipos de Aire Acondicionado	33
6.2 Equipo Extractor de Monóxido	41
6.3 Equipo Inyector de Aire-Presurización de Escalera	44
CAPITULO VII: DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION DE AIRE	47
7.1 Dimensionamiento de Ductos de Inyección y Extracción	47
7.2 Cálculo de Difusores y Rejillas	50
CAPITULO VIII: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	57
8.1 Normas y Certificaciones Solicitadas para el proyecto	57
CAPITULO IX: METRADO Y PRESUPUESTO BASE	74
CONCLUSIONES	82
BIBLIOGRAFÍA	89
PLANOS	91
ANEXOS	

PROLOGO

El presente proyecto considera los trabajos de Suministro e Instalación de un Sistema de Ventilación para un Edificio de Oficinas de Consultaría, el cual consta de un proyecto de Aire Acondicionado, Extracción de Monóxido y Presurización de Escalera.

El proyecto es interesante debido a que contempla los sistemas principales que involucran el movimiento del aire en sus distintas aplicaciones, para el confort como en el sistema de Aire Acondicionado, para la seguridad como en la Presurización de Escalera y para la salud como en el caso de la Extracción de Monóxido. Encontrándose y solucionándose los distintos problemas que se dan en sus respectivas instalaciones. Del mismo modo se indica la tendencia que se tiene en su compatibilización con los otros sistemas al momento de ejecutarse en la obra.

A continuación detallamos el contenido de los diferentes capítulos:

Capítulo 1ro hace referencia a una descripción general de los distintos sistemas que estarán tratándose en el presente proyecto, resaltando que el mundo moderno ya considera su aplicación debido a los beneficios que se generan producto de su instalación.

Capítulo 2do hace referencia a los sistemas y su aplicación en los distintos niveles del edificio, proporcionando a la vez los requerimientos de confort y seguridad necesarios.

Capítulo 3ro nos proporciona los datos constructivos del edificio y las condiciones generales del proyecto, asimismo los rangos de aire fresco a considerar.

Capítulo 4to hace referencia a las fichas de resumen, Interpretación de los datos y cálculos mediante el ELITE CHVAC Software que calcula de forma rápida y precisa el valor máximo de calentamiento y las cargas de enfriamiento para edificios comerciales, utilizando para ello datos meteorológicos de diseño según la ubicación del local y basada en la norma ANSI y ASHRAE.

Capítulo 5to muestra el cálculo para el Sistema de Presurización de Escalera y Extracción de Monóxido.

Capítulo 6to muestra las características que deben tener los equipos para la selección de los mismos.

Capítulo 7mo muestra los criterios para la disposición de la ductería así como también la distribución de las rejillas y difusores empleados.

Capítulo 8vo muestra las normas y estándares en donde se indican las consideraciones que se adoptaron para el presente informe.

Capítulo 9no muestra el metrado y presupuesto base considerado en el proyecto dándose así mismo un pequeño análisis comparándolo con un sistema convencional.

Como últimos puntos se indican las conclusiones y recomendaciones producto de la experiencia adquirida, así como la tendencia que se tiene en la actualidad sobre la supervisión, selección y coordinación que se tiene que tener en cuenta en la construcción, con el fin de optimizar los recursos del proyecto.

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

El presente proyecto se ha realizado para suministrar e Instalar un Sistema de Ventilación, el cual consta de un proyecto de Aire Acondicionado, Extracción de Monóxido y Presurización de Escalera para las oficinas de Price Water House Coopers que se encuentra ubicado en el Edificio "SANTO TORIBIO", construido en la Avenida N° 149, Manzana 94, Lote 3 y 4, Urbanización Fundo Conde de San isidro, Distrito de San Isidro, Provincia y Departamento de Lima.

La Arquitectura ha sido definida por el Arq. Ricardo Martín de Rossi y contempla 8 niveles de piso, una azotea, cuatro (4) niveles de estacionamientos en Sótanos con una capacidad total de 251 autos y teniendo en cuenta el tipo de edificación, se ha considerado además una escalera de escape para el caso de incendio la cual se ha presurizado.

Debido a la enorme importancia que tiene el aire acondicionado y los sistemas de ventilación en el entorno en el que actualmente se desarrollan las personas, es que estos sistemas han dejado de ser un lujo y han pasado a ser una necesidad diaria los cuales brindan confort, salud y seguridad.

1.1 Antecedentes

Actualmente existen muchos países en el que la utilización de éstos sistemas se hacen una necesidad, debido a las temperaturas extremas a las cuales están expuestas, es por ello que destinan fuertes porcentajes de inversión en este rubro. Esta necesidad del mundo moderno esta haciendo posible el desarrollo de la ingeniería en la creación de múltiples sistemas de acondicionamiento y seguridad.

1.2 Objetivo

Suministrar e Instalar un Sistema de Ventilación para las Oficinas Administrativas ubicadas en el Perú del Consorcio Price Water House Coopers, compuesto por 2 unidades CHILLER de 125TON para la climatización del aire, un sistema de Extracción de Monóxido y Presurización de Escalera para mantener la seguridad y salud del mismo, así como también indicar la nueva tendencia en la construcción y su forma de interactuar con la ingeniería mecánica.

1.3 Alcances

El informe comprende el desarrollo del proyecto y la ejecución del mismo en la cual nosotros hemos trabajado como SUB-Contratistas. De los cuales nuestros alcances se detallan de la siguiente manera:

El Contratista de la Ventilación Mecánica es el responsable de la correcta ejecución del presente proyecto, el cual comprende el suministro e Instalación de los Equipos y Materiales detallados más adelante y de aplicar las mejores técnicas de instalación.

Para la instalación de los sistemas de climatización y ventilación mecánica se han seguido las siguientes normas, reglamentos y códigos:

- **ASHRAE** (American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers), es una sociedad internacional técnica dedicada a mejorar la calidad de vida a través de los avances tecnológicos relacionados al HVACR creando para ello estándares, recomendando procedimientos y guías, investigando y publicando artículos técnicos.

- **SMACNA** (Sheet metal and Air Conditioning Engineers), tiene como fin dar a conocer los estándares de construcción de Ductos y todo lo relacionado a los colgadores, soportarías y refuerzos para que el contratista o empresas de ingeniería puedan especificar o fabricar evaluando siempre el beneficio económico con apego total a los estándares aprobados por la ASHRAE.

- **ASTM** (American Society for Testing Materials), es una organización internacional que desarrolla las normas más grandes del mundo. Estas normas son utilizadas y aceptadas mundialmente y abarcan áreas tales como metales, pinturas, plásticos, textiles, petróleo, construcción, energía, el medio ambiente, productos para consumidores, dispositivos y servicios médicos y productos electrónicos

- **ASME** (American Society of Mechanical Engineers), Es una asociación profesional, que además ha generado un código de diseño, construcción, inspección y pruebas para equipos, entre otros, calderas y recipientes a presión. Este código tiene aceptación mundial y es usado en todo el mundo.

- **NFPA** (National Fire Protection Association, 92A, 101), es una organización creada en Estados Unidos, encargada de crear y mantener las normas y requisitos mínimos para la prevención contra incendio, capacitación, instalación y uso de

medios de protección contra incendio, utilizados tanto por bomberos, como por el personal encargado de la seguridad. En la actualidad, cada construcción, proceso, servicio, diseño e instalación están afectados por códigos y normas desarrollados por la NFPA. Por medio de los Códigos contra Incendios y sus publicaciones, la NFPA establece sólidos principios para la protección y seguridad

- **RNE** (Reglamento Nacional de Edificaciones, incluyendo adenda), Es la norma técnica rectora en el territorio nacional que establece los derechos y responsabilidades de los actores que intervienen en el proceso edificatorio, con el fin de asegurar la calidad de la edificación. Establece requisitos técnicos para el diseño y ejecución de las Habilitaciones Urbanas y las Edificaciones

- **HVAC** (Heating, Ventilating and Air Conditioning), es un sistema de ventilación, calefacción y aire acondicionado que analiza un conjunto de métodos y técnicas que estudian y trabajan sobre el tratamiento del aire en cuanto a su enfriamiento, calentamiento, deshumidificación, calidad, movimiento, etc. Su finalidad es de proporcionar una corriente de aire, calefacción y enfriamiento adecuado a cada ambiente de acuerdo al uso que va a tener.

- Los códigos y regulaciones nacionales sobre estas instalaciones en particular.

Los suministros y trabajos a ejecutarse incluyen pero no están limitados a lo siguiente:

-Suministro e Instalación del equipo y accesorios que aparecen en los planos y/o solicitan en las presentes especificaciones técnicas completos con todos los elementos que sean requeridos para su correcta y normal operación.

-Suministro e Instalación de ductos metálicos

- Conexión eléctrica y drenaje de cada equipo.
- Conexión eléctrica de los controles.
- Pruebas, regulaciones y balance de todos los sistemas

CAPITULO II

MEMORIA DESCRIPTIVA

El presente proyecto contempla la instalación de (02) Equipos tipo Chiller Enfriados por Aire con capacidad de 125 TON con su respectivo sistema de bombeo y una distribución interna de equipos fan coil que se encargarán de acondicionar cada ambiente. Así mismo se está considerando un Sistema de Extracción de Monóxido para los 4 sótanos con una capacidad total de 251 autos y teniendo en cuenta el tipo de edificación y para los piso del primero al octavo se ha considerado además una escalera de escape para el caso de incendio la cual se ha presurizado, teniendo además puertas del tipo contra incendio según consta en arquitectura.

Para el desarrollo del presente Proyecto se ha tenido en cuenta las normas y procedimientos de la ASHRAE, la NFPA 92A, la NFPA 101, el RNE , experiencia local, datos de temperatura - humedad del Senamhi para la ciudad de Lima, zonas o ambientes solicitados por el propietario a climatizar, así como los Planos de Arquitectura vigentes.

2.1 Requerimientos de Confort, Salud y Seguridad

Para el Confort, se ha considerado en el cálculo de las ganancias térmicas de los ambientes lo siguiente:

1. El Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE) **NORMA A.010**, Capítulo IX Requisitos de Ventilación y Acondicionamiento Ambiental en el Artículo 54, donde nos indica la temperatura, humedad y Fluctuación.
2. El Standard 62 de ASHARE para la consideración de la limpieza de aire y la renovación de Aire por persona.

Esta Norma y Estándar nos indican valores cuyo registro son producto del estudio del confort de las personas con el fin de desarrollar de una manera más eficiente sus labores.

Para la Salud, se ha considerado en la Extracción de Monóxido en los estacionamientos lo siguiente:

1. El Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE) **NORMA EM.030** INSTALACIONES DE VENTILACIÓN, el punto 5 del Artículo 11.
2. El Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE) **NORMA A.010**, Capítulo XI Estacionamientos en el artículo 69.

Para la Seguridad, se ha considerado en la Presurización de Escalera lo siguiente:

1. El Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE) **NORMA A.130** Sub Capitulo IV Requisitos de los Sistemas de Presurización de Escaleras lo indicado en el Artículo 30 y Artículo 31.
2. El Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE) **NORMA A.010**, Capitulo I en el artículo 2.
3. La NFPA 92A y la NFPA 101 Código de Seguridad Humana en los puntos 7.2.3.2 Diseño de Desempeño, 7.2.3.8 Ventilación Mecánica 7.2.3.9 Presurización de las Escaleras .7.2.3.9.1*.

2.2 Situación Actual

a. Condiciones Exteriores Máximas Según SENAMHI:

Temperatura de bulbo seco 85 °F

Temperatura de bulbo húmedo 75 °F

b. No cuenta con ningún Sistema de Extracción ni Ventilación Natural para el monóxido generado en los sótanos del edificio proyectado.

c. No cuenta con ningún sistema de protección para la evacuación del personal por las escaleras de escape ante un siniestro.

CAPITULO III

CONDICIONES GENERALES DEL PROYECTO

3.1 Materiales de Construcción

Coeficiente de conducción de pared = 0.325 Btu/h.°F.pie² (ver figura 1)

Coeficiente de conducción de piso = 0.35 Btu/h.°F.pie² (ver figura 2)

Coeficiente de conducción de techo = 0.35 Btu/h.°F.pie² (ver figura 2)

Coeficiente de conducción de vidrio = 1.04 Btu/h.°F.pie² (ver figura 3)

Factor de sombra = 0.7 (ver figura 4)

Los datos indicados fueron obtenidos del Software Élite los cuales están basados en la ASHRAE., y aparecen en los siguientes cuadros.

Figura 1

Group	Typical Descriptions of Each Wall Type	Weight lb/ft ²	U-Factor
1	4-in. face brick, insulation + 8-in. com. brick	110.0	0.154
2	4-in. face brick + 8-in. common brick	143.0	0.110
3	4-in. face brick, 2-in. insul., 4-in. concrete	97.0	0.097
4	4-in. face brick, 2-in. insul., 8-in. tile	156.0	0.113
5	12-in. concrete + insulation	156.0	0.113
6	4-in. face brick, 2-in. insul., 4-in. com. brick	88.0	0.111
7	4-in. face brick + 8-in. common brick	130.0	0.154
8	4-in. face brick, 2-in. insul., 4-in. concrete	97.0	0.116
9	4-in. face brick, 2-in. insul., 8-in. block	89.0	0.096
10	4-in. face brick, 1-in. insul., 8-in. tile	95.0	0.142
11	8-in. concrete + 1 to 2-in. insulation	110.0	0.115
12	12-in. concrete	156.0	0.421
13	Clay tile, 2-in. insulation + 8-in. tile	63.0	0.099
14	4-in. face brick, air space + 4-in. face brick	83.0	0.358
15	4-in. face brick, 1-in. insul., 4-in. com. brick	90.0	0.174
16	4-in. face brick, air space + 2-in. concrete	94.0	0.358
17	4-in. face brick, 1-in. insul., 6-8 inch block	89.0	0.221
18	4-in. face brick, insulation + 4-in. tile	71.0	0.163
19	4-in. face brick + 8-in. tile	95.0	0.275

Figura 2

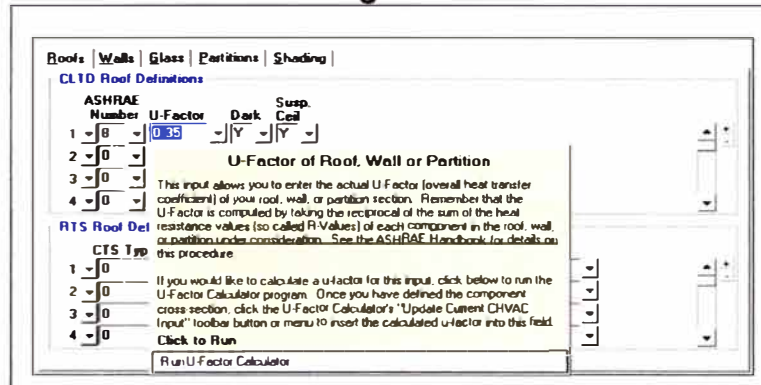


Figura 3

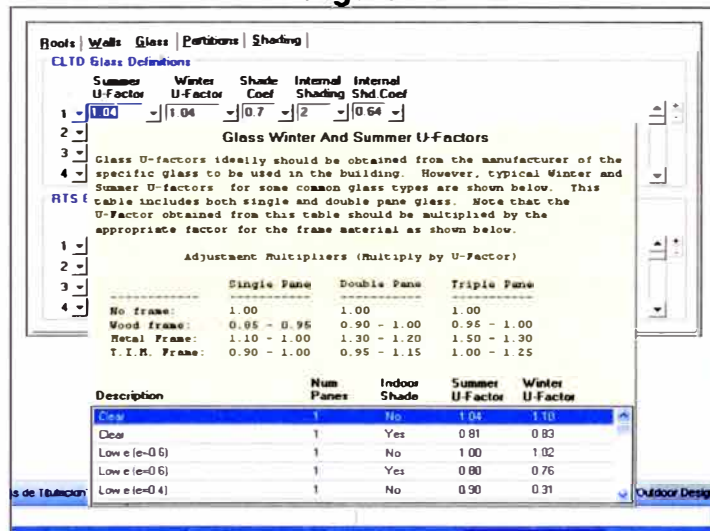
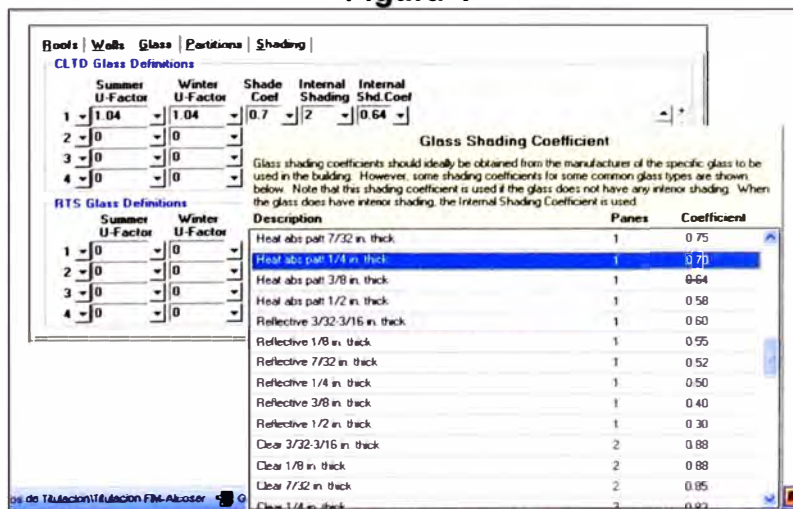


Figura 4



3.2 Datos para el Cálculo Térmico

Para los presentes cálculos se han tomado en consideración lo indicado en las Normas, Estándares (ASHRAE), en lo referente a los requerimientos de Confort, datos de SENAMHI para las consideraciones exteriores y consideraciones especiales por las actividades del proyecto. El dimensionamiento de los equipos se ha realizado en base a los siguientes parámetros:

a. Condiciones Exteriores Máximas:

Temperatura de bulbo seco	85 °F <i>(ver figura 1)</i>
Temperatura de bulbo húmedo	75 °F <i>(ver figura 1)</i>

b. Condiciones Interiores:

Temperatura de bulbo seco	:	71.6°F <i>(ver figura 1)</i>
Humedad relativa	:	55% (no controlada, <i>ver figura 1</i>)

c. Fluctuación : ± 2°F

d. Caudales de renovación de aire : 15CFM / persona *(ver figura 2)*

e. Cargas Internas

Ganancia de calor por personas:

Ganancia sensible : 250 Btu/h. por persona *(ver figura 3)*

Ganancia latente : 200 Btu/h. por persona *(ver figura 3)*

Iluminación : 20 Watt / m² = 1.87watt/ ft² *(ver figura 4)*

Equipo de Computo : 250 Watt / Eq. (Consumo dato)

Figura 1

City: **LIMA PERU**

Degrees Latitude: **-12** Clearness Factor: **0.85**

Altitude: **656** Daily Range: **15**

Longitude: **0** Local Std. Meridian: **0**

Design Month	Outdoor Dry Bulb	Outdoor Wet Bulb	Indoor Dry Bulb	Indoor Relative Humidity
1 December	85	75	71.6	55
2 January	85	75	71.6	55
3 February	85	75	71.6	55
4 March	85	75	71.6	55
Winter:	0		0	

Figura 2

Project | Client | Company | Design | More Design

General

Building Default Ceiling Height: **4.9**

Building Default Wall Height: **11**

Building Default Plenum Wall Height: **2.1**

Calculate Cooling, Heating in Bulb: **Cool**

Cooling Calculation Method: **CLTD**

Safety Factors

Sensible: **10** People: **60**

Latent: **10** Lighting: **67**

Heating: **10** Equipment: **20**

R15 Percent Radiant

Equipment Percent Sensible That is Radiant

This input is required only when using the R15 cooling calculation method. For the sensible load due to equipment, enter the percent that is radiant. A typical value for office equipment (computers, printers, etc.) is shown below. You can enter this value on the General Project Data window and then override it for any particular zone by entering a value greater than zero for this item on the Zone Data window.

Radant % Corrective Description

Figura 3

Sensible and Latent Heat per Person

This value accounts for sensible (dry bulb) and latent (wet bulb) heat contributed by people to the rooms. The heat per person is multiplied by the number of people in each room to determine the sensible and latent load due to people. The following table reproduced from the 1989 and 1997 ASHRAE Handbook of Fundamentals offers suggested sensible and latent heat gain values for a mixed group of occupants for various activities.

Degree of Activity	Typical Application	Sensible Btuh	Latent Btuh
Seated at theater	Theater-Matinee	225	105
Seated at theater	Theater-Evening	245	105
Seated, very light work	Offices, hotels, apts	245	155
Moderately active office work	Offices, hotels, apts	250	200
Standing, light work; walking	Dept store, retail store	250	200
Walking, standing	Drug store, bank	250	250
Sedentary work	Restaurant	275	275
Light bench work	Factory	275	475
Moderate dancing	Dance hall	305	545
Walking 3 mph, light machine work	Factory	375	625
Bowling	Bowling alley	580	870
Heavy work	Factory	580	870
Heavy machine work, lifting	Factory	635	965
Athletics	Gymnasium	710	1090

Figura 4

Project | Client | Company | Design | More Design

Operating Profiles

People: **1** Square Feet per Person: **0**

Lighting: **1** People Diversity Factor (%): **90**

Equipment: **1** Sensible Heat per Person: **250**

Latent Heat per Person: **200**

Watts Per Sq Foot

Lighting: **1.0** Building Operation

Equipment: **1.0** Operating Hour: **9**

Watts of Lighting and Equipment Per Square Foot

This input allows you to specify the Watts that you wish to be added to each zone on a per square foot basis. Lighting is typically 2 Watts per square foot while equipment is typically 1 Watt per square foot. Note that it is also possible to directly input the Watts of lighting or equipment for any zone and thus void the effect of this input.

Value

0.5

1.0

1.5

2.0

3.3 Datos para el Sistema de Ventilación Mecánica y Aire Exterior

Para los presentes cálculos se han tomado en consideración lo indicado en las Normas, Estándares, Códigos, etc. en lo referente a los requerimientos de Confort, Seguridad y Salud. El dimensionamiento de los equipos se ha realizado en base a los siguientes parámetros:

Para el cálculo del porcentaje de Aire Exterior

- Caudales de renovación de aire debe ser por lo menos 15CFM / persona

Para el cálculo de la Extracción de Monóxido en los estacionamientos

- La renovación de aire no podrá ser menor a un cambio completo de aire cada doce minutos, es decir, como mínimo se considerará 5 cambios /hora.
- En ningún caso, la renovación de aire será menor a doce metros cúbicos por hora y por metro cuadrado de superficie total de estacionamiento, incluyendo las áreas de circulación.

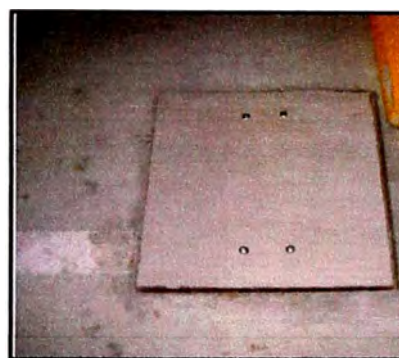
Regulación de caudal, variando el dámper instalado en los ductos de concreto.



Verificación de pérdidas de caudal y presión en el ambiente del extractor de monóxido a fin de que se corrija.



Se consideró tapa de concreto para instalación del dámper de regulación



- La concentración deberá ser menor o igual que 50ppm de monóxido de carbono.

Para el cálculo de la Presurización de Escalera:

- La diferencia de presión mínima de diseño entre el interior y el exterior de la caja de la escalera debe ser de 0.05 pulgadas de columna de agua (12.5PA) y el máximo de 0.45 pulgadas de columna de agua (25PA) para edificios protegidos al 100% con rociadores.(ver figura 1 y figura 2)



Fig.1 Instrumento Dwyer para medición de diferencial



Fig. 2 Registro de mediciones de los diferenciales de presión.

- La máxima fuerza requerida para abrir cada una de las puertas de la caja de la escalera no deberá exceder las 30 lbf. Equivalente a 13.6kgf o 133N.(ver figura 3 y figura 4)



Fig. 3 Valor de la medición de apertura de puerta



Fig. 4 Prueba de apertura de puerta de escape

CAPITULO IV

CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA

4.1 Usos de Software de Cálculo

Para el cálculo de la capacidad de enfriamiento del sistema de Aire Acondicionado se utilizó el Software CHVAC ELITE que es un programa de cálculo térmico basado en procedimientos descritos en la ASHRAE, este software calcula de forma rápida y precisa el valor máximo de calentamiento y las cargas de enfriamiento para edificios comerciales, el cálculo lo realiza tomando en cuenta la hora de mayor demanda la cual depende de la latitud, altitud y longitud de la ciudad, esto se facilita debido a que el programa CHVAC ELITE cuenta con una base de datos de las coordenadas geográficas de la ciudad donde se realiza el cálculo, para nuestro caso las condiciones de Lima-Perú.

El software utilizado para calcular la capacidad de enfriamiento necesita de datos constructivos del proyecto, datos de operatividad y completar las variables que solicita el software antes de generar los reportes de cálculo, el orden de ingresar la información al proyecto es el siguiente:

1ro. General Project Data

En este cuadro se tienen que ingresar los datos generales del proyecto, como:

- Nombre del Proyecto y del cliente.
- Ciudad de cálculo
- Sistema de Unidades a utilizar.
- Calor sensible y latente de las personas.
- Ratios de iluminación y de equipamiento.
- Horas de operación del edificio.
- Nombre de la compañía que realiza el cálculo
- Altura de las plantas y el nivel del falso cielo raso si cuenta.

Edificio Price Water House Coopers, Ictre.CHV - Chvac - [General Project Data]

Project | Client | Company | Design | More Design |

Project Title: Edificio Price Water House Coopers

Address:

City, State, ZIP:

Designed By:

Date: 23 de abril 2008

Unit Defn. Date:

Units: English (IP)

Comment:

Include this comment on reports.

Exploing - C:\Documents and Settings\RUDY\Escritorio - General Project Data - Operating Profiles

Plenum Data - Plenum 1 of 100 - Indoor/Outdoor Design Conditions - Master Data - Air Handler Data - Air Handler 4 of 100

Zone Data - Zone 4 of 4

2do. Operating Load Profiles.

En este cuadro se tiene que ingresar los perfiles de operación de la carga, como lo son:

- Horas de funcionamiento por cada ambientes a calcular, pudiendo tener varios perfiles para diferentes ambientes.
- Se cuenta con la posibilidad de rellenar hasta 10 perfiles diferentes con una duración de 24 horas cada una.

Edificio Price Water House Coopers, Ictre.CHV - Chvac - [Operating Profiles]

Hour	Zone 1	Zone 2	Zone 3	Zone 4	Zone 1	Zone 2	Zone 3	Zone 4	Zone 1	Zone 2	Zone 3	Zone 4	Zone 1	Zone 2	Zone 3	Zone 4	Zone 1	Zone 2	Zone 3	Zone 4	Zone 1	Zone 2	Zone 3	Zone 4
1	0	0	0	0	0	0	0	0	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	0	0	0	0
2	0	0	0	0	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
3	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
4	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C

Exploing - C:\Documents and Settings\RUDY\Escritorio - General Project Data - Operating Profiles

Plenum Data - Plenum 1 of 100 - Indoor/Outdoor Design Conditions - Master Data - Air Handler Data - Air Handler 4 of 100

Zone Data - Zone 4 of 4

3ro. Indoor/ Outdoor Design Conditions

En este cuadro se tiene que ingresar las condiciones de diseño que se requiere para el proyecto, así como las condiciones exteriores como lo son:

- Se tiene que cargar el nombre de la ciudad a fin de que el software cargue las condiciones ambientales
- Se debe seleccionar los meses más calurosos según la estación de verano.
- Se indica las condiciones interiores de temperatura y humedad requerida para el proyecto
- De ser necesario se pueden editar los valores, según los requerimientos que se tengan.

Design Month	Outdoor Dry Bulb	Outdoor Wet Bulb	Indoor Dry Bulb	Indoor Relative Humidity
1 December	85	75	71.6	55
2 January	85	75	71.6	55
3 February	85	75	71.6	55
4 March	85	75	71.6	55
Winter:	0		0	

4to. Master Data.

En este cuadro se tiene que ingresar los datos maestros del proyecto como lo son:

- Coeficientes de conducción térmica de las paredes, muros, pisos, vidrios particiones, pudiendo tener hasta 10 tipos diferentes de perfiles para cada caso en particular.
- Se ingresa coeficientes de sombra, color de las paredes y vidrios utilizados, para cada perfil que creamos conveniente crear.

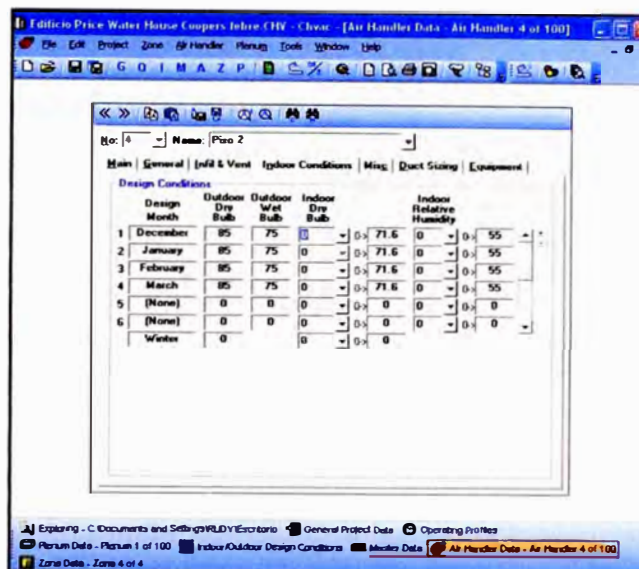
ASHRAE Group	U-Factor	Color
1 - A	0.325	M
2	0	
3	0	
4	0	

RTS Type	U-Factor	Absorptance	h (Outside)	Emittance	Delta R
1	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0

5to. Air Handler Data

En este cuadro se tiene que ingresar los datos de las manejadoras de aire del proyecto como lo son:

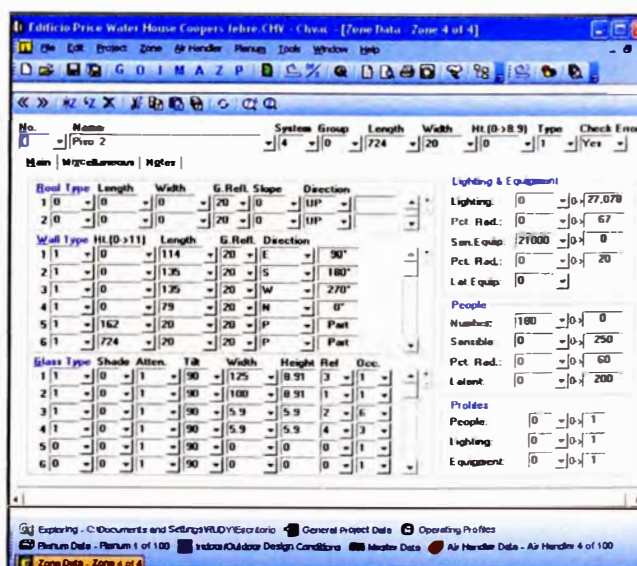
- Se dar un numero a cada sistema y relacionarlo con un nivel o nombre de la zona a realizar el calculo térmico
- Para cada sistema se debe indicar el tipo de cálculo a realizar, los perfiles a seleccionar, los factores de seguridad a tener en cuenta.
- Se muestra los valores de condición interior el ambiente a considerarse.
- Se puede colocar de manera manual el grado de limpieza del aire, para la inyección de aire fresco



6to. Zone Data

En este cuadro se tiene que ingresar los datos de las zonas del proyecto las cuales tiene que ser iguales en nombre a los sistemas indicados anteriormente, estos datos son:

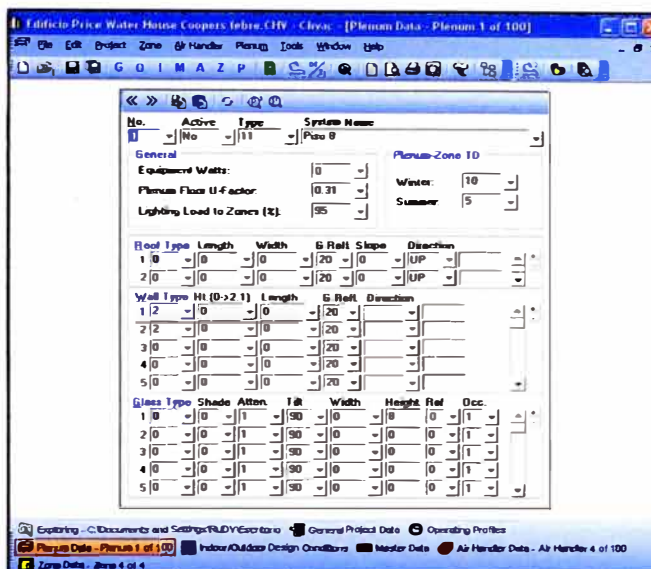
- Dimensiones y área de las zonas a calcular así como también la altura de la zona a climatizar con el fin de obtener el volumen.
- Se ingresa las dimensiones de las paredes, piso y vidrio con la orientación geográfica.
- Para cada zona se indica el equipamiento y cantidad de personas a considerar y aquellos valores diferentes al perfil creado anteriormente.



7mo. Plenum Data.

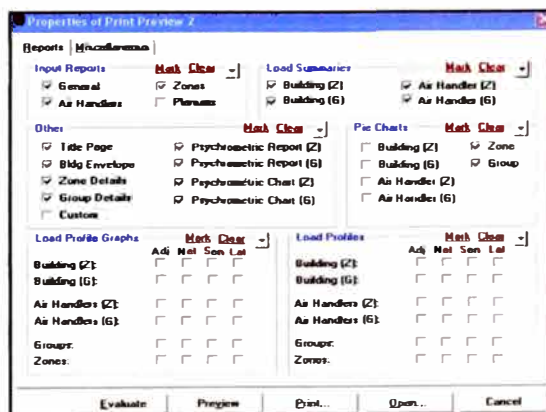
En este cuadro se tiene que ingresar los datos del Plenum que habrá en el proyecto como lo son:

- La selección se realiza indicando las zonas y sistemas considerados en el proyecto.



Finalmente el software brinda los reportes de acuerdo a las necesidades que necesitemos presentar, entre los reportes que podemos generar tenemos:

- Datos del Proyecto.
- Datos de las manejadoras.
- Resúmenes de Carga por Edificio y Manejadora indicando las formulas utilizadas.
- Reporte Pshycrométrico por Zona indicando los GPM a considerar.
- Gráfico por sectores, indicando el sector que mayor valor aporta a la carga.
- Perfiles Generales del Proyecto.



4.2 Fichas Resumen

Las fichas de reporte generadas para el presente proyecto son las siguientes:

La ficha **Bulding Summary Loads** muestra el resumen total del cálculo considerando la simultaneidad de toda las cargas en el edificio, asimismo se pueden apreciar del porcentaje de aire fresco y el caudal total de aire inyectado brindándonos los ratios de caudal por pulg.2 así como el ratio de nivel de enfriamiento por pulg.2

Ficha: Resumen de Carga de la Edificación (Bulding Summary Loads)

Civtec - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program				Etilio Serrano Development, Inc.			
PRVJER				Edificio Price Water House Coopers			
Hell				Page 4			
Building Summary Loads							
Building peaks in December at 5pm.							
Bldg Load Descriptions	Area Quan	Sen Loss	%Tot Loss	Lat Gain	Sen Gain	Net Gain	%Net Gain
Roof	14,480	0	0.00	0	177,836	177,836	6.18
Wall	9,893	0	0.00	0	42,757	42,757	1.48
Glass	7,984	0	0.00	0	586,597	586,597	20.32
Floor Slab	0	0	0.00	0	0	0	0.00
SkIn Loads		0	0.00	0	807,190	807,190	27.98
Lighting	93,724	0	0.00	0	351,781	351,781	12.18
Equipment	96,600	0	0.00	0	362,574	362,574	12.56
People	554	0	0.00	121,770	152,213	273,983	9.49
Partition	41,261	0	0.00	0	158,855	158,855	5.50
Cool. Pret.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Heat. Pret.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Vent.	9,225	0	0.00	329,935	118,911	448,846	15.55
Heat. Vent.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Infil.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Heat. Infil.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Draw-Thru Fan	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Blow-Thru Fan	0	0	0.00	0	131,268	131,268	4.55
Reserve Cap.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Reheat Cap.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Supply Duct	0	0	0.00	0	117,526	117,526	4.07
Return Duct	0	0	0.00	0	235,052	235,052	8.14
Misc. Supply	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Misc. Return	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Building Totals		0	0.00	451,705	2,435,370	2,887,075	100.00
Building Summary	Sen Loss	%Tot Loss	Lat Gain	Sen Gain	Net Gain	%Net Gain	
Ventilation	0	0.00	329,935	118,911	448,846	15.55	
Infiltration	0	0.00	0	0	0	0.00	
Pretreated Air	0	0.00	0	0	0	0.00	
Zone Loads	0	0.00	121,770	1,832,613	1,954,383	67.69	
Plenum Loads	0	0.00	0	0	0	0.00	
Fan & Duct Loads	0	0.00	0	483,846	483,846	16.76	
Building Totals	0	0.00	451,705	2,435,370	2,887,075	100.00	
Check Figures							
Total Building Supply Air (based on a 17° TD):				109,411	CFM		
Total Building Vent. Air (8.43% of Supply):				9,225	CFM		
Total Conditioned Air Space:				50,120	Sq. ft		
Supply Air Per Unit Area:				2.1830	CFM/Sq. ft		
Area Per Cooling Capacity:				208.3	Sq. ft/Ton		
Cooling Capacity Per Area:				0.0048	Tons/Sq. ft		
Heating Capacity Per Area:				0.00	Btu/h/Sq. ft		
Total Heating Required With Outside Air:				0	Btu/h		
Total Cooling Required With Outside Air:				240.59	Tons		

La ficha **Air Handler # 4**-Piso 2, muestra la capacidad con la cual se seleccionará el equipamiento así como también se puede apreciar las fórmulas utilizadas en el cálculo y las consideraciones de potencias aproximada de consumo considerando para ello la base de datos de una marca en particular la cual puede ser cargado posteriormente con el equipamiento que realmente se instalará.

Ficha: Manejadora de Aire – Resumen de Carga Total (Air Handler- Total Load Summary)

CHVAC - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
gRAUER		Edificio Price Water House Coopers	
Title		Page 12	
Air Handler #4 - Piso 2 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	Piso 2 Constant Volume - Proportion		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 13.65 HP		
Fan Input:	65% motor and fan efficiency with 2 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.93	— This system occurs 1 time(s) in the building. —	
Air System Peak Time:	5pm in January.		
Outdoor Conditions:	84° DB, 75° WB, 120.53 grains		
Summer: Ventilation controls outside air, — Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.977 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	484,898 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	30,308 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			515,203 Btuh
Cooling Supply Air: $515,203 / (.977 \times 1.1 \times 17) =$		28,213 CFM	
Summer Vent Outside Air (9.6% of supply) =		2,700 CFM	
Return duct sensible gain:	60,612 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	34,803 Btuh	2,700 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	33,850 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			129,265 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			644,468 Btuh
Zone space latent gain:	35,640 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	96,566 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			132,206 Btuh
Total system sensible and latent gain:			776,674 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 17° TD):		28,213 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (9.57% of Supply):		2,700 CFM	
Total Conditioned Air Space:		14,480 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.9484 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		223.7 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0045 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		64.72 Tons	

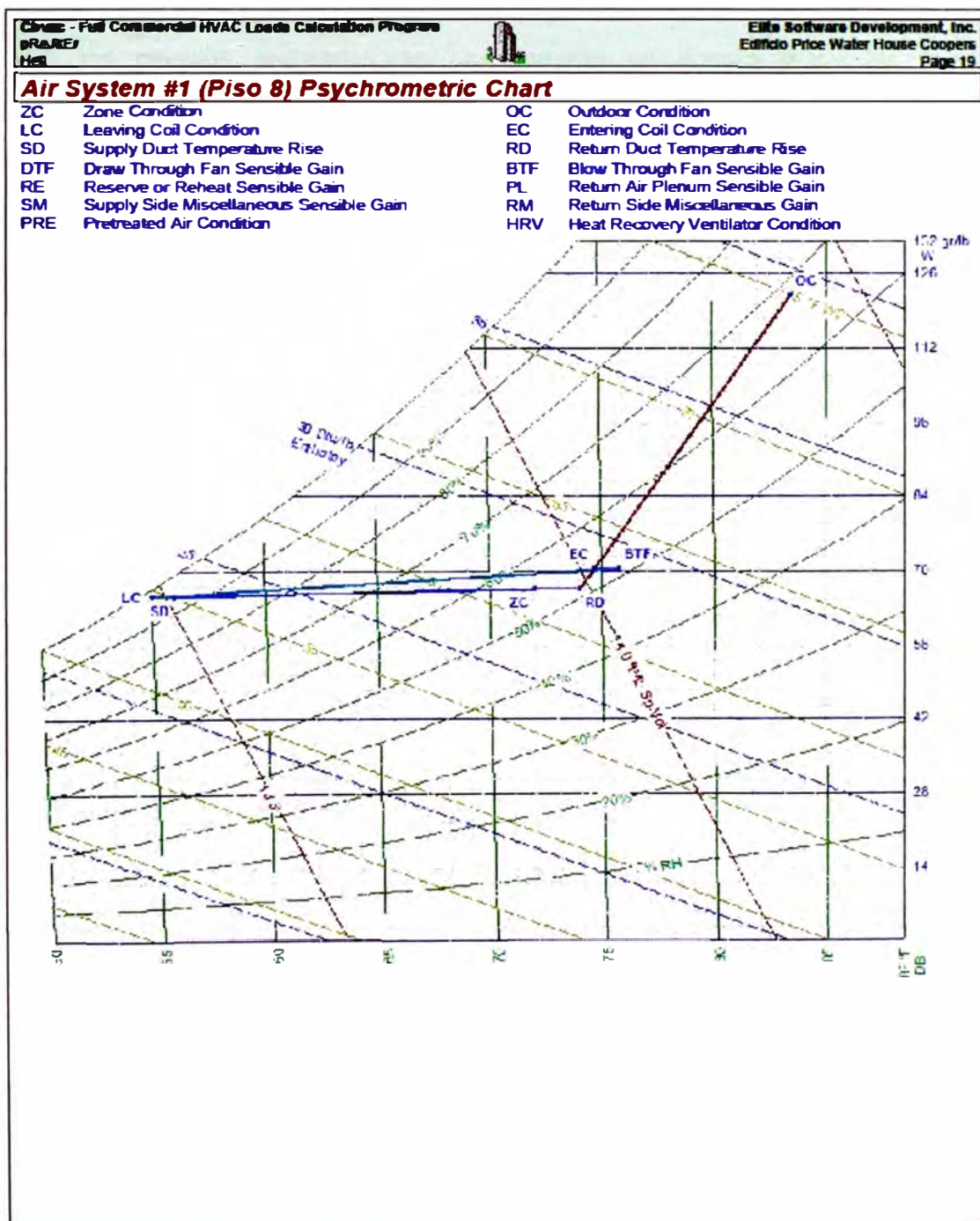
La ficha P.E. **Air System #1- Pshychometric Analysis**, muestra los cálculos basados en los valores de la carta Psicométrica en el punto de análisis en particular, en esta ficha se muestra el caudal (GPM) de agua helada necesaria para acondicionar la zona. En esta ficha también podemos apreciar la capacidad de enfriamiento total expresado en BTUH.

Ficha: Sistema de Aire – Análisis Psicrométricos (Air System – Psychrometric Analysis)

Chivac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Ellie Software Development, Inc.														
gRAiER		Estimote Price Water House Coopers														
Help		Page 15														
Air System #1 (Piso 8) Psychrometric Analysis																
System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM											
Leaving Coil Condition		64.379		55.000												
Draw-Thru Fan			0	0.000	0											
Misc Load on Supply Side			0	0.000	0											
Supply Air Duct			41,728	1.000	2,285											
Zone Loads	35,640	1.382	667,644	16.000	36,561											
Sensible Reserve			0	0.000	0											
Zone Condition	35,640	65.760	709,372	71.800	38,846											
Return Air Duct			83,456	2.000												
Return Air Plenum			0	0.000												
Misc Load on Return Side			0	0.000												
Vent Air 2,700 CFM	96,506	3.750	34,803	0.695												
Blow-Thru Fan			46,807	1.117												
Entering Coil Condition	132,206	69.510	874,237	75.812	38,846											
General Psychrometric Equations Used In Analysis:																
PR	= (Barometric pressure of site / Standard ASHRAE pressure of 29.921)															
TSH	= PR x 1.10 x CFM x (DB entering - DB leaving)															
TLH	= PR x 0.68 x CFM x (Grains entering - Grains leaving)															
GTH	= PR x 4.50 x CFM x (Enthalpy entering - Enthalpy leaving)															
TSH	=	0.977	x	1.10	x	38,846	x	(75.812	-	55.000)	=	868,437	Btuh	
TLH	=	0.977	x	0.68	x	38,846	x	(69.510	-	64.379)	=	132,362	Btuh	
SUM	=													1,000,799	Btuh	
GTH	=	0.977	x	4.50	x	38,846	x	(29.067	-	23.184)	=	1,004,157	Btuh	
Total System Load														=	995,818	Btuh
Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement																
Cooling GPM	=	1,004,157	/	(10.00	x	500)	=	200.8	GPM					
Heating GPM	=	0	/	(20.00	x	500)	=	0.0	GPM					
Steam Req.	=	0	/	970					=	0.0	lb./hr					
Entering Cooling Coil Conditions			Entering Heating Coil Conditions													
Dry bulb temperature:	75.81	Dry bulb temperature:	.00													
Wet bulb temperature:	63.41															
Relative humidity:	51.05															
Enthalpy:	29.07 Btu/lbm															
Leaving Cooling Coil Conditions			Leaving Heating Coil Conditions													
Dry bulb temperature:	55.00	Dry bulb temperature:	.00													
Wet bulb temperature:	54.61															
Relative humidity:	97.67															
Enthalpy:	23.18 Btu/lbm															

La ficha **Air System #1- Pshychometric Chart**, las condiciones ambientales, humedad relativa, caudal sensible y demás valores para cada uno de las zonas consideradas en los casos, esta tabla esta basada en las condiciones iniciales del proyecto (Ciudad Lima, altitud, longitud, etc)

Ficha: Sistema de Aire – Carta Pshicrométrica
Air System #1- Pshychometric Chart



4.3 Interpretación de los Datos Obtenidos

De los cálculos observados se puede concluir que la capacidad de la unidad de enfriamiento necesario para el edificio es de 240.59TON, por ello se ha considerado 2 unidades tipo Chiller de 125TON cada una, a fin de abastecer la demanda del edificio.

En los cálculos realizados se han tomado en consideración las horas de funcionamiento del edificio, orientación, hora y día más crítico donde ocurrirá simultáneamente las condiciones más desfavorables de calentamiento.

La suma de los GPM de agua helada necesarios para acondicionar los ambientes están indicados en las fichas de las zonas, la suma de ellos no proporcionan el caudal de la Bomba de Agua para su respectiva selección, para nuestro caso suman 600GPM teniendo una configuración de 2 Bombas Secundarias de 600GPM cada una y de 3 Bombas Primarias de 300GPM cada una.

La temperatura de entrada y salida del agua en el enfriador (chiller) son datos que necesitarán los fabricantes para la selección de la unidad, así como también las características eléctricas que dependen del sistema eléctrico de todo el edificio, con ello se procedió a seleccionar los Chiller y Bombas de Agua Helada.

CAPITULO V

CÁLCULO DE VOLUMEN PARA EL SISTEMA DE VENTILACIÓN

5.1 Cálculo de Extracción de Monóxido

1.- Determinación del Volumen del Sótano, sin incluir las escaleras, Hall ni ascensores:

Áreas de sótanos delantero (4)	=	908.20 m ² (A1)
Áreas de sótanos posterior (4)	=	935.49 m ² (A2)
Altura Promedio	=	2.65 m (H)
Volumen delantero (4)	=	A1 x H = 908.20 x 2.65
Volumen delantero (4)	=	2,406.73 m ³
Volumen delantero (4)	=	84,927.61 pie ³
Volumen posterior (4)	=	A2 x H = 935.49 x 2.65
Volumen posterior (4)	=	2,479.10 m ³
Volumen posterior (4)	=	87,480.00 pie ³

2.- Determinación del Caudal de Aire Mínimo para Ventilar cada Sótano.

Se recomienda 5 cambios / Hora (mínimo)

Caudal Delantero (4)	=	84,927.61 x 5 / 60
Caudal Delantero (4)	=	7,078 CFM
Caudal Total por 4 Sótanos	=	28,312 CFM
Caudal Posterior (4)	=	87,480.00 x 5 / 60
Caudal Posterior (4)	=	7,290 CFM
Caudal Total por 4 Sótanos	=	29,160 CFM

Se determina por lo tanto dos extractores centrífugos uno de 28,312 CFM y el otro de 29,160 CFM por cada sector de extracción.

3.- Cálculo de Pérdidas en el Ducto de Extracción.

Pérdidas en rejillas de toma de aire	=	1.5 mm de c.a.
Pérdidas en ducto crítico:		
Total de recorrido	=	210 pies
Pérdidas por accesorios	=	55 pies
Pérdidas 0.4" c.a./100pies	=	26.92mm de c.a.
Rejillas de salida	=	3.00 mm de c.a.
Ducto de descarga	=	9.00 mm de c.a.

Presión total del ventilador	=	40.42 mm c.a.
Factor de Seguridad	=	1.50
Presión estática de diseño	=	60.63 mm c.a. <> 2.39" c.a.

Asumimos una caída de presión total de 3.00" c.a.

4.- Cálculo de Potencia del Ventilador.

De acuerdo a la distribución del Sótano, se han considerado dos equipos, uno con una capacidad de 28,312 CFM y el otro con una capacidad de 29,160 CFM, ambos con una caída de presión de 3" de c.a. Las potencias serán:

$$Potencia(EC - 01) = \frac{28,312 \times 3.00}{6,356 \times 0.65} = 20.60HP$$

Potencia de motor recomendado = 23HP 220v 60hz 3φ

$$Potencia(EC - 02) = \frac{29,160 \times 3.00}{6,356 \times 0.65} = 21.18HP$$

Potencia de motor recomendado = 23HP 220v 60hz 3φ

5.2 Cálculo del Sist. Presurización de Escalera

Cálculo Justificativo

1.- Caudal Recomendado:

- Inyección de aire por cada nivel	=	600 CFM
- Número total de descargas	=	7
- Cambios por hora	=	20

Total de Inyección = 4,200 CFM

2.- Evaluación de A.D.T. en mm de c.a.:

Pérdidas en ducto:

Total de recorrido = 105 pies

Pérdidas por accesorios = 38 pies

Pérdidas 0.10" c.a./100pies = 3.63 mm de c.a.

Rejillas de salida = 4.00 mm de c.a

Rejilla en la succión del inyector = 10.00 mm de c.a

Pérdidas en damper de descarga = 7.60 mm de c.a.

Sub-total = 25.23 mm de c.a

Presión total del ventilador = 25.23 mm c.a.

Presión en el cajón de la escalera = *10.00 mm c.a.*

Presión recomendada en el Proyecto = 35.23 mm c.a (1.39 "c.a.)

Se asume una pérdida de 2" c.a.

3.- Potencia del Ventilador:

$$Potencia = \frac{4,200 \times 2.00}{6,356 \times 0.60} = 2.20HP$$

Potencia de motor recomendado = 3HP 220v 60hz 3 ϕ

CAPITULO VI

SELECCIÓN DE EQUIPOS

6.1 Equipos de Aire Acondicionado

UNIDAD ENFRIADORA DE AGUA (CHILLER ENFRIADO POR AIRE)

Suministrado por el cliente, el cual consta de (02) unidades de 125 TR (c/u).(ver figura 1 y figura 2)

Para seleccionar el enfriador de agua (Chiller) se tuvo en cuenta los datos Indicados por el programa ELITE donde aparecen los datos de simultaneidad de la carga más crítica, con ello se obtuvo los siguientes parámetros:

- Calor sensible
- Calor latente
- Calor total
- Caudal de agua
- Temperatura de entrada del agua
- Temperatura de salida del agua
- Temperatura de entrada del aire al evaporador
- Características eléctricas

TABLERO DE PROTECCIÓN Y CONTROL

Tiene incluido:

Microprocesador.

Borneros de protección para fuerza y control.

Interruptor de control ON/OFF.

Control de capacidad basado en la temperatura de salida del agua fría.

Protección por pérdida de la carga de gas refrigerante.

Protección por bajo flujo de agua.

Protección por baja temperatura de agua.

Presostato de alta y baja presión regulable.

Protección contra falta de voltaje y fases.

Protección por baja presión de aceite.

Transformador para los controles.

Relee térmico para los motores.

Retardadores de arranque para los compresores.

CARACTERÍSTICAS ELÉCTRICAS

220V – 60HZ – 3 FASES.

CAPACIDAD

La capacidad total es de 250 toneladas de refrigeración.



Figura 1.- Chiller Enfriados por Aire

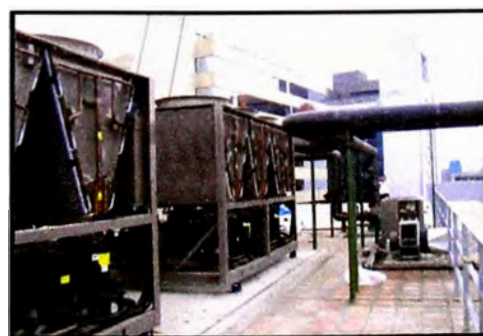



Figura 2.- Chiller Enfriados por Aire

Figura 5. Ficha de Selección del Modelo de Chiller

 A JOHNSON CONTROLS COMPANY		Air Cooled Scroll Chiller Performance Specification			
Unit Tag	Qty	Model No.	Capacity (Tons)	Volts/Ph/Hz Refrigerant	
YLAA0120SE28XA A	1	YLAA0120SE28	126.8	230/3/60 R410A	
Pin No: YLAA0120SE28XAA5XTXXTXBLXCXX44SXOXXHXOXSAXXXXXXXXXXXXXXXIXXPXXX					
Evaporator Data		Condenser Data		Performance Data	
EWT (°F)	54.0	Ambient Temp. (°F)	86.0	EER	11.6
LWT (°F)	44.0	Altitude (ft.)	0	NPLV	14.8
Design Flow Rate (gpm)	303.8			Physical Data	
Pressure Drop (ft.)	13.2			Rigging Wt. (lbs.)	5920.9
Fluid	Water			Operating Wt. (lbs.)	6473.4
Fouling Factor	0.00010				
Water Volume (gal)	66.0				
Electrical Data					
Circuit	1	2	3	4	
Compressor RLA	109.6/109.6	109.6/109.6			
Compressor Start Current (LRA)	599.0/599.0	599.0/599.0			
Fan FLA (each)	7.4	7.4			
Single Point					
Min. Circuit Ampacity	509.5				
Min. Non-Fused Disconnect (Amps)	600				
Min. Dual Element Fuse Size (Amps)	600				
Max. Dual Element Fuse Size (Amps)	600				
Min. Circuit Breaker (Amps)	600				
Max. Circuit Breaker (Amps)	600				
Wire Lugs Per Phase*	1				
Wire Range (Lug Size)	(1)#4 - 500				
Total Amps	482.8	Inrush (PW) Amps	599.0	Starter Type	Across the Line
Compressor kW	121.4	Total Fan kW	10.1	Total kW	131.5
Notes: RATED AND CERTIFIED IN ACCORDANCE WITH ARI STANDARD 550/590. * Use Copper Conductors only					
Part Load Rating Data					
Load %	Ambient (°F)	Capacity (Tons)	Compressor kW	Unit Efficiency	
100.0	86.0	126.8	121.4	11.6	
75.0	81.6	98.5	82.7	12.7	
50.0	69.0	71.8	44.0	15.9	
25.0	55.0	33.3	22.8	16.3	
Project Name:			Sold To:		
Location:			Customer Purchase Order No.:		
Engineer:			York Contract No.:		
Contractor:			Date:		Revision Date:
Printed:			Unit Version: 9.31.FDW (Data Source: v5_34)		YLAA0120SE28XAA Performance
Unit Folder: A120SE28			YORKworks v:9.31.FDW		Page 1 of 2

1.1. ELECTROBOMBAS CENTRIFUGAS DE AGUA HELADA PRIMARIA Y SECUNDARIA

La selección de una bomba se realiza en base a dos parámetros: Caudal y Caída de Presión con ello se obtienen:

Para la Bomba Primarias

Caudal: 300GPM

Caída de presión a vencer 55Pies

Para la Bomba Secundarias

Caudal: 600GPM

Caída de presión a vencer 90Pies

Para nuestro caso el máximo caudal de agua que deberá bombearse desde el enfriador de agua (chiller) hasta las unidades serpentín ventilador (fan coil) y las unidades manejadoras de aire de todo el hotel es de 600 gpm.

El tipo de Bomba es centrífuga, eje horizontal de impelente rotativo, impulsada por motor eléctrico siendo un paquete de volumen variable (secundaria) con (02) unidades y otro de volumen constante (Primaria) con (03) unidades.

El líquido a bombear es agua helada.

El caudal será de 300 G.P.M. para el sistema primario y 600 GPM para el sistema secundario.

La velocidad de la bomba es de 1750 RPM máximo.

La bomba está construida de acuerdo a las normas internacionales vigentes. Construcción de fácil reemplazo de las partes, realizándose todas las pruebas estrictas en fábrica de acuerdo con las normas.

La caja y el impelente están contruidos de fierro fundido de alta calidad y resistencia a la tensión, diseñado para la máxima eficiencia de bombeo. Las bombas de volumen variable están diseñadas para 300 PSI de trabajo y las primarias de 150 PSI. El impelente es maquinado y balanceado estática y dinámicamente. La bomba lleva conexiones de tuberías para la succión y descarga con bridas según especificaciones ANSI B16.5. Además está provisto de una base unido a la carcaza de la bomba, del mismo material para su instalación.

Está provisto de sello de prensa estopas con empaque de cerámica grafitada y acero para temperaturas de trabajo de hasta 250°F.

Es resistente a la abrasión, corrosión y de fácil mantenimiento.

Los rodamientos están fijados en un block de fierro fundido y son del tipo de bolas, lubricados con grasa y protegidos del polvo mediante sellos en las tapas.

Tiene un estricto acabado anticorrosivo y acabado final con esmalte.

El motor eléctrico, está construido según Standard NEMA en 220V-3F-60Hz.

El acoplamiento de motor a bomba es directo, tipo flexible, diseñado adecuadamente para la carga de la bomba y velocidad del motor y está protegido por una cubierta de seguridad. Las bombas son instaladas y alineadas sobre una base de concreto montada sobre resortes aisladores de 1-1/2" de deflexión. La base tiene dos veces el peso combinado de la bomba, motor y base que sostiene.

Se han instalado conexiones flexibles dresser en la succión y descarga de bomba y todos los acopios entre bombas y chillers o bombas de volumen variable flexibles son del tipo groove.

El motor y la bomba están montados sobre una base común fabricada en acero, provista de agujeros para anclaje. Tiene un tratamiento anticorrosivo y acabado en esmalte.

El tablero de las bombas de presión constante son Standard para un sistema triplex un funcionamiento alternado y siempre funcionando dos cuando uno falla. Posee contactores para arranque estrella triángulo, amperímetro, voltímetro, protección contra sobrecarga, bajo voltaje, botoneras, lámparas indicadoras y borneras con contactos secos para el control y supervisión a distancia.

Cuentan con catálogos y especificaciones completas de cada uno de los equipos, accesorios instalados, con las curvas de funcionamiento de la bomba y manuales de operación y mantenimiento de cada componente, diseño y recomendaciones de montaje, catálogos de partes y lista completa de repuestos lo que debe asegura su suministro.



BOMBAS PRIMARIAS



BOMBAS SECUNDARIAS

TABLERO DE BOMBAS SECUNDARIAS FRECUENCIA VARIABLE

Son una unidad para el control de (02) bombas que trabajará una en stand-by, en caso de una falla se emite la señal de alarma respectiva.(ver figura 5)

El equipo trabaja a 220V – 60 Ciclos – 3 fases. El sistema de control tiene un transformador.

Incluye un variador de frecuencia el mismo que regula la velocidad de las bombas cuando la presión de la red varía.

El equipo mediante un controlador trabaja en sincronización con los chillers y puede detener la bomba cuando el caudal del sistema es menos del 8%.

El equipo cuenta con accesorios como:

Protección por sobre corriente y corto circuito y Protección por alto voltaje.

Arranque gradual.

Display indicador de frecuencia, corriente, tensión etc.

Control por la presión del sistema, programable.

Teclado para control manual y tecla de parada de emergencia.

Entrada para comando a distancia de arranque y parada y Entrada para el control a distancia de todos los variables, con puerta abierta.



Figura 5.- Tablero de Bombas Secundarias

Equipo de Expansión Directa.-

Los equipos de expansión directa utilizan el ciclo de refrigeración para llevar a cabo la transferencia de calor entre el aire caliente de la sala y el refrigerante. El aire es forzado por un ventilador para que atraviese el serpentín evaporador por donde fluye gas refrigerante a baja temperatura. Para nuestro caso el proyecto también contempla la instalación de equipos independientes de aire acondicionado del tipo split, cuya ubicación de evaporadores es dentro de cada ambiente por acondicionar y los condensadores es en los estacionamientos abiertos de los pisos superiores y en los ductos abiertos al exterior detrás de las escaleras, tal como se puede observar en los planos respectivos.

En general de cada unidad evaporadora salen los ductos fabricados en planchas galvanizadas debidamente aislados con colchonetas de fibra de vidrio de 1" de espesor.

El suministro del aire es por medio de difusores de aire, debido a la altura se ha previsto instalar rejillas de descarga en algunos puntos ubicados estratégicamente de manera de distribuir adecuadamente el aire en todo los ambientes, el retorno al equipo es por medio de rejillas de extracción y ductos galvanizados, se ha previsto considerar los FCR como plenums para el retorno del aire.

Entre la unidad evaporadora y la condensadora se traslada el gas refrigerante por medio de tuberías de cobre aisladas con mangas de poliuretano, instalándose filtros y visores tal como se indica en las especificaciones técnicas.

La toma de aire fresco se realiza por medio de inyector centrífugo el cual descarga el aire que se requiera en cada ambiente, este equipo toma el aire directamente del exterior y lo filtra antes de la inyección del aire.

6.2 Equipo Extractor de Monóxido

La selección de extractores se realiza básicamente en función del caudal de aire y la caída de presión a vencer en el ducto y accesorios, para nuestro caso las características está indicada en el cálculo inicial. Teniendo en cuenta estas aclaraciones se tiene que tener en consideración lo siguiente:

Ventilador centrífugo totalmente equipado en fábrica, listo para funcionar una vez instalado. El tipo es centrífugo simple entrada, eje horizontal, con los alabes curvados hacia adelante según se indica en los planos.(ver figura 1)

Las características de capacidad, son las indicadas en el cuadro de características de equipos mostrado en planos. La caída de presión exterior indicada en el cuadro de capacidades solo incluye pérdidas en ductos y rejillas.

El ventilador es construido y aprobado de acuerdo con las normas internacionales vigentes, tal como AMCA o similar y nacionales vigentes. Construcción de fácil reemplazo de las partes, contando con las pruebas estrictas de fábrica de acuerdo con las normas.

La unidad está compuesta por un ventilador, que incluye impelente y carcasa y una armadura soporte de la unidad provista de tapas de protección, sistema de accionamiento compuesto por el motor eléctrico, poleas, fajas y eje.

El ventilador es de bajo nivel de sonido y es fabricado íntegramente de planchas de acero negro.

El impelente tiene hojas inclinadas hacia adelante y está balanceado estática y dinámicamente en fábrica.

La carcasa es del tipo de diseño aerodinámico, lleva collares integrados a la entrada y salida de aire para una fácil instalación al ducto de entrada y descarga de aire.

Tiene además perfiles de refuerzo de acero negro, soldados.

El motor eléctrico es construido según Standard NEMA, para conectarse a la red de 220 V, 60 Hz, 3 fases ó 1 fase, girando a 1750 RPM, cuya potencia será mayor al BHP requerido por el ventilador, es del tipo abierto con ventilación incorporada, con protección contra goteos y salpicaduras, el aislamiento será clase F para uso tropical.

El accionamiento del rodete es mediante un sistema de poleas acanaladas, de paso regulable para permitir variación del caudal y fajas en "V", seleccionadas de acuerdo a la potencia y velocidad del motor con un factor de seguridad mínima de 1.4.

Las poleas son fijadas al eje mediante chavetas de sección cuadrada.

El rodete está fijado a un eje de acero de alta resistencia y está soportado por dos chumaceras con rodamientos auto alineantes, de larga duración, lubricados con grasa, sellados para evitar contaminaciones.

El ventilador está montado y empernado sobre un bastidor construido de planchas dobladas y perfiles de acero soldados entre sí.

La base del motor está soportada por unos rieles ubicados a media altura del bastidor en los cuáles se desplaza para efectos de su regulación.

Así mismo las chumaceras descansan sobre la parte superior del bastidor y están fijadas mediante pernos. El bastidor dispone en su base agujeros para ser anclados a la cimentación.

El acabado final de las planchas y estructura es de dos manos de pintura anticorrosiva y dos de esmalte final.

Las soldaduras y elementos no galvanizados son galvanizados previamente en frío con base de zinc-epóxica.



Figura 1. Extractor de Aire

Acarreo del Equipo Extractor por todos los sótanos hasta su posición definitiva, se tuvo que retirar el motor, fajas y otros elementos a fin de aminorar el peso debido a la carga que ejercía sobre la losa de los estacionamientos (ver figura2).



Figura 2. Traslado del Extractor de Monóxido

6.3 Equipo Inyector de Aire-Presurización de Escalera

Dentro de las principales características, se ha tenido en cuenta primero lo indicado en el RNE en la Norma A.130 Requisitos de Seguridad donde se está cumpliendo con los siguientes requisitos:

- Listado o equivalente.
- El ventilador es impulsado por medio de fajas, el número de es cuando menos 1.5 veces el número de fajas requeridas para el servicio de diseño.
- El ventilador impulsado por medio de fajas tiene cuando menos dos fajas.
- El cálculo para la selección y la curva del fabricante formar parte de los documentos entregados.
- El motor no operará por encima de la potencia de placa.
- El motor impulsor tiene factor de servicio mayor o igual a 1.15
- El ventilador cuenta con guardas protectoras para las fajas.
- El ventilador cuenta con una base para aislar vibraciones.

Asimismo otras características físicas propias de su fabricación son:

Ventilador centrífugo estuvo equipado en fábrica, listo para funcionar una vez instalado. El tipo es centrífugo de Simple entrada según lo indican los planos.(ver figura 1).

Las características de su capacidad, están indicadas en el cuadro de características de equipos mostrado en planos. La caída de presión exterior indicada en el cuadro de capacidades solo incluye pérdidas en ductos y rejillas.

El ventilador ha sido construido y aprobado de acuerdo con las normas internacionales vigentes, tal como AMCA o similar y nacionales vigentes. Su construcción es para un fácil reemplazo de las partes donde se han realizado las pruebas estrictas en fábrica de acuerdo con las normas.

La unidad está compuesta por un ventilador, que incluye impelente y carcasa y una armadura soporte de la unidad provista de tapas de protección, sistema de accionamiento compuesto por el motor eléctrico, poleas, fajas y eje.

El ventilador es de bajo nivel de sonido será fabricado íntegramente de planchas de acero negro.

El impelente tiene hojas inclinadas hacia adelante y está balanceado estática y dinámicamente en fábrica.

La carcasa es de diseño aerodinámico, lleva collares integrados a la entrada y salida de aire para una fácil instalación al ducto de entrada y descarga de aire.

Tiene además perfiles de refuerzo de acero negro, soldados.

El motor eléctrico esta construido según Standard NEMA, para conectarse a la red de 220 V, 60 Hz, 3 fases ó 1 fase, girando a 1750 RPM, cuya potencia es mayor al BHP requerido por el ventilador, es del tipo abierto con ventilación incorporada, con protección contra goteos y salpicaduras, el aislamiento será clase F para uso tropical.

El accionamiento del rodete es mediante un sistema de poleas acanaladas, de paso regulable que permite variación del caudal y fajas en "V", seleccionadas de acuerdo a la potencia y velocidad del motor con un factor de seguridad mínima de 1.4.

Las poleas están fijadas al eje mediante chavetas de sección cuadrada.

El rodete está fijado a un eje de acero de alta resistencia y éste está soportado por dos chumaceras con rodamientos auto alineantes, de larga duración, lubricados con grasa, sellados para evitar contaminaciones.

El ventilador está montado y empernado sobre un bastidor construido de planchas dobladas y perfiles de acero soldadas entre sí.

La base del motor está soportada por unos rieles ubicados a media altura del bastidor en los cuáles se desplaza para efectos de su regulación.

Así mismo las chumaceras descansan sobre la parte superior del bastidor y están fijadas mediante pernos. El bastidor dispone en su base para ser anclados a la cimentación.

El acabado final de las planchas y estructura es con dos manos de pintura anticorrosiva y dos de esmalte final.

Las soldaduras y elementos no galvanizados han sido galvanizados previamente en frío con base de zinc-epóxica.



Figura 1. Inyector de Aire de Simple Entrada

CAPITULO VII

DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION DE AIRE

7.1 Dimensionamiento de Ductos de Inyección y Extracción

Para llevar a cabo el confort o nivel de ventilación requerida se debe de tener en cuenta realizar un diseño de ductería adecuado. Sin embargo, el diseño de la estructura los requerimientos de la arquitectura afectan al diseño en general respecto al conceptualizado inicialmente, dándose en muchos casos no instalar ductos de sección uniforme o simétrica, por ello para la conversión de las secciones se tienen que tomar en cuenta las equivalencias de las secciones según las tablas de diseño proporcionadas (tabla 2 y 3), asimismo es de mucha ayuda el uso de un Ductulador el cual es una herramienta que simplifica el trabajo de conversión de dimensiones de los ductos ya que contiene todos los valores que utilizan las tablas de la SMACNA, ASHRAE. (Ver figura 1).

Para el dimensionamiento de los ductos de aire se ha previsto la utilización del método de igual caída de presión recomendada por la A.S.H.R.A.E. (American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers).

La base de este método de dimensionamiento de conductos es que se selecciona un valor para la pérdida de presión por fricción por longitud de ducto, y se mantiene constante para todas las secciones de ducto del sistema. El valor que se selecciona se basa en general en la velocidad máxima permisible en el conducto de salida y que sale directamente del ventilador, con el fin de evitar demasiado ruido.

Este método consiste en:

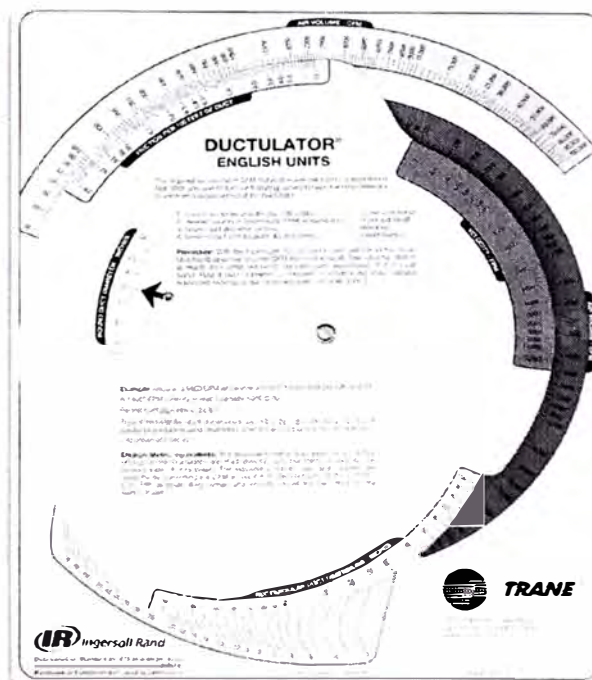
- Selección de un valor de pérdida de presión por fricción por longitud de ducto, para el diseño del presente proyecto se utilizó el valor de 0.10 "c.a. /100 pie.
- Selección de valor de caudal máximo permisible.
- Diseño de ductería usando graficas, tablas y formulas.

Teniendo en consideración lo indicado líneas arriba la tabla 1 muestra los rangos adecuados de velocidad dentro de los ductos para el adecuado diseño.

Tabla 1. Velocidades Recomendadas dentro de los ductos metálicos

Componentes	Veloc. Recomendada (pies/min.)	Veloc. Máxima (pies/min.)
Conexiones de Succión	800	900
Descarga del Ventilador	1300-2000	1500-2200
Ductos Principales	1000-13000	1100-1600
Ramales de Ductos	600-900	900-1300

Figura 1: DUCTULADOR



Fuente: <http://www.hvaccharts.com/products/Ductulator.jpg>

Tabla 2. Pérdidas por fricción de flujo de aire a través de ductos Redondos de lámina galvanizada

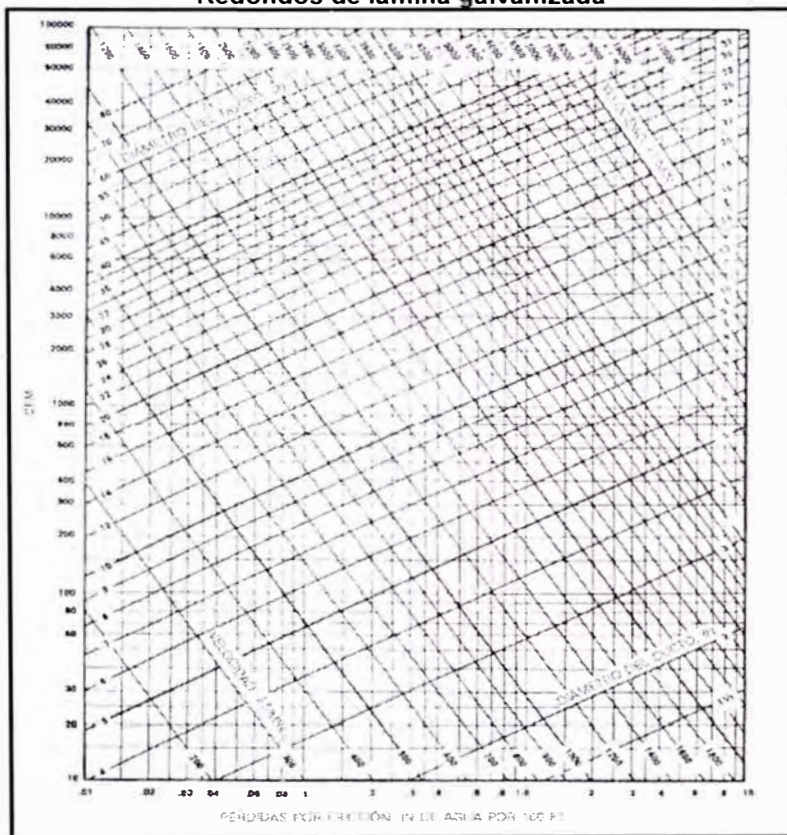
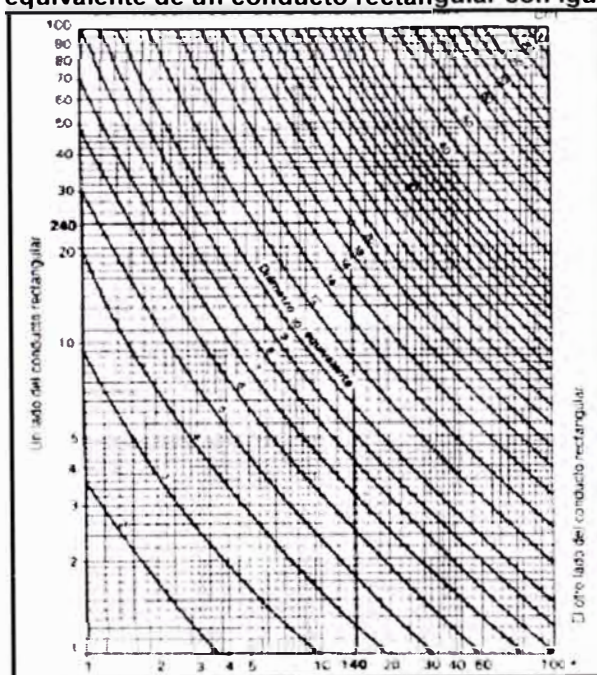


Tabla 3: Diámetro equivalente de un conducto rectangular con igual pérdida de carga



Fuente: http://www.solerpalau.es/formacion_01_27.html

7.2 Cálculo de Difusores y Rejillas

Debido a la importancia que representan se discute la selección y ubicación de las rejillas de suministro de aire y las rejillas de retorno de aire. Los criterios de confort humano, movimiento y circulación del aire pueden proporcionar información importante para su planteamiento (ver tabla 4 y figura 2).

Los difusores se clasifican según la posición de instalación como los difusores cerca o en el techo que descargan el aire horizontalmente, los difusores cerca o en el piso que descargan el aire verticalmente en forma dispersante o directa, los difusores cerca o en el piso que descargan el aire horizontalmente y los difusores cerca o en el techo que se proyectan el aire hacia abajo verticalmente. (ver Fig. 1)

La difusión del aire por medio de rejillas colocadas en el techo es muy popular en aplicaciones comerciales y por esa razón se encuentran en varios estilos. También son especiales por su distribución radial en todas las direcciones y su rápida difusión permitiendo manejar grandes cantidades de aire y mayores velocidades que la mayor parte de otros difusores.

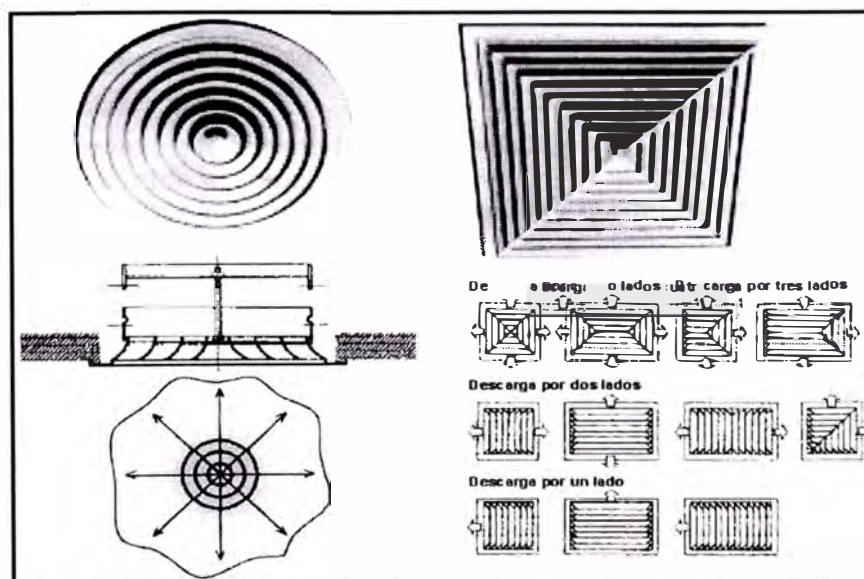


Figura 1. Difusores y Rejillas convencionales

1. DIFUSIÓN DEL AIRE EN UN LOCAL

Las principales funciones de la difusión del aire en un local son:

- Introducción del aire en el local
- Homogeneización
- Evitar estratificaciones
- Compensación de cargas térmicas

En cuanto a la temperatura, una vez establecidas la temperatura seca del local (condiciones interiores), el sistema de distribución de aire debe estar proyectado para mantener la temperatura dentro de los límites deseables. En una habitación se admiten variaciones entre distintos puntos de 1°C y en un grupo de habitaciones una diferencia máxima de 1.7°C.

En cuanto a la velocidad del aire, en la tabla I se incluyen las velocidades recomendadas con las reacciones de los ocupantes.

Tabla 1. Velocidades Recomendadas de Inyección de Aire

Velocidad (m/s)	Incidencia	Aplicación
0 ÷ 0.1	Desfavorable (Estratificación)	Muy rara
0,1 ÷ 0.2	Favorable	Confort
0,2 ÷ 0.3	Desfavorable sentado ($V_{\text{máx}} = 0.25 \text{ m/s}$) Favorable erguidas Favorable movimiento lento ($V_{\text{máx}} = 0.4 \text{ m/s}$)	Confort Almacenes Bancos
>0,3	Desfavorable	Climatización industrial

Sin embargo, hay que notar que estas velocidades no son las velocidades en la boca de impulsión, sino en la zona ocupada (aproximadamente desde el suelo hasta 2 metros sobre el suelo). En la tabla 2 se dan las velocidades recomendadas

en las bocas de salida según la aplicación y en la tabla 3 se brindan las recomendaciones que se tienen que tomar en cuenta respecto al nivel sonoro.

Tabla 2: Velocidades recomendadas de acuerdo a su aplicación

Aplicación	Velocidad (m/s)
Estudios de Radiodifusión	1.5 ÷ 2.5
Residencias	2.5 ÷ 4
Apartamentos	2.5 ÷ 4
Dormitorios (hotel)	2.5 ÷ 4
Teatros	2.5 ÷ 4
Oficinas Particulares	2.5 ÷ 4
Salas de Cine	5
Oficinas Públicas	5 ÷ 6.5

Tabla 3 Ruidos. Valores máximos admisibles de niveles sonoros para el ambiente interior

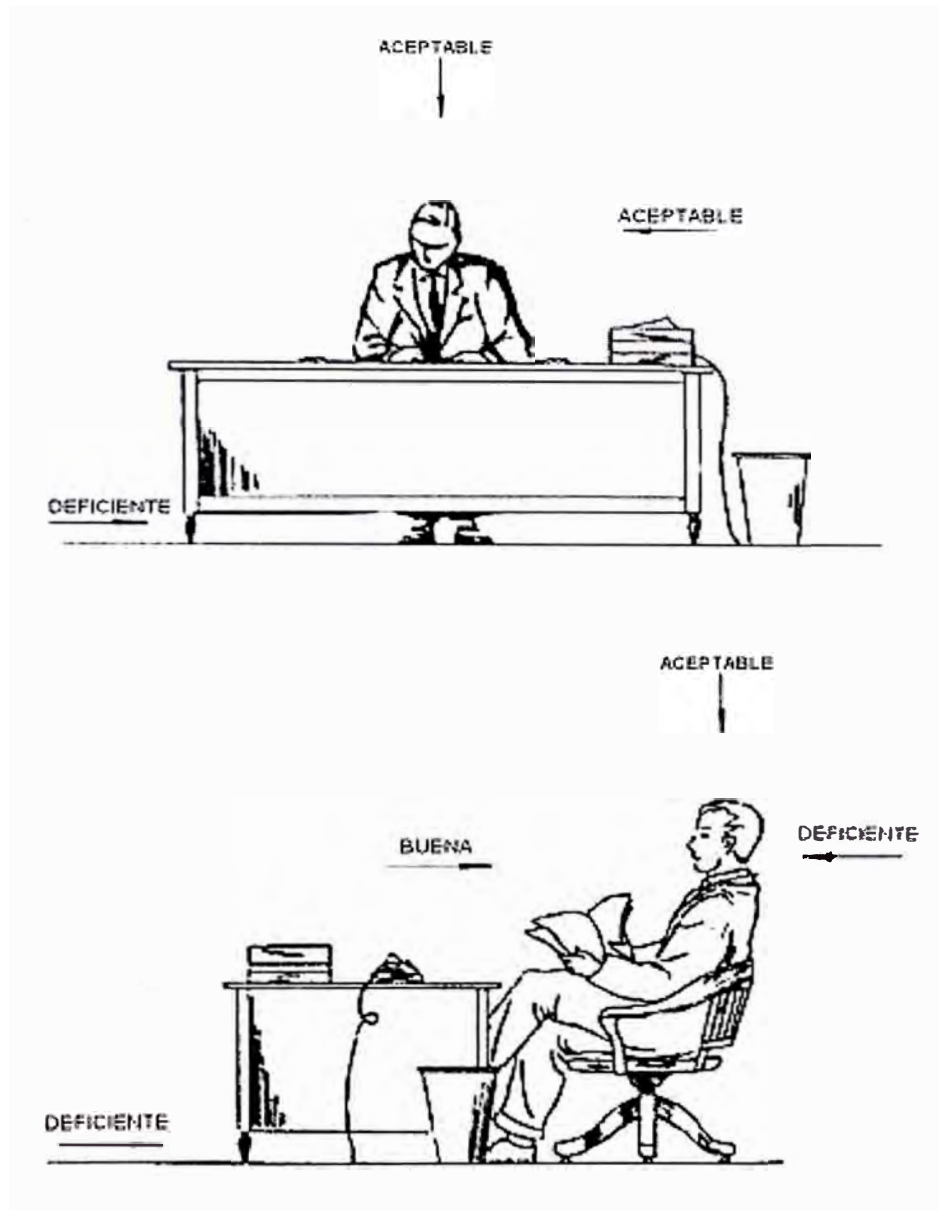
TIPO DE LOCAL	VALORES MAXIMOS DE NIVELES SONOROS EN DBA	
	DIA	NOCHE
Administrativo y de oficinas	45	
Comercial	55	
Cultural y religioso	40	
Docente	45	
Hospitalario	40	30
Ocio	50	
Residencial	40	30
Viviendas		
Piezas habitables excepto cocina	35	30
Pasillos, aseos y cocinas	40	35
Zonas de acceso común	50	40
Espacios comunes: vestíbulos, pasillos	50	
Espacios de servicio: aseos, cocinas, lavaderos	55	

Tabla 4. Selección de Difusores

Q		A _k	Ø NOMINAL DEL DIFUSOR EN mm					
			160	200	250	315	355	400
			TAMANO					
m ³ /h	l/s		6	8	10	12	14	16
			0,0092	0,0138	0,0206	0,0312	0,0386	0,0477
100	27,8	V _k	3,0	2,0	1,3			
		X	0,9	0,8	0,6			
		P _t	3,6	1,6	0,7			
		NR						
120	33,3	V _k	3,6	2,4	1,6			
		X	1,1	0,9	0,7			
		P _t	5,1	2,3	1,0			
		NR	4					
140	38,9	V _k	4,2	2,8	1,9	1,2		
		X	1,3	1,1	0,9	0,7		
		P _t	7,0	3,1	1,4	0,6		
		NR	9					
160	44,4	V _k	4,8	3,2	2,2	1,4	1,2	
		X	1,5	1,2	1,0	0,8	0,7	
		P _t	9,1	4,0	1,8	0,8	0,5	
		NR	14	4				
180	50,0	V _k	5,4	3,6	2,4	1,6	1,3	
		X	1,7	1,4	1,1	0,9	0,8	
		P _t	11,5	5,1	2,3	1,0	0,7	
		NR	18	8				
200	55,6	V _k	6,0	4,0	2,7	1,8	1,4	1,2
		X	1,8	1,5	1,2	1,0	0,9	0,8
		P _t	14,2	6,3	2,6	1,2	0,8	0,5
		NR	22	12	2			
250	69,4	V _k	7,5	5,0	3,4	2,2	1,8	1,5
		X	2,3	1,9	1,5	1,2	1,1	1,0
		P _t	22,2	9,9	4,4	1,9	1,3	0,8
		NR	29	19	10			
300	83,3	V _k	9,1	6,0	4,0	2,7	2,2	1,7
		X	2,8	2,3	1,8	1,5	1,3	1,2
		P _t	32,0	14,2	6,4	2,8	1,8	1,2
		NR	36	26	16	6		
350	97,2	V _k	10,6	7,0	4,7	3,1	2,5	2,0
		X	3,2	2,6	2,1	1,7	1,6	1,4
		P _t	43,6	19,4	8,7	3,8	2,5	1,6
		NR	41	31	21	11	6	
400	111,1	V _k		8,1	5,4	3,6	2,9	2,3
		X		3,0	2,5	2,0	1,8	1,6
		P _t		25,3	11,3	4,9	3,2	2,1
		NR		36	26	16	11	6

NR ≤ 10

Figura 2. Ubicaciones aceptables para la distribución del Aire



Rejilla de Retorno

La velocidad a través de rejillas de retorno depende de:

- La pérdida de presión estática admisible.
- El efecto sobre los ocupantes o materiales del local.

Al determinar la pérdida de carga, deben basarse los cálculos en la velocidad libre a través de la rejilla, y no en la velocidad frontal, ya que el coeficiente de orificio debe ser aproximadamente de 0.7. En general, pueden emplearse las velocidades recomendadas en la tabla 1 y la tabla 2.

Tabla 1. Velocidades Recomendadas en Rejillas de Retorno.

Colocación de la Rejilla	Velocidad sobre Sección Bruta (m/s)
Por encima de zonas ocupadas	4
Dentro de zonas ocupadas (no cerca de asientos)	3-4
Dentro de zonas ocupadas (cerca de asientos)	2-3
Persianas de puerta o de pared	2,5-5
Aberturas o muescas en la parte inferior de las puertas	3
Locales Industriales	4
Locales Residenciales	2

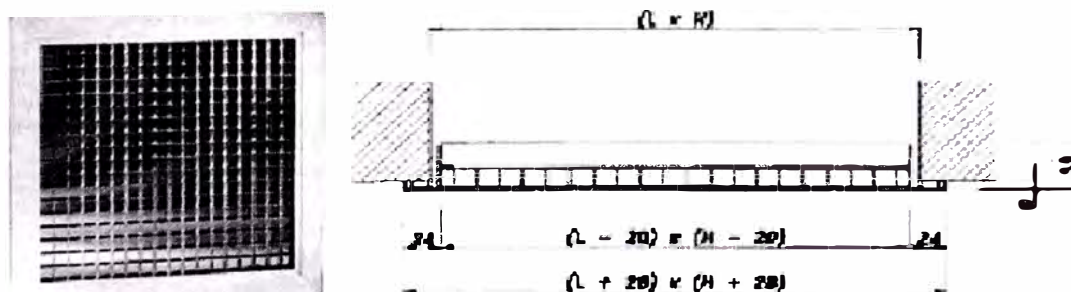


Figura1. Rejillas de Retorno.- Instalación
Tabla 2 Selección de Rejillas de Retorno

Z 84

SEGUNDA PARTE. DISTRIBUCIÓN DE AIRE

TABLA 21. RENDIMIENTOS PARA PEILLAS DE IMPULSIÓN PARA TECHOS PLANOS (Cont.)
Sólo refrigeración

VELOCIDAD DE SALIDA (m/s)	5						7.5							
	POSICIÓN DE GUÍAS RECTA - 2.38, 22 1/2° - 12.8, 45° - 3.55						POSICIÓN DE GUÍAS RECTA - 8.58, 22 1/2° - 8.1, 45° - 8.1							
PÉRDIDA DE PRECISIÓN CON DES-CARGA NORMAL (mm c. d.)	RECTA - 8.4, 22 1/2° - 8.4, 45° - 12						RECTA - 16.1, 22 1/2° - 16.8, 45° - 23.3							
PÉRDIDA DE PRECISIÓN CON CON-TROL DE CAUDAL (mm c. d.)	Tamaño nominal de superficie de sección (m²) - lbs	Posición de guías	Caudal		Alcance del tiro (m)	Diferencia de temperatura (°C)			Caudal		Alcance del tiro (m)	Diferencia de temperatura (°C)		
			m³/h	m³/s		0°	11°	14°	m³/h	m³/s		0°	11°	14°
						Altura mínima de techo (m)						Altura mínima de techo (m)		
200 x 100 (0.011)	Recta 22 1/2° 45°	200	0.036	7.3 5.5 3.65	2.7 2.3 2.1	2.9 2.4 2.1	3 2.8 2.3	300	0.083	12.2 9.1 6.1	3 2.9 2.1	3.2 2.7 2.1	3.4 2.9 2.3	
250 x 100 (0.014)		265	0.072	7.9 5.8 3.95	2.7 2.3 2.1	2.9 2.4 2.1	3 2.8 2.3	300	0.106	12.8 9.7 6.4	3 2.9 2.1	3.2 2.7 2.1	3.5 2.9 2.3	
300 x 100 (0.016)		308	0.085	8.7 6.1 4.25	2.7 2.4 2.1	2.9 2.8 2.7	3 2.7 2.1	443	0.128	13.4 10.3 7.7	3 2.6 2.1	3.4 2.7 2.1	3.5 2.9 2.3	
400 x 100 (0.023)		416	0.119	8.8 6.4 4.25	2.7 2.4 2.1	2.9 2.8 2.3	3 2.7 2.3	623	0.173	14 10.6 7	3 2.7 2.1	3.4 2.7 2.1	3.6 3 2.4	
500 x 100 (0.028)		524	0.145	8.8 6.7 4.55	2.9 2.4 2.1	2.9 2.8 2.3	3.2 2.7 2.3	798	0.22	14.6 11.7 8.8	3.2 2.7 2.1	3.4 2.9 2.3	3.6 3 2.5	
600 x 100 (0.033)		630	0.172	8.1 6.7 4.55	2.9 2.8 2.1	2.9 2.7 2.3	3.2 2.7 2.3	548	0.248	14.9 11.2 8.6	3.2 2.9 2.3	3.5 2.9 2.3	3.6 3 2.4	
750 x 100 (0.044)		792	0.22	8.15 6.7 4.55	2.9 2.8 2.1	2.9 2.7 2.3	3.2 2.7 2.3	1.185	0.32	15.2 11.3 8.6	3.3 2.9 2.3	3.5 2.9 2.4	3.8 3 2.6	
900 x 100 (0.054)		850	0.265	8.4 7 4.85	2.9 2.8 2.1	2.9 2.7 2.3	3.4 2.9 2.4	1.428	0.4	15.6 11.6 8.6	3.4 2.9 2.3	3.5 2.9 2.4	3.8 3 2.6	
200 x 150 (0.017)	Recta 22 1/2° 45°	350	0.097	11 8.2 5.8	2.9 2.7 2.3	3.4 2.9 2.4	3.65 3.4 2.4	527	0.46	18 13.4 9.1	3.45 3 2.4	3.8 3.2 2.6	4.1 3.4 2.7	
250 x 150 (0.022)		448	0.123	12.2 9.1 6.1	2.9 2.8 2.4	3.65 3.4 2.8	3.95 3.4 2.7	667	0.186	20 15.2 10	3.5 3.2 2.5	4.25 3.7 3.1	4.55 3.65 2.9	
300 x 150 (0.027)		540	0.15	12.8 9.4 6.4	2.9 2.8 2.4	3.8 3.2 2.6	4.1 3.4 2.9	810	0.228	20.4 15.7 10.4	3.5 3.4 2.6	4.25 3.8 2.7	4.7 3.9 2.9	
400 x 150 (0.037)		720	0.2	13.4 10 6.7	2.9 2.8 2.4	3.85 3.4 2.7	4.25 3.5 2.7	1.035	0.34	22 16.4 11	4.1 3.8 2.7	4.55 3.65 2.7	5 3.95 3	
500 x 150 (0.048)		914	0.26	14.3 10.5 7.3	2.9 2.8 2.4	4.1 3.8 2.9	4.4 3.85 2.9	1.288	0.38	23.4 17.9 11.8	4.4 3.85 2.9	4.85 3.8 3	5.2 4.25 3.2	
600 x 150 (0.058)		1.162	0.32	14.8 11 7.3	2.9 2.8 2.6	4.25 3.8 2.9	4.7 3.8 2.9	1.655	0.48	24 18 12.2	4.55 3.85 2.9	5 3.95 3	6.2 4.4 3.2	
750 x 150 (0.070)		1.380	0.385	15.2 11.8 7.6	2.9 2.8 2.7	4.4 3.85 2.9	4.7 3.8 3	2.100	0.58	25 18.9 12.5	4.7 3.8 2.9	5.2 3.95 3	6.5 4.55 3.4	
900 x 150 (0.080)	Recta 22 1/2° 45°	1.445	0.483	15.8 11.8 7.8	4.1 3.4 2.7	4.55 3.8 2.9	4.85 3.95 3	2.500	0.7	25.5 19.2 12.8	4.85 3.95 3	5.3 4.1 3.2	6.8 4.8 3.4	
FACTOR «K»														
Caudal máximo para impulsión (m³/s)/(m²)	0.028						0.0244							
Caudal mínimo para impulsión (m³/s)/(m²)	0.0112						0.0071							

CAPITULO VIII

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

8.1 Normas y Certificaciones Solicitadas para el proyecto

Se ha realizado una selección adecuada de las normas y estándares para el cálculo, selección, construcción, instalación y pruebas de funcionamiento de los sistemas instalados en el presente informe a fin de conocer el origen de los valores y la importancia de que se cumplan en su totalidad.

Nuestra legislación no contempla estas pruebas tal como se aprecian pero si hacen referencia a estas normas y estándares para que sean consideradas en la construcción, prueba de ello es para otorgar los permisos de funcionamiento de un local u edificio son requisitos indispensables contemplar estos sistemas.

NFPA 101 - Life Safety Code

NFPA 101 CODIGO DE SEGURIDAD HUMANA

Life safety code

Edición 2000

7.2.3 Cerramientos a Prueba de Humo

7.2.3.1 Generalidades.

Cuando en otras secciones de éste Código se requiera cerramientos a prueba de humo, los mismos deberán cumplir con 7.2.3, con excepción de los cerramientos a prueba de humo, cuando estén aprobados por la autoridad competente.

7.2.3.2 Diseño de Desempeño.

El método apropiado de diseño deberá ser cualquier sistema que cumpla con la definición para cerramientos a prueba de humo. Se deberá permitir crear cerramientos a prueba de humo usando ventilación natural, ventilación mecánica incorporando un vestíbulo, o presurizando el cerramiento de la escalera.

7.2.3.3 Cerramiento

Los cerramientos a prueba de humo deberán estar cerrados desde el punto más alto hasta el más bajo por barreras que posean evaluaciones de resistencia al fuego de 2 horas. Cuando se use un vestíbulo, deberá encontrarse dentro del cerramiento evaluado y deberá considerarse como parte del cerramiento a prueba de humo.

7.2.2.4 Vestíbulo.

Cuando exista un vestíbulo, el vano de la puerta dentro del vestíbulo deberá estar protegido con un conjunto de puertas contra incendio aprobado, con una evaluación de protección al fuego de 1½ horas, y el conjunto de puertas desde el vestíbulo hasta el cerramiento a prueba de humo deberá tener una evaluación de por lo menos 20 minutos de protección contra el fuego. Las puertas deberán estar diseñadas para minimizar el escape de aire y deberán ser autocerrantes o de cierre automático mediante la activación de un detector de humo dentro de los 10 pies (3 m) de la puerta del vestíbulo.

7.2.3.5 Descarga.

Todos los cerramientos a prueba de humo descargarán en un camino público, en un patio o en un callejón de acceso directo a un camino público o a un pasaje de salida. Dichos pasajes de salida no deberán tener aberturas diferentes a la entrada del cerramiento a prueba de humo y la puerta al patio o camino público. El pasaje de la salida deberá estar separado del resto del edificio por una clasificación de resistencia al fuego de 2 horas.

7.2.3.6 Acceso.

El acceso a la escalera deberá ser por medio de un vestíbulo o por medio de un balcón exterior.

Excepción: Este requisito no deberá aplicarse a los cerramientos a prueba de humo consistentes en un cerramiento de escaleras presurizado, que cumplan con 7.2.3.9.

7.2.3.7 Ventilación Natural.

Los cerramientos a prueba de humo que usen ventilación natural deberán cumplir con 7.2.3.3 y con lo siguiente. (a) Cuando el acceso a las escaleras sea por medio de un balcón exterior abierto, el conjunto de puertas hacia la escalera deberá tener una evaluación de protección contra el fuego de 1½ horas y deberá ser auto cerrante o de cierre automático mediante la activación de un detector de humo. Las aberturas adyacentes a dichos balcones exteriores deberán estar protegidas de acuerdo con 7.2.2.6.5. (b) Todos los vestíbulos deberán tener un área neta mínima de 16 pies²

(1,5 m²) De abertura en la pared exterior que enfrenta un callejón exterior, un patio o un espacio público de por lo menos 20 pies (6,1 m) de ancho. (c) Cada vestíbulo deberá tener una dimensión mínima de por lo menos el ancho requerido del corredor que conduce hacia él y una dimensión mínima de 72 pulg. (183 cm.) en la dirección del recorrido.

7.2.3.8 Ventilación Mecánica.

Los cerramientos a prueba de humo que usen ventilación mecánica deberán cumplir con 7.2.3.3 y con lo siguiente. (a) Los vestíbulos deberán tener una dimensión mínima de 44 pulg. (112 cm.) De ancho y 72 pulg. (183 cm.) en la dirección del recorrido;

(b) El vestíbulo deberá tener por lo menos un cambio de aire por minuto y el escape de aire deberá ser el 150% del suministro. El aire suministrado deberá entrar y el aire usado deberá ser descargado del vestíbulo mediante conductos separados sólidamente contruidos, usados únicamente para ese propósito. El aire suministrado deberá entrar en el vestíbulo dentro de las 6 pulg. (15,2 cm.) del nivel del piso. La parte superior del registro del ventilador deberá estar ubicado a no más de 6 pulg. (15,2 cm.) Desde la parte superior de la trampa y deberá estar enteramente dentro del área de la trampa de humo. Cuando las puertas estén abiertas no obstruirán las aberturas del conducto. Se deberán permitir reguladores de tiro de control en las aberturas de los conductos si fueran necesarios para cumplir con los requisitos del diseño.

(c) Para servir con una trampa para el humo y el calor y para proporcionar una columna de humo de movimiento ascendente, el cielorraso del vestíbulo deberá ser por lo menos 20 pulg. (50,8 cm.) Más al toque la abertura de la puerta dentro del vestíbulo. Se deberá permitir que la altura sea menor cuando lo justifique el diseño de ingeniería y el ensayo decampo.

(d) La escalera deberá tener una abertura de descarga del regulador de tiro en la parte superior y deberá estar provisto mecánicamente con el aire suficiente para descargar por lo menos 2500 pies³ /min. (70,8 m³ /min.) a través de la abertura de descarga mientras mantiene una presión positiva mínima de 0,10 pulg. De columna de agua (25 PA) en la escalera que da al vestíbulo con todas las puertas cerradas.

7.2.3.9 Presurización de las Escaleras 7.2.3.9.1*

Los cerramientos a prueba de humo mediante la presurización de las escaleras deberán utilizar un sistema de ingeniería aprobado con una diferencia mínima de presión de diseño a través de la barrera no menor que 0,05 pulg. De columna de agua (12,5 PA) en edificios con rociadores o de 0,10 pulg. De columna de agua (25 PA) en edificios que no tienen rociadores, y deberán ser capaces de mantener esas diferencias de presión bajo condiciones probables de efecto pila o viento. La diferencia de presión a través de las puertas no deberá ser mayor que aquella que permita que la puerta comience a abrirse por una fuerza de 30 lbf (133 N), de acuerdo con 7.2.1.4.5.

7.2.3.9.2

El equipo y los conductos para la presurización de las escaleras deberán estar ubicados como se especifica por uno de los siguientes puntos:(1)

Exterior al edificio y directamente conectado a la escalera por la red de conductos incluidos en una construcción no combustible (2)

Dentro del cerramiento de la escalera con los dispositivos de entrada y de salida directamente hacia el exterior o a través de la red de conductos cercados por una clasificación de resistencia al fuego de 2 horas

Dentro del edificio si están separados del resto del edificio, incluyendo otros equipos mecánicos, por una clasificación de resistencia al fuego de 2 horas

Excepción: Cuando el edificio, incluyendo el cerramiento de las escaleras esté totalmente protegido por un sistema de rociadores automáticos supervisado y aprobado, instalado de acuerdo con la Sección 9.7, la clasificación de resistencia al fuego deberá ser de por lo menos 1 hora.

En todos los casos especificados en 7.2.3.9.2(1) a(3), las aberturas que están dentro de la evaluación requerida de resistencia al fuego, deberán estar limitadas a las necesarias para el mantenimiento y el funcionamiento y deberán estar protegidas por mecanismos auto cerrantes evaluados para resistencia al fuego, de acuerdo con 8.2.3.2.3.

7.2.3.10 Activación de los Sistemas de Ventilación Mecánica 7.2.3.10.1

Para los sistemas de ventilación mecánica y cerramientos de escaleras presurizados, la activación de los mismos deberá ser iniciada por un detector de humo instalado en una ubicación aprobada, dentro de los 10 pies (3 m) de la entrada del cerramiento a prueba de humo.

7.2.3.10.2

Los sistemas mecánicos aprobados deberán operar frente a la activación de los detectores de humo de 7.2.3.10.1, y mediante controles manuales accesibles para el cuerpo de bomberos. El sistema requerido también deberá ser activado mediante lo siguiente, si lo hubiera:(1)

Una señal de flujo de agua de un sistema de rociadores automáticos completos (2)

Una señal de alarma para la evacuación general

(Ver 9.6.3.7.)

7.2.3.11 Cerradores de las Puertas.

La activación de un dispositivo de cierre automático en cualquier puerta del cerramiento a prueba de humo, deberá activar todos los dispositivos de cierre automático restantes de las puertas del cerramiento a prueba de humo.

7.2.3.12 Energía Auxiliar.

La energía auxiliar para el equipo de ventilación mecánica deberá ser suministrada por un generador auto portante, aprobado, dispuesto para operar siempre que haya una pérdida de energía en la corriente normal de la casa. El generador deberá ubicarse en una sala que tenga una separación con clasificación de resistencia al fuego de 1 hora que lo aisle del resto del edificio. El generador deberá tener un suministro mínimo de combustible adecuado para que el equipo funcione durante dos horas.

7.2.3.13 Ensayo

Antes que el equipo mecánico sea aceptado por la autoridad competente, deberá ser ensayado para confirmar que dicho equipo mecánico funciona de acuerdo con los requisitos de 7.2.3. Todas las partes operativas del sistema deberán ser ensayadas semestralmente por personal aprobado y se deberá mantener un registro de los resultados.

NFPA 92A - Smoke-Control Systems Utilizing Barriers and Pressure

Differences

5.2 Pressure Differences.

5.2.1* Pressure Differences Across Barriers.

5.2.1.1 Except as specified by 5.2.1.2, the pressure differences in Table 5.2.1.1 shall be used for designs that are based on maintaining minimum pressure differences between specified spaces.

5.2.1.2 Where the system designer has determined that a higher minimum pressure difference is necessary to achieve the smoke-control objectives, the higher minimum pressure difference shall be used.

Table 5.2.1.1 Minimum Design Pressure Differences Across

Smoke Barriers
Building Ceiling Design Pressure

Type	Height (ft)	Difference* (in. w.g.)
AS	Any	0.05
NS	9	0.10
NS	15	0.14
NS	21	0.18

For SI units, 1 ft = 0.305 m; 0.1 in. w.g. = 25 Pa.

AS: Sprinklered. NS: Nonsprinklered.

Table A5.2.2.3 Maximum Pressure Differences Across Doors

Doors Closer Door Width (in w.g.)

Force (lbf)	32	36	40	44	48
6	0.45	0.40	0.37	0.34	0.31
8	0.41	0.37	0.34	0.31	0.38
10	0.37	0.34	0.30	0.28	0.36
12	0.34	0.30	0.27	0.25	0.23
14	.030	0.27	0.24	0.22	0.21

Figure A.5.2.2 Forces on a Door in a Smoke-Control System. [Existing A.2.2.2 from the 2000 edition, no change]

When the maximum door opening force is specified at 30 lbf, Table A.5.2.2 can be used to determine the maximum pressure difference across the door.

RNE - NORMA EM.030 INSTALACIONES DE VENTILACIÓN**NORMA EM.030
INSTALACIONES DE VENTILACIÓN****Artículo 1°.- GENERALIDADES**

En las edificaciones para viviendas, edificios industriales, comerciales, de recreación, deben preverse las necesidades de instalaciones con ventilación natural mediante aberturas o ventanas al exterior, según lo dispuesto en los requisitos de ocupación o mediante ventilación mecánica.

El contenido de la presente norma se refiere principalmente a disposiciones para la ventilación mecánica. La ventilación mecánica es desde la simple renovación del aire en un ambiente o conjunto determinado de ambientes sin ningún tratamiento, hasta la renovación del aire y su tratamiento con procesos diversos simples o combinados de limpieza, mezcla, humidificación, deshumectación, calentamiento y enfriamiento.

La variedad de instalaciones de ventilación, los valores referenciales para la ventilación referidos a temperatura, humedad relativa y renovaciones por hora para locales de trabajo y especiales se presentan en el Anexo A.

Artículo 2°.- NORMAS

En la instalación de los equipos se deberá tener en cuenta lo establecido en el Código Nacional de Electricidad, así como regirse por el Reglamento de Higiene Ocupacional del Sub-sector Electricidad.

Artículo 3°.- DEFINICIONES

Para la aplicación de lo dispuesto en la presente norma, se entiende por:

- **VENTILACION MECÁNICA.**- El procedimiento controlado de renovación de aire en locales cerrados, mediante elementos y dispositivos electromecánicos, a diferencia de la ventilación natural variable y aleatoria.
- **INSTALACION DE CLIMATIZACION.**- Es la que puede mantener automáticamente durante todo el año los valores máximos y mínimos de la temperatura y la humedad del aire de un local dentro de valores prescritos.
- **AIRE EXTERIOR** - Aire tomado de la atmósfera libre.
- **AIRE DE IMPULSIÓN.**- Aire tratado y conducido a lo locales.
- **AIRE PRIMARIO.**- Aire de impulsión a la salida de una planta central de tratamiento.

Artículo 11°.- EJECUCIONES ESPECIALES DE VENTILACIÓN

Incluyen garajes de cualquier medida, edificios para estacionamiento de vehículos y sótanos para estacionamiento.

1. **Garajes.** Los garajes, cuya superficie de piso sea menor o igual a veinticinco metros cuadrados, se ventilarán en forma natural, mediante aberturas, con un área libre de ventilación, no menor a ciento cincuenta centímetros cuadrados, ubicados cerca al nivel del piso, de preferencia en la puerta exterior.
2. **Garajes pequeños.** Hasta cien metros cuadrados de superficie de piso. Serán dotados de ventilación natural, mediante aberturas uniformemente distribuidas en paredes opuestas, con un área libre total, no menor a 0.2 metros cuadrados por cada espacio de estacionamiento; tales aberturas se situarán a cotas cercanas al piso y encima de la cota correspondientes al terreno exterior, en una pared; y, a cotas cercanas al techo en la pared opuesta. En caso contrario o de no lograrse ventilación transversal suficiente, serán provistas de ventilación mecánica.
3. **Garajes medianos y grandes.** Hasta mil metros cuadrados y más de mil metros cuadrados, de superficie de piso, respectivamente.
4. **Sótanos para estacionamiento.** Incluye también a los semi-sotanos cuyo, piso se encuentre a más de cincuenta centímetros por debajo de la cota correspondiente al terreno exterior. Serán obligatoriamente provistos de ventilación mecánica. los elementos de ventilación se ubicarán dentro de los límites de la propiedad, descargando los gases de extracción, a una cota mínima de 2.50 metros sobre el nivel de la vereda. Los semisótanos hasta con 1,50 m de diferencia de nivel con el terreno exterior podrán tener sólo ventilación natural.
5. **Caudal de aire.** Es obligatorio la presentación de los cálculos, que fundamenten la determinación del caudal, en base a una máxima concentración de cincuenta partes por millón, de monóxido de carbono (CO). En ningún caso, la renovación de aire será menor a doce metros cúbicos por hora y por metro cuadrado de superficie total de estacionamiento, incluyendo las áreas de circulación; ni, menor a un cambio completo de aire cada doce minutos.
6. **Alarmas de CO.** Cuando la ventilación de garajes grandes no sea permanente, deberá proveerse la instalación de alarmas audio-visuales que conecten automáticamente la ventilación, al sobrepasar el límite permitido, en la medida de la concentración de carbono.

Velocidad máxima. En ningún caso, la corriente de aire en ductos principales será mayor de doce metros por segundo, ni excederá el límite acústico permisible

RNE - NORMA A.010 CONDICIONES GENERALES DE DISEÑO

TITULO III.1 ARQUITECTURA

NORMA A.010 CONDICIONES GENERALES DE DISEÑO

CAPITULO I CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO

Artículo 1.- La presente norma establece los criterios y requisitos mínimos de diseño arquitectónico que deberán cumplir las edificaciones con la finalidad de garantizar lo estipulado en el Art. 5º de la norma G 010 del TITULO I del presente reglamento.

Artículo 2.- Excepcionalmente los proyectistas, podrán proponer soluciones alternativas y/o innovadoras que satisfagan los criterios establecidos en el artículo tercero de la presente Norma, para lo cual la alternativa propuesta debe ser suficiente para alcanzar los objetivos de forma equivalente o superior a lo establecido en el presente reglamento.

En este caso el proyectista deberá fundamentar su propuesta mediante normativa NFPA 101 u otras normas equivalentes reconocidas por la Autoridad Competente.

Artículo 3.- Las obras de edificación deberán tener calidad arquitectónica, la misma que se alcanza con una respuesta funcional y estética acorde con el propósito de la edificación, con el logro de condiciones de seguridad, con la resistencia estructural al fuego, con la eficiencia del proceso constructivo a emplearse y con el cumplimiento de la normativa vigente. Las edificaciones responderán a los requisitos funcionales de las actividades que se realicen en ellas, en términos de dimensiones de los ambientes, relaciones entre ellos, circulaciones y condiciones de uso.

Se ejecutará con materiales, componentes y equipos de calidad que garanticen seguridad, durabilidad y estabilidad.

En las edificaciones se respetará el entorno inmediato, conformado por las edificaciones colindantes, en lo referente a altura, acceso y salida de vehículos, integrándose a las características de la zona de manera armónica.

En las edificaciones se propondrá soluciones técnicas apropiadas a las características del clima, del paisaje, del suelo y del medio ambiente general.

En las edificaciones se tomará en cuenta el desarrollo futuro de la zona, en cuanto a vías públicas, servicios de la ciudad, renovación urbana y zonificación.

Artículo 4.- Los parámetros urbanísticos y edificatorios de los predios urbanos deben estar definidos en el Plan Urbano. Los Certificados de Parámetros deben consignar la siguiente información:

- a) Zonificación.
- b) Secciones de vías actuales y, en su caso, de vías previstas en el Plan Urbano de la localidad.
- c) Usos del suelo permitidos.
- d) Coeficiente de edificación.
- e) porcentaje mínimo de área libre.
- f) Altura de edificación.

Requisitos de ventilación y acondicionamiento ambiental - Arquitectura - Norma A.010 -

Condiciones Generales de Diseño

CAPITULO IX

REQUISITOS DE VENTILACION Y ACONDICIONAMIENTO AMBIENTAL

Artículo 51.- Todos los ambientes deberán tener al menos un vano que permita la entrada de aire desde el exterior. Los ambientes destinados a servicios sanitarios, pasajes de circulación, depósitos y almacenamiento o donde se realicen actividades en los que ingresen personas de manera eventual, podrán tener una solución de ventilación mecánica a través de ductos exclusivos u otros ambientes.

Artículo 52.- Los elementos de ventilación de los ambientes deberán tener los siguientes requisitos:

- a) El área de abertura del vano hacia el exterior no será inferior al 5% de la superficie de la habitación que se ventila.
- b) Los servicios sanitarios, almacenes y depósitos pueden ser ventilados por medios mecánicos o mediante ductos de ventilación.

Artículo 53.- Los ambientes que en su condición de funcionamiento normal no tengan ventilación directa hacia el exterior deberán contar con un sistema mecánico de renovación de aire.

Artículo 54.- Los sistemas de aire acondicionado proveerán aire a una temperatura de $24\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$, medida en bulbo seco y una humedad relativa de $50\% \pm 5\%$. Los sistemas tendrán filtros mecánicos de fibra de vidrio para tener una adecuada limpieza del aire. En los locales en que se instale un sistema de aire acondicionado, que requiera condiciones herméticas, se instalarán rejillas de ventilación de emergencia hacia áreas exteriores con un área cuando menos del 2% del área del ambiente, o bien contar con un sistema de generación de energía eléctrica de emergencia suficiente para mantener el sistema de aire acondicionado funcionando en condiciones normales o hasta permitir la evacuación de la edificación.

Artículo 56.- Los requisitos para lograr un suficiente aislamiento térmico, en zonas donde la temperatura descienda por debajo de los 12 grados Celsius, serán los siguientes:

- a) Los paramentos exteriores deberán ejecutarse con materiales aislantes que permitan mantener el nivel de confort al interior de los ambientes.

Escaleras - Arquitectura - Norma A.010 - Condiciones Generales de Diseño

CAPITULO VI ESCALERAS

Artículo 26.- Las escaleras pueden ser:

- a) **Integradas** Son aquellas que no están aisladas de las circulaciones horizontales y cuyo objetivo es satisfacer las necesidades de tránsito de las personas entre pisos de manera fluida y visible.
- b) **De evacuación** Son aquellas que son a prueba de fuego y humos y pueden ser:

Con Vestíbulo Previo Ventilado: Sus características son las siguientes:

- Las cajas de las escaleras deberán ser protegidas por muros de cierre.
- No deberán tener otras aberturas que las puertas de acceso.
- El acceso será únicamente a través de un vestíbulo que separe en forma continua la caja de la escalera del resto de la edificación
- Los escapes, antes de desembocar en la caja de la escalera deberán pasar forzosamente por el vestíbulo, el que deberá tener cuando menos, un vano abierto al exterior de un mínimo de 1.5 m².
- La puerta de acceso a la caja de la escalera deberá ser puerta corta fuego con cierre automático.
- En caso el vestíbulo previo este separado de las áreas de circulación horizontal, la puerta cortafuego deberá ubicarse en al acceso al vestíbulo ventilado. En este caso la puerta entre el vestíbulo y la caja de escalera podrá no ser cortafuego pero deberá contar con cierre automático.
- En caso que se opte por dar iluminación natural a la caja de la escalera, se podrá utilizar un vano cerrado con blocks de vidrio el cual no excederá de 1.50 m²

Presurizadas: Sus características son las siguientes:

- Contarán con un sistema mecánico que inyecta aire a presión dentro de la caja de la escalera siguiendo los parámetros técnicos requeridos para estos sistemas.
- Deben estar cerradas al exterior.
- Este tipo de escaleras no están permitidas en edificaciones residenciales.

Abiertas: Sus características son las siguientes:

- Están abiertas al exterior en uno de sus lados con una superficie de al menos 1 m² en cada piso
- El vano abierto al exterior estará a una distancia de 3.00 m o más de un vano de la edificación a la que sirve.

- f) Los pases desde el interior de la caja hacia el exterior deberán contar con protección cortafuego (sellador) no menor a la resistencia contra fuego de la caja.
- g) Únicamente son permitidas instalaciones de los sistemas de protección contra incendios.
- h) Tener cerramientos de la caja de la escalera con una resistencia al fuego de 1 hora en caso que tenga 5 niveles; de 2 horas en caso que tengan 6 hasta 24 niveles; y de 3 horas en caso que tengan 25 niveles o mas.
- i) Contar con puertas corta fuego con una resistencia no menor a 75 % de la resistencia de la caja de escalera a la que sirven.
- j) No será continua a un nivel inferior al primer piso, a no ser que esté equipada con una barrera aprobada en el primer piso, que imposibilite a las personas que evacuan el edificio continuar bajando accidentalmente al sótano.
- k) El espacio bajo las escaleras no podrá ser empleado para uso alguno.
- l) Deberán contar con un hall previo para la instalación de un gabinete de manguera contra incendios, con excepción del uso residencial.

Artículo 28.- El número y ancho de las escaleras se define según la distancia del ambiente más alejado a la escalera y el número de ocupantes de la edificación a partir del segundo piso, según la siguiente tabla:

Uso residencial	Ancho total requerido
De 1 a 300 ocupantes	1.20 m. en 1 escalera
De 301 a 800 ocupantes	2.40 m. en 2 escaleras
De 801 a 1,200 ocupantes	3.60 m. en 3 escaleras
Mas de 1,201 ocupantes	Un modulo de 0.60 m por cada 360 ocupantes
Uso no residencial	Ancho total requerido
De 1 a 250 ocupantes	1.20 m. en 1 escalera
De 251 a 700 ocupantes	2.40 m. en 2 escaleras
De 701 a 1,200 ocupantes	3.60 m. en 3 escaleras
Mas de 1,201 ocupantes	Un modulo de 0.60 m por cada 360 ocupantes

Artículo 29.- Las escaleras están conformadas por tramos, descansos y barandas. Los tramos están formados por gradas. Las gradas están conformadas por pasos y contrapasos. Las condiciones que deberán cumplir las escaleras son las siguientes:

- a) En las escaleras integradas, el descanso de las escaleras en el nivel del piso al que sirven puede ser el pasaje de circulación horizontal del piso.
- b) Las edificaciones deben tener escaleras que comuniquen todos los niveles.
- c) Las escaleras contarán con un máximo de diecisiete pasos entre descansos.
- d) La dimensión de los descansos deberá tener un mínimo de 0.90 m.
- e) En cada tramo de escalera, los pasos y los contrapasos serán uniformes, debiendo cumplir con la regla de 2 Contrapasos + 1 Paso, debe tener entre 0.60 m. y 0.64 m., con un mínimo de 0.25 m para los pasos y un máximo de 0.18 m para los contrapasos, medido entre las proyecciones verticales de dos bordes contiguos.
- f) El ancho establecido para las escaleras se considera entre las paredes de cerramiento que la conforman, o sus límites en caso de tener uno o ambos lados abiertos. La presencia de pasamanos no constituye una reducción del ancho de la escalera.
- g) Las escaleras de más de 1.20 m hasta 2.40 m tendrán pasamanos a ambos lados. Las que tengan más de 3.00 m, deberán contar además con un pasamanos central.
- h) Las puertas a los vestíbulos ventilados y a las cajas de las escaleras tendrán un ancho mínimo de 1.00 m.
- i) No podrán ser del tipo caracol.
- j) Podrán existir pasos en diagonal siempre que a 0.30 m del inicio del paso, este tenga cuando menos 0.28 m.
- k) Las puertas de acceso a las cajas de escalera deberán abrir en la dirección del flujo de evacuación de las personas, y su radio de apertura no deberá invadir el área formada por el círculo que tiene como radio el ancho de la escalera.
- l) Deberán comunicar todos los niveles incluyendo el acceso a la azotea.
- m) Cuando se requieran dos o más escaleras, estas deberán ubicarse en rutas opuestas.
- n) Las escaleras deben entregar en el nivel de la calle, directamente hacia el exterior o a un espacio interior directamente conectado con el exterior, mediante pasajes protegidos corta fuego, con una resistencia no menor al de la escalera a la que sirven y de un ancho no menor al ancho de la escalera.
- o) Las puertas que abren al exterior tendrán un ancho mínimo de 1.00 m.
- p) Para el cumplimiento de lo establecido en los incisos m), n) y o), se aceptarán las alternativas establecidas en Código NFPA 101 para estos casos.
- q) Las escaleras mecánicas, no deberán ser consideradas como rutas de evacuación.

Artículo 30.- Los ascensores en las edificaciones deberán cumplir con las siguientes condiciones:

Estacionamientos - Arquitectura - Norma A.010 - Condiciones Generales de
Diseño

CAPITULO XI
ESTACIONAMIENTOS

Artículo 60.- Toda edificación deberá proyectarse con una dotación mínima de estacionamientos dentro del lote en que se edifica, de acuerdo a su uso y según lo establecido en el Plan Urbano.

Artículo 61.- Los estacionamientos estarán ubicados dentro de la misma edificación a la que sirven, y solo en casos excepcionales por déficit de estacionamiento, se ubicarán en predios distintos. Estos espacios podrán estar ubicados en sótano, a nivel del suelo o en piso alto y constituyen un uso complementario al uso principal de la edificación.

Artículo 62.- En los casos excepcionales por déficit de estacionamiento, los espacios de estacionamientos requeridos, deberán ser adquiridos en predios que se encuentren a una distancia de recorrido peatonal cercana a la Edificación que origina el déficit, mediante la modalidad que establezca la Municipalidad correspondiente, o resolverse de acuerdo a lo establecido en el Plan Urbano.

Artículo 63 .- Los casos excepcionales por déficit de estacionamientos solamente se darán, cuando no es posible el acceso de los vehículos requeridos al inmueble que origina el déficit, por alguno de los siguientes motivos:

- a) Por estar el inmueble frente a una vía peatonal,
- b) Por tratarse de remodelaciones de inmuebles con o sin cambio de uso, que no permitan colocar la cantidad de estacionamientos requerida.
- c) Proyectos o Programas de Densificación Urbana.
- d) Intervenciones en Monumentos históricos o inmuebles de valor monumental.
- e) Otros, que estén contemplados en el Plan Urbano.

Artículo 64.- Los estacionamientos que deben considerarse son para automóviles y camionetas para el transporte de personas con hasta 7 asientos. Para el estacionamiento de otro tipo de vehículos, es requisito efectuar los cálculos de espacios de estacionamiento y maniobras según sus características.

Artículo 65.- Las características a considerar en la provisión de espacios de estacionamientos de uso privado serán las siguientes:

- a) Las dimensiones libres mínimas de un espacio de estacionamiento serán:

Cuando se coloquen:

Tres o más estacionamientos continuos: Ancho: 2.40 m cada uno

Dos estacionamientos continuos: Ancho: 2.50 m cada uno

Estacionamientos individuales: Ancho: 2.70 m cada uno

En todos los casos Largo 5.00 m. Altura: 2.10 m.

- b) Los elementos estructurales podrán ocupar hasta el 5% del ancho del estacionamiento, cuando este tenga las dimensiones mínimas.

- c) La distancia mínima entre los espacios de estacionamiento opuestos o entre la parte posterior de un espacio de estacionamiento y la pared de cierre opuesta, será de 6.00 m.
- d) Los espacios de estacionamiento no deben invadir ni ubicarse frente a las rutas de ingreso o evacuación de las personas.
- e) Los estacionamientos dobles, es decir uno tras otro, se contabilizan para alcanzar el número de estacionamientos exigido en el plan urbano, pero constituyen una sola unidad inmobiliaria.
- f) No se deberán ubicar espacios de estacionamiento en un radio de 10 m. de un hidrante ni a 3 m. de una conexión de bomberos (siamesa de inyección).

Artículo 66.- Las características a considerar en la pro visión de espacios de estacionamientos de uso público

- a) Las dimensiones mínimas de un espacio de estacionamiento serán:

Cuando se coloquen:

Tres o más estacionamientos continuos: Ancho: 2.50 m cada uno

Dos estacionamientos continuos Ancho: 2.60 m cada uno

Estacionamientos individuales Ancho: 3.00 m cada uno

En todos los casos: Largo:5.00 m. Altura: 2.10 m.

- b) Los elementos estructurales podrán ocupar hasta el 5% del ancho del estacionamiento, cuando este tenga las dimensiones mínimas.
- c) La distancia mínima entre los espacios de estacionamiento opuestos o entre la parte posterior de un espacio de estacionamiento y la pared de cierre opuesta, será de 6.50 m.
- d) Los espacios de estacionamiento no deben invadir, ni ubicarse frente a las rutas de ingreso o evacuación de las personas.
- e) No se deberán ubicar espacios de estacionamiento en un radio de 10 m. de un hidrante ni a 3 m. de una conexión de bomberos (siamesa de inyección).
- f) Deberá considerarse en el acceso y circulación, el ancho, altura y radio de giro de las unidades del Cuerpo de Bomberos

Artículo 69.- la ventilación de las zonas de estacionamiento de vehículos, cualquiera sea su dimensión debe estar garantizada, de manera natural o mecánica. Las zonas de estacionamiento en sótanos de un solo nivel, a nivel o en pisos superiores, que tengan o no encima una edificación de uso comercial o residencial, requerirán de ventilación natural suficiente para permitir la eliminación del monóxido de carbono emitido por los vehículos. Las zonas de estacionamiento en sótanos a partir del segundo sótano, requieren de un sistema mecánico de extracción de monóxido de carbono, a menos que se pueda demostrar una eficiente ventilación natural. El sistema de extracción deberá contar con ductos de salida de gases que no afecten las edificaciones colindantes.

RNE – NORMA A.130 REQUISITOS DE SEGURIDAD

Generalidades y Sistemas de Evacuación - Requisitos de seguridad

NORMA A.130

REQUISITOS DE SEGURIDAD

GENERALIDADES

SUB-CAPITULO IV

REQUISITOS DE LOS SISTEMAS DE PRESURIZACIÓN

DE ESCALERAS

Artículo 29°.- El ventilador y el punto de toma de aire deben ubicarse en un área libre de riesgo de contaminación por humos, preferentemente en el exterior o azotea de la edificación.

Artículo 30°.- No es permitida la instalación del ventilador en sótanos o lugares cerrados, donde un incendio adyacente pueda poner en riesgo la extracción de aire, cargando la escalera de humo. El sistema debe contar con inyección de aire para cada piso. La diferencia de presión mínima de diseño entre el interior y el exterior de la caja de la escalera debe ser de 0.05 pulgadas de columna de agua y el máximo de 0.45 pulgadas de columna de agua para edificios protegidos al 100% con rociadores.

Artículo 31°.- El cálculo para el diseño de la escalera se debe realizar teniendo en cuenta como mínimo la puerta de salida en el nivel de evacuación y puertas adicionales dependiendo del número de pisos, cantidad de personas evacuando, u otra condición que obligue a considerar una puerta abierta por un tiempo prolongado. La máxima fuerza requerida para abrir cada una de las puertas de la caja de la escalera no deberá exceder las 30 lbf.

Artículo 32°.- La succión y descarga de aire de los sopladores o ventiladores debe estar dotada de detectores de humo interconectados con el sistema de detección y alarmas del edificio de tal manera que se detenga automáticamente en caso de que ingrese humo por el rodete.

El ventilador deberá ser activado automáticamente ante la activación de cualquier dispositivo del sistema de detección y alarma. Como mínimo deberá activarse por medio de detectores de humo ubicados en cada acceso a las escaleras de escape

- a. a no menos de 3.0 m de las puertas de escape.

Artículo 33°.- La interconexión con el sistema de alarmas y detección (cables) debe tener una protección cortafuego para mínimo 2 horas.

Artículo 34°.- La alimentación de energía para los motores del ventilador debe contar con dos fuentes independientes, de transferencia automática. Las rutas de dichos suministros deben ser independientes y protegidos contrafuego por 2 horas. La transferencia de la fuente de alimentación primaria a la secundaria se debe realizar dentro de los 30 segundos posteriores a la falla de fuente primaria. Se debe separar la llave de control de los motores de presurización de forma que el contactor general no actúe sobre esta alimentación. Todos los cables de suministro eléctrico desde el tablero de alimentación hasta la entrada a motor del ventilador deben contar con una protección contrafuego para mínimo 2 horas.

Artículo 35°.- El ventilador deberá cumplir con los siguientes requisitos:

- a. Listado o equivalente.
- b. Preferentemente del tipo centrífugo radial.
- c. En el caso de que el ventilador sea impulsado por medio de fajas el número de estas debe ser cuando menos 1.5 veces el número de fajas requeridas para el servicio de diseño.
- d. Todo ventilador impulsado por medio de fajas debe tener cuando menos dos fajas
- e. Los cálculos para la selección y la curva del fabricante deben formar parte de los documentos entregados.
- f. Bajo ningún motivo el motor operará por encima de la potencia de placa. La potencia de trabajo de determinará mediante una medición de campo con tres puertas abiertas.
- g. El motor impulsor debe tener cuando menos un factor de servicio de 1.15
- h. El ventilador debe contar con guardas protectoras para las fajas.
- i. El ventilador debe contar con una base para aislar vibraciones.

Artículo 36°.- Los dampers y los ductos deberán cumplir con los siguientes requisitos:

- b. Los dampers deben ser listados según UL 555S.
- c. Los rodamientos de los dampers deben ser auto lubricados o de bronce.
- d. Las hojas deben ser galvanizadas
- e. Los ductos pueden ser de hierro, acero, aluminio, cobre, concreto, baldosas o mampostería según sea el caso.
- f. Cuando los ductos se encuentren expuestos dentro del edificio deberán tener un cerramiento contrafuego de 2 horas.

ASHRAE-Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality, Standard 62

Este estándar resume los requisitos de ventilación que se debe considerar para obtener una calidad aceptable del aire en el interior, con el fin de que los diseñadores creen un clima interior aceptable para mantener la productividad de los ocupantes y la salud. Esta estándar también hace referencia a las concentraciones de CO₂ como indicador de la actividad humana. Los estudios realizados en esta norma han indicado que una tasa de ventilación de 15 CFM por persona es adecuada para diluir el olor corporal producido por el CO₂. (ver Anexo)

ASHRAE- Enclosed Vehicular Facilities Chapter 15

En este capítulo se toma en cuenta los niveles de concentración adecuado para los estacionamientos, así como también indica cuando se utiliza ventilación mecánica, cuando ventilación natural y cuando ventilación mixta. (ver anexo)

ASHRAE - Fire And Smoke Management Chapter 53-Pressurized Stairwells

En este capítulo la ASHRAE recomienda un Sistema de gestión de humo la cual incluye la presurización de escalera y todos los otros métodos que pueden ser utilizados por separado o en combinación para modificar y limitar el movimiento del humo. También hace referencia a los valores de fuerza de apertura, tipo de pruebas a realizar

CAPITULO IX

METRADO Y PRESUPUESTO BASE

9.1 Presupuesto Chiller y Extractores

Para la presentación de este presupuesto se ha considerado indicar claramente todos los accesorios a instalarse, así como también las unidades de medidas convencionales para los diferentes materiales considerados, a fin de poder establecer en un futuro los ratios de instalación que se consideraron.

PRICE WATER HOUSE		Proforma N°07-11082			
Fecha: 23/01/2008					
Empresa:					
Proyecto: SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO					
OFICINAS PRICE WATER HOUSE COOPERS					
EQUIPOS Y ACCESORIOS NUEVOS					
Item	Descripción	CANT.	U NI	Punit (US\$)	Total (US\$)
1.-	PISO 5, 6, 7 Y 8				
1,1	SISTEMA CHILLER (02) unid. DE 125 TON				
	ACCESORIOS PARA EL CHILLER				
	Tanque de expansión, marca TACO (USA), modelo PS-40.	1	u	400	400
	Tanque separador de aire en línea, conexión bridada 6", 125 psi	1	u	1,390	1,390
	Purgadores automáticos de aire, conexión 1/2" x 3/4", marca TACO.	2	u	20	40
	Válvula mariposa, 6", lug style	4	u	180	720
	Manómetro WINTERS (USA), 2.5"dial; 1/4" NPT, rango 0 a 300 psi.	8	u	10	80
	Termómetro de columna WINTERS (USA), 6" largo; Termo pozo 1/2" NPT. Rango -4 a100 °F.	8	u	40	320

	Flow switch modelo F61KB; conexión 1".	2	u	108	216
	Uniones Flexible de neoprene 6", con bridas.	4	u	90	360
	Unión Rígida tipo victaulic de 6".	4	u	42	168
	INSTALACION DE EQUIPO CHILLER				
	Izaje de chiller Incluye acarreo, izaje y montaje sobre la base dejada por la obra civil.	1	G bl	1,740	1,740
	Instalación eléctrica de equipo chiller.	1	G bl	2,600	2,600
1,2	BOMBAS PRIMARIAS Y SECUNDARIAS CENTRIFUGAS				
	BOMBAS PRIMARIAS				
	Caudal 300 GPM @ 55 pies c.a. Marca TACO (USA) Electricidad 7.5 HP, 220V-3ph-60Hz	3	u	1,840	5,520
	ACCESORIOS BOMBAS PRIMARIAS				
	Válvula multipropósito, marca TACO (USA), 3" bridada	3	u	300	900
	Filtro Y, canastilla de inoxidable, mesh 20, 4" bridada.	3	u	180	540
	Uniones Flexibles de neoprene de 4", con bridas.	3	u	60	180
	Uniones Flexibles de neoprene de 3", con bridas.	3	u	50	150
	Válvula Mariposa, 3" lug style.	3	u	85	255
	Manómetro WINTERS (USA), 2.5"dial rango 0 a 300 psi.	4	u	11	44
	Termómetro de columna	2	u	40	80
	Instalación de bomba primaria Incluye acarreo, izaje y montaje sobre la base dejada por la obra civil	1	G bl	820	820
	Instalación eléctrica del sistema de bombeo primario.	1	G bl	1,630	1,630
	BOMBAS SECUNDARIAS				
	Caudal 600 GPM @ 90 pies c.a. Marca TACO (USA) Electricidad 20 HP, 220V-3ph-60Hz	2	u	2,980	5,960
	ACCESORIOS BOMBAS SECUNDARIAS				
	Válvula multipropósito, marca TACO (USA), 5" bridada	2	u	710	1,420
	Filtro Y, canastilla de inoxidable, mesh 20, 4" bridada.	2	u	114	228
	Uniones Flexibles de neoprene de 4", con bridas.	6	u	60	360
	Uniones Flexibles de neoprene de 3", con bridas.	6	u	50	300
	Válvula Mariposa, 4" lug style.	3	u	108	324
	Manómetro WINTERS (USA), 2.5"dial; 1/4" NPT, rango 0 a 300 psi.	6	u	20	120
	Termómetro de columna	2	u	40	80
	Variador de frecuencia, marca DANFOSS (USA), modelo FC-102P15KT2E21, voltaje 220V-3ph-60Hz.	1	u	1,770	1,770
	Transmisor de presión diferencial para agua M230, señal 4-20 mA.	1	u	590	590
	Instalación de bomba secundaria Incluye acarreo, izaje y montaje sobre la base dejada por la obra civil	1	G bl	650	650

	Instalación eléctrica del sistema de bombeo secundario.	1	G bl	1.090	1.090
1,3	EQUIPOS Y ACCESORIOS (NUEVO)				
	FAN COIL DE AGUA HELADA Capacidad: 12,000 BTU/h Marca: York, TCM, Classic ó Similar Electricidad: 220V-1Ø-60Hz	49	u	186	9,114
	FAN COIL DE AGUA HELADA Capacidad: 18,000 BTU/h Marca: York, TCM, Classic ó Similar Electricidad: 220V-1Ø-60Hz	22	u	256	5,632
	FAN COIL DE AGUA HELADA Capacidad: 24,000 BTU/h Marca: York, TCM, Classic ó Similar Electricidad: 220V-1Ø-60Hz	6	u	333	1,998
	FAN COIL DE AGUA HELADA Capacidad: 36,000 BTU/h Marca: York, TCM, Classic ó Similar Electricidad: 220V-1Ø-60Hz	6	u	533	3,198
	FAN COIL DE AGUA HELADA Capacidad: 48,000 BTU/h Marca: York, TCM, Classic ó Similar Electricidad: 220V-1Ø-60Hz	6	u	577	3,462
	FAN COIL DE AGUA HELADA Capacidad: 60,000 BTU/h Marca: York, TCM, Classic ó Similar Electricidad: 220V-1Ø-60Hz	24	u	722	17,328
	INYECTOR CENTRIFUGO Marca: Soler&Palau Modelo: SA Capacidad: 10,500 cfm @ 1.2" Electricidad: 5HP, 220V-3Ø-60Hz	1	u	1,700	1,700
	* Suministro e instalación de válvulas solenoide	113	u	67	7,571
	* Suministro e instalación de válvula de servicio	226	u	13	2,938
	* Suministro e instalación de circuit setter	4	u	150	600
	* Suministro e instalación de termostato	113	u	50	5,650
	* Instalación de drenaje con tubería de PVC-P	113	u	6	678
	* Montaje de equipos fan coil nuevo	113	u	67	7,571
	* Enchaquetado de tubería de agua helada expuesta al medio ambiente.	1	G bl	1,200	1,200
	Suministro é instalación de tubería de fierro con mangueras flexible de espuma elastomérica tipo armaflex				
	Tubería de 3/4"Ø	1	G bl	5,637	5,637
	Tubería de 1"Ø	1	G bl	4,219	4,219
	Tubería de 1-1/4"Ø	1	G bl	8,226	8,226
	Tubería de 1-1/2"Ø	1	G bl	5,367	5,367

	Tubería de 2"Ø	1	G bl	8,571	8,571
	Tubería de 2-1/2"Ø	1	G bl	4,142	4,142
	Tubería de 3"Ø	1	G bl	3,923	3,923
	Tubería de 4"Ø	1	G bl	2,917	2,917
	Tubería de 5"Ø	1	G bl	2,520	2,520
	Tubería de 6"Ø	1	G bl	758	758
	Tubería de 8"Ø	1	G bl	7,560	7,560
1,4	SISTEMA DE DUCTERIAS (NUEVO)				
	Ductos metálicos fabricados en planchas de hierro galvanizado.	1	G bl	22,000	22,000
	Aislamiento de ductos con lana de vidrio de 1.5" de espesor	1	G bl	11,400	11,400
	Duct Liner de 1" de espesor	1	G bl	5,200	5,200
	Ducto flexible	1	G bl	10,600	10,600
	Suministro e instalación de Difusores, pintado de color blanco.	1	G bl	8,913	8,913
	Suministro e instalación de rejillas de retorno, pintado de color blanco.	1	G bl	5,093	5,093
	Bandeja de condensado	1	G bl	3,164	3,164
	Filtro lavable de malla de aluminio	1	G bl	2,712	2,712
2.-	PISO 1-SALA DE CAPACITACION				
2,1	EQUIPOS, ACCESORIOS E INSTALACION				
	EQUIPO SPLIT DUCTO (SOLO FRIO) Capacidad: 60,000 BTU/h Electricidad: 6 KW, 220V-3Ø-60Hz	3	u	1,320	3,960
	INYECTOR HELICOCENTRIFUGO Modelo: TD 800 Caudal: 350 cfm @ 0.8" c.a Electricidad: 180 W, 220V-1Ø-60Hz	2	u	150	300
	Protector eléctrico de inversión de fases	3	u	33	99
	Termostato ambiental	3	u	47	141
	Separador de aceite	3	u	127	381
	Instalación de split ducto 60,000 BTU/h Montaje de equipo Tubería de cobre Carga del sistema con gas refrigerante R-22 Instalación de drenaje con tubería de PVC-P (máx. 1m) Conexión eléctrica de control y fuerza (máx. 1m) Puesta en marcha, pruebas y ajustes	3	u	1,450	4,350

2,2	SISTEMA DE DUCTERIAS				
	Ductos metálicos fabricados en plancha de fierro galvanizado.	1	G bl	2.1	1,152
	Aislamiento de ductos con lana de vidrio de 1.5" de espesor con foil de aluminio.	1	G bl	5.7	484.5
	Aislamiento acústico con duct liner de 1" de espesor.	1	G bl	13	234
	Ducto flexible	1	G bl	10.6	689
	Suministro e instalación de Difusores, pintado de color blanco.	1	G bl	0.14	406
	Suministro e instalación de rejillas de retorno, pintado de color blanco.	1	G bl	0.12	264
	Bandeja de condensado	1	G bl	28	84
	Filtro lavable de malla de aluminio	1	G bl	24	72
	Instalación electromecánica de equipo inyector	1	G bl	60	120
3.-	EXTRACCION DE OLORES				
3,1	EQUIPOS EXTRACTORES				
	EXTRACTOR CENTRIFUGO DE SIMPLE ENTRADA Marca: Soler&Palau Modelo: SA Caudal: 3450 cfm @ 0.7"c.a Electricidad:2HP, 220V-3Ø-60Hz	1	u	705	705
	EXTRACTOR CENTRIFUGO DE SIMPLE ENTRADA Marca: Soler&Palau Modelo: SA Caudal: 1600 cfm @ 0.7"c.a Electricidad: 1 HP, 220V-3Ø-60Hz	2	u	615	1,230
	EXTRACTOR HELICOCENTRIFUGO Modelo: TD 800 Caudal: 460 cfm @ 0.4"c.a Electricidad: 180 W, 220V-1Ø-60Hz	4	u	150	600
	EXTRACTOR HELICOCENTRIFUGO Modelo: TD 800 Caudal: 400 cfm @ 0.4"c.a Electricidad:180W, 220V-1Ø-60Hz	2	u	150	300
	EXTRACTOR HELICOCENTRIFUGO Modelo: TD 800 Caudal: 350 cfm @ 0.4"c.a Electricidad:180W, 220V-1Ø-60Hz	2	u	150	300

	EXTRACTOR HELICOCENTRIFUGO Modelo: TD 800 Caudal: 320 cfm @ 0.4"c.a Electricidad:180W, 220V-1Ø-60Hz	1	u	150	150
	EXTRACTOR HELICOCENTRIFUGO Modelo: TD 800 Caudal: 300 cfm @ 0.4"c.a Electricidad:180W, 220V-1Ø-60Hz	2	u	150	300
	EXTRACTOR HELICOCENTRIFUGO Modelo: TD 500 Caudal: 280 cfm @ 0.4"c.a Electricidad:100W, 220V-1Ø-60Hz	1	u	128	128
	EXTRACTOR HELICOCENTRIFUGO Modelo: TD 500 Caudal: 250 cfm @ 0.4"c.a Electricidad:100W, 220V-1Ø-60Hz	3	u	128	384
	EXTRACTOR HELICOCENTRIFUGO Modelo: TD 500 Caudal: 200 cfm @ 0.4"c.a Electricidad:100W, 220V-1Ø-60Hz	2	u	128	256
	EXTRACTOR HELICOCENTRIFUGO Modelo: TD 500 Caudal: 160 cfm @ 0.4"c.a Electricidad:100W, 220V-1Ø-60Hz	1	u	128	128
	EXTRACTOR HELICOCENTRIFUGO Modelo: TD 350 Caudal: 120 cfm @ 0.4"c.a Electricidad:80W, 220V-1Ø-60Hz	1	u	85	85
	EXTRACTOR HELICOCENTRIFUGO Modelo: TD 350 Caudal: 100 cfm @ 0.4"c.a Electricidad:100W, 220V-1Ø-60Hz	1	u	85	85
3,2	SISTEMA DE DUCTERIAS				
	Ductos metálicos fabricados en planchas de fierro galvanizado.	1	G bl	2.1	5,447.62
	Suministro e instalación de Rejillas de extracción.	1	G bl	0.12	1,380
	Instalación electromecánica de equipo extractor.	1	G bl	1,700	1,700
				Total 1 US\$	248,527
				Total 2 US\$	236,101.
				IGV (19%) US\$	44,859
				Total US\$	280,960

9.2 Presupuesto Sistema de Presurización de Escalera

Ciente G y M

Atención Ing. Karen Kawabata / Ing. Daniel Navarrete

Fecha 24/08/2007

Referencia PRESURIZACION DE ESCALERA

Item	Descripción	Cant	Punit (US\$)	Total (US\$)
1.-	Equipo Inyector de Aire			
	VENTILADOR TIPO CENTRIFUGO DE SIMPLE ENTRADA Marca: Vent Tech Caudal: 4 200 cfm @ 2"c.a. Electricidad: 3 HP, 220V-3Ø-60Hz	1 u	850	850
2.-	ACCESORIOS E INSTALACION MECANICA ELECTRICA			
	Ductos fabricados en planchas de fierro galvanizado de 1/40" de espesor, incluye anclajes y soportería.	1 gbl	990	990
	Rejillas de descarga fabricados en planchas de fierro galvanizado de 1/40" de espesor, pintados de color blanco (fabricación nacional)	1 gbl	252	252
	Damper de alivio regulado por sobre presión	1 u	210	210
	Sensor de presión diferencial Marca: Dwyer o similar	3 u	210	630
	Variador de frecuencia	1 u	580	580
	Filtro de malla de aluminio Dimensiones: 42"x30"	1 u	113.4	113.4
	Instalación de sensor diferencial	3 u	25	75
	Instalación de ventilador Montaje de equipo Base metálica Conexión eléctrica de control y de fuerza (max 1m) Puesta en marcha, pruebas y ajustes	1 u	250	250

Sub Total US\$	3,950.4
IGV (19%) US\$	750.58
Total US\$	4,700

9.3 Presupuesto Sistema de Extracción de Monóxido

Cliente G y M

Atención Ing. Karen Kawabata / Ing. Daniel Navarrete

Fecha 24/08/2007

Referencia EXTRACCION DE MONOXIDO DE CARBONO

Item	Descripción	Cant	US\$ P.U	US\$ P.total
1.-	EQUIPOS DE EXTRACCION DE MONOXIDO			
	EXTRACTOR CENTRIFUGO Marca: Vent Tech o similar Capacidad: 28 180 cfm @ 3" c.a. Electricidad: 220V-3Ø-60Hz	1 u	4,000	4,000
	EXTRACTOR CENTRIFUGO Marca: Vent Tech o similar Capacidad: 29 180 cfm @ 3" c.a. Electricidad: 220V-3Ø-60Hz	1 u	4,000	4,000
2.-	ACCESORIOS E INSTALACION MECANICA ELECTRICA			
	Ductos metálicos fabricados en planchas de fierro galvanizado, incluye soportería	1 gbl	1,650	1,650
	Detector de monoxido de carbono Marca: Macurco o SF Detection	16 u	390	6,240
	Instalación de detector de monóxido	16 u	50	800
	Instalación de extractor centrifugo Montaje de equipo Conexión eléctrica de control Tablero de control y fuerza incluye: 01 arrancador estrella triángulo 01 relé encapsulado, 01 llave termom 01 lámpara de señalización 01 pulsador de arranque y parada 01 selector MOA Puesta en marcha, pruebas y ajustes	2 u	1,350	2,700
	Damper de regulación ubicadas en los ductos de mampostería	28 u	70	1,960
	Rejillas de piso de 52"x14"	47 u	75	3,525
	Rejillas de piso de 50"x12"	64 u	65	4,160

Sub Total US\$ 29,035
IGV (19%) US\$ 5,516
Total US\$ 34,551

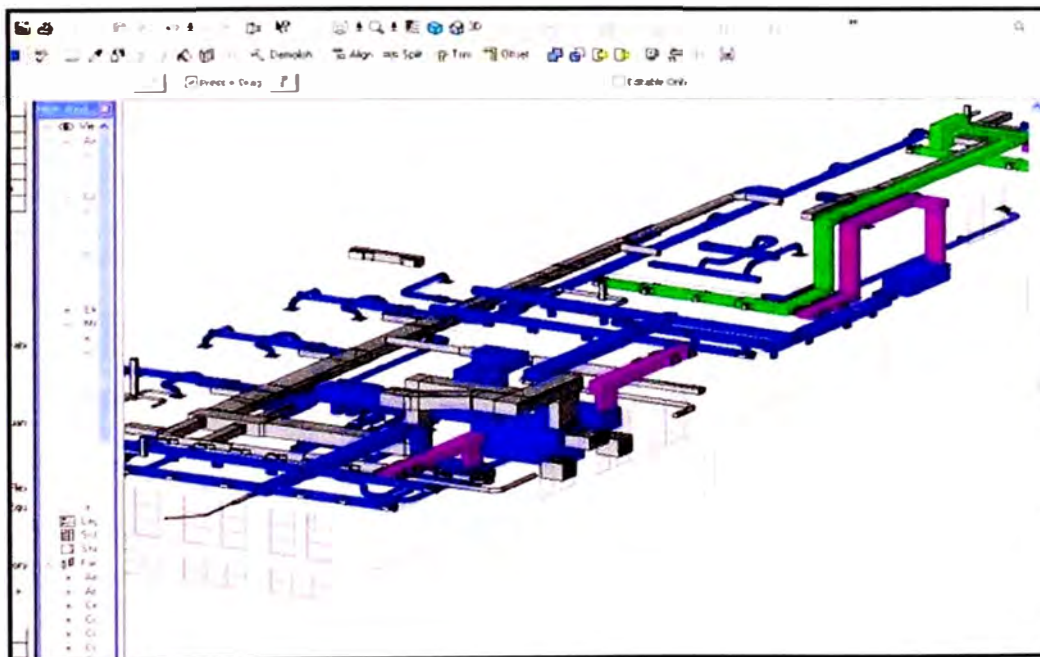
CONCLUSIONES

1. Las características de los materiales, el uso de la infraestructura, la ubicación del local, etc. Son factores que impactan directamente en el cálculo de carga térmica que se tiene que considerar para climatizar el local, este conjunto de datos ingresados de manera correcta en el Software nos brindarán valores de diseño basados en la ASHRAE bajo los cuales nos basamos para realizar la selección de los equipos de aire acondicionado y los demás equipamientos que constituyen el sistema de aire acondicionado y su correspondiente renovación de aire.
2. El sistema centralizado “Unidad Chiller” es el mas adecuado para las características de funcionamiento del edificio, así como también la correcta distribución de la ductería por zonas proporcionan el suministro de aire preciso para controlar la temperatura, humedad y movimiento del aire, esto debido al tiempo y modo de uso del edificio.
3. La correcta selección de los ductos, método de cálculo y ubicación de los accesorios de distribución de aire y elementos de control (sensores de monóxido y transmisores de presión) garantizan que los sistemas de Extracción de Monóxido y Presurización de Escalera cumplirán de manera correcta y oportuna ante cualquier eventualidad.

4. En la actualidad se ha mejorado los conceptos de diseño tanto para el Sistema de Extracción de Monóxido y Presurización de Escalera que son fácilmente adaptables a los nuevos conceptos de arquitectura dispuestos, manteniendo todos los conceptos de funcionalidad para lo cual ha sido creada. Para la fabricación, instalación y pruebas de funcionamiento todas son basadas en normas o estándares internacionales los cuales son aplicadas a nuestra realidad, por ello en los proyectos se hacen referencia a estos puntos.
5. Los cálculos y pruebas realizados para el Sistema de Extracción de Monóxido se realizaron con las normas vigentes del RNE 2008, fecha en la cual se ejecutó el proyecto. Actualmente se cuenta con actualizaciones para este tipo de instalación.
6. Se realizó la observación que los valores ingresados como condiciones exteriores 85°F y 75°F que el programa carga automáticamente por que cuenta con una base de datos para la ciudad de Lima-Perú según la tabla de ASHRAE (en los anexos se adjunta la ficha para Lima-Callao según ASHRAE) difieren con la condiciones actuales con las que se cuenta en Lima, pese a ello la capacidad de 240.59TON llegó a cumplir con las necesidades de confort solicitadas en el proyecto. Posteriormente se realizó la selección colocando los valores actuales de Lima en forma manual y se debieron necesitar 257.62TON para cubrir las necesidades, valor muy cercano a la capacidad instalada, todo ello se puede explicar debido a que se esta trabajando con valores de máximos simultáneos y a los factores de seguridad que se cargan en el software.

7. En la reuniones previas se dejaron en claro las recomendaciones que se pueden generar debido a que en el medio existen varios tipos de sistemas de enfriamiento, así como debido a los altos consumos que se generan se pudieron considerar tratamiento de agua con ablandadores, trabajar con un voltaje mayor, etc. La toma de decisión para estos puntos correspondieron únicamente al cliente.

8. El método utilizado para el dimensionamiento de los ductos y conexiones fue el de caída de presión constante, ya que es un método práctico que relaciona un valor constante para todas las secciones de ducto y se basa en la velocidad máxima permisible en el ducto principal que sale del ventilador a fin de evitar generar demasiado ruido.



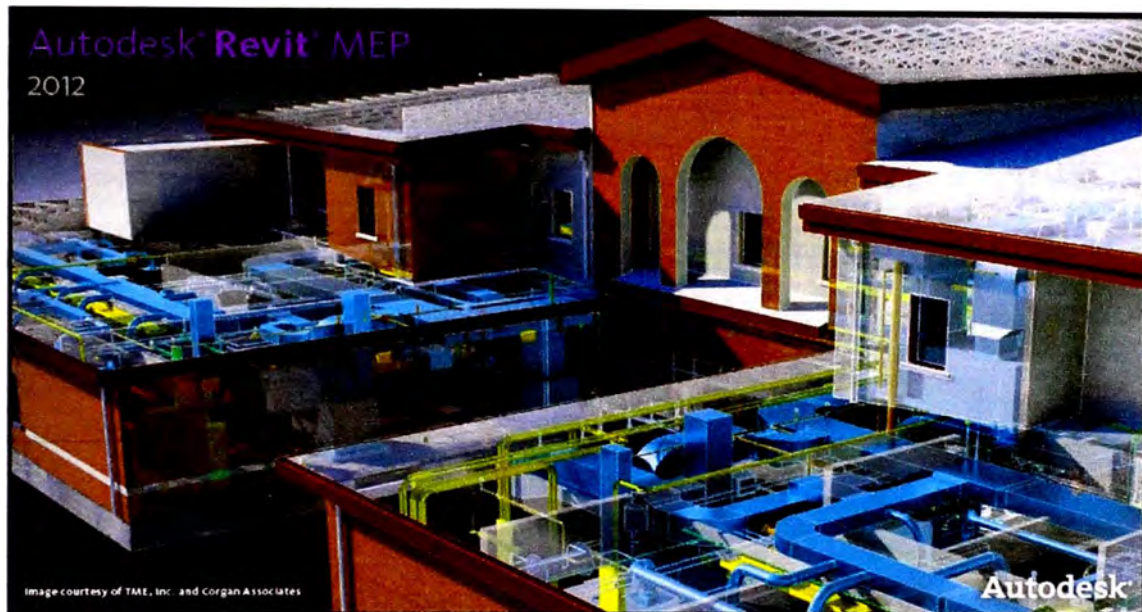
9. La buena interpretación de los valores que nos brindan las hojas de cálculos y software de cálculos en este caso el CHVAC ELITE deben ser bien interpretadas a fin de conseguir los resultados esperados.

10. Durante la conceptualización del sistema de aire acondicionado, es necesario reunirnos cada uno de los integrantes del proyecto como lo son el propietario, arquitectos, ingenieros y personas de las otras especialidades con el fin de compartir la información necesaria previa al diseño, a fin de prever lo necesario y afectar en menor grado la arquitectura propuesta para el edificio.



11. Se debe evitar la instalación de los equipos dentro de los falsos cielos rasos sobre artefactos eléctricos o en lugares que puedan ser peligrosos para los operarios al efectuar los trabajos de mantenimiento.
12. Es necesario realizar inspecciones periódicas a los ductos metálicos a fin de controlar las pérdidas de aire por fugas, así también se debe garantizar la buena instalación del aislamiento térmico a fin de evitar pérdidas de temperatura a través de toda la ductería.
13. Para realizar el proyecto se utilizó los resilentes MASON el cual es un elemento que tiene como fin de evitar transmitir la vibración a los elementos estructurales del edificio.
14. El modelamiento y concepto BIM (Building Information Modeling) puede ser una solución para las nuevas edificaciones a ejecutarse. Es la información completa del edificio traducida a un modelo computacional en tres dimensiones, y puede

ir desde la arquitectura hasta el gasto de energía, pasando por instalaciones, cálculo estructural, costos de mantenimiento, acondicionamiento térmico, etc. Es actualmente un enfoque emergente en los procesos de diseño, análisis y documentación arquitectónicos.



15. Con la palabra "información" nos referimos al conjunto de todos los datos que intervienen en el diseño de un edificio: el número de ventanas, los presupuestos, el dimensionado de los equipos de calefacción y refrigeración, el impacto medioambiental, etc. Toda esa información configura un modelo digital que se puede presentar como un conjunto de documentos coordinados, se puede compartir entre disciplinas y utilizar como herramienta de gestión centralizada de diseño.

Resumen de Experiencia Profesional

En la actualidad la construcción está creciendo en el país cada día con un ritmo mayor, este crecimiento no está acorde con el nivel de solución de los problemas cotidianos al que se enfrentan los diseñadores, instaladores y operadores de sistemas de acondicionamiento de aire u algún otro sistema electromecánico. La instalación del sistema de aire acondicionado para un edificio pasa por varias etapas, que son: Diseño, instalación, operación y mantenimiento constante, servicio al igual que todos los demás sistemas.

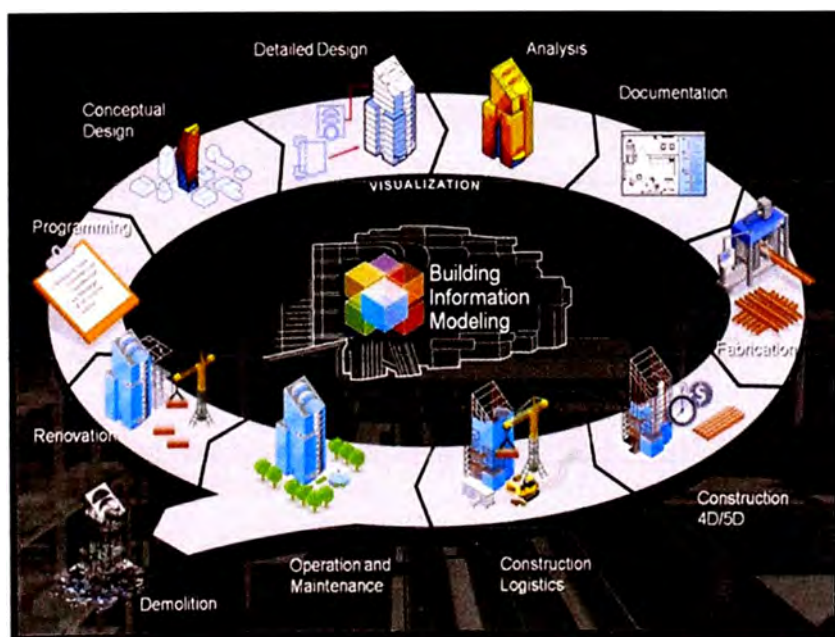
El diseño del proyecto para un edificio de grandes dimensiones es una tarea extremadamente complicada. Puede requerir meses o años, e involucrar a varios grupos de personas.

El diseño para grandes proyectos es responsabilidad de los ingenieros mecánicos ya que son ellos los que tienen que realizar la coordinación del trabajo entre los arquitectos y los ingenieros de las diferentes especialidades siendo una tarea importante y difícil. Incluye la verificación de que el equipo y los materiales que van a instalarse no interfieran físicamente entre si (compatibilizar especialidades). Un error en la coordinación puede ocasionar sobre costos en la obra o retrabajos y extensión en el plazo de entrega.

El Sub contratista mecánico o ingeniero mecánico en este proyecto en particular recibió los planos del proyecto y primero tuvo que compatibilizarlo con reuniones extraordinarias antes de enviar los planos al taller de fabricación.

El ingeniero mecánico es una pieza importante en la obra debido a que realiza estimaciones de costos, compatibiliza las instalaciones, realiza los requerimientos para la instalación del equipamiento, rediseña en varios casos manteniendo el concepto del diseño (por ello la importancia de saber el uso del Software Elite), revisa las especificaciones, supervisa las instalaciones así como también realiza el trabajo de prueba, ajustes y balanceo necesarios para dejar operativo el edificio.

Todo este concepto en resumen está muy relacionado con la filosofía del Moldeamiento con BIM. El concepto BIM engloba la gestión de toda la información que se genera a lo largo del proceso de proyecto, desde la fase de diseño conceptual, el anteproyecto y la toma de decisiones constructivas hasta las fases más avanzadas de diseño de instalaciones, realizando simulaciones constantemente y actualizaciones que ayudan de una forma más rápida a detectar cualquier problema que se pueda originar por el cambio de alguna característica en algún sistema.



BIBLIOGRAFIA

- NATIONAL FIRE PROTECTION ASSOCIATION®101 Life Safety Code. Boston: Edición 2012
- HVAC DUCT CONSTRUCTION STANDARDS. Sheet metal and air conditioning contractors' national association (SMACNA). Virginia: 2da Edición 1985
- MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO. Carrier Air Conditioning Company. New York: 1ra Edición 1980.
- NATIONAL FIRE PROTECTION ASSOCIATION. 92A: Standard for Smoke-Control Systems Utilizing Barriers. Boston: Edición 2005. En:
<http://pdfsb.com/readonline/5a56464464514230563356384458786b-4459469>
- American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers ASHRAE. Standar 62. Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality. En:
http://www.ebtron.com/Standards/StandardsPDF/ASHRAE62_1_2004_Analysis_082505.pdf
- American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers ASHRAE. Capitulo 53. Fire and Smoke Management. En:
https://handbook.ashrae.org/Handbooks/A11/IP/a11_ch53/a11_ch53_ip.aspx
- American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers ASHRAE. Chapter 15. Enclosed Vehicular Facilities. En
https://handbook.ashrae.org/Handbooks/A11/IP/a11_ch15/a11_ch15_ip.aspx

- Ministerio de Vivienda, Construcción y Saneamiento. Reglamento Nacional de Edificaciones [Revista Virtual] 2006. Junio 2012 [Fecha de acceso 15 agosto 2012]. En:
<http://www.urbanistasperu.org/rne/pdf/Reglamento%20Nacional%20de%20Edificaciones.pdf>
- Difusión de aire en locales :
<http://www.emc.uji.es/asignatura/obtener.php?letra=9&codigo=29&fichero=1082540471929>
- Acondicionamiento del aire y refrigeración. Carlo Pizzetti. Ed. Bellisco, 2ª edición española, 1991. Capítulo 18.
- ASHRAE Handbook. Fundamentals. SI Edition. ASHRAE, 1997. Capítulo 31.

PLANOS

Sistema de Aire Acondicionado

- Lámina IM-01 Plano de Distribución en Piso 1
- Lámina IM-02 Plano de Distribución en Piso 2
- Lámina IM-03 Plano de Distribución en Piso 6
- Lámina IM-04 Plano de Distribución en Piso 7
- Lámina IM-05 Plano de Distribución en Piso 8
- Lámina IM-06 Plano de Distribución Azotea, Tabla de Capacidades
- Lámina IM-07 Plano Detalles
- Lámina IM-08 Plano Tablas de Equipos DX, Leyendas y Detalles
- Lámina IM-09 Plano Detalles Base Flotante para Chiller y Bombas.

Sistema de Extracción de Monóxido.

- Lámina I-01 Plano de Sótano 4 Equipos, Rejillas y Sensores
- Lámina I-02 Plano de Sótano 2 y Sótano 3 Rejillas y Sensores
- Lámina I-03 Plano de Sótano 1 Rejillas y Sensores

Sistema de Presurización de Escalera.

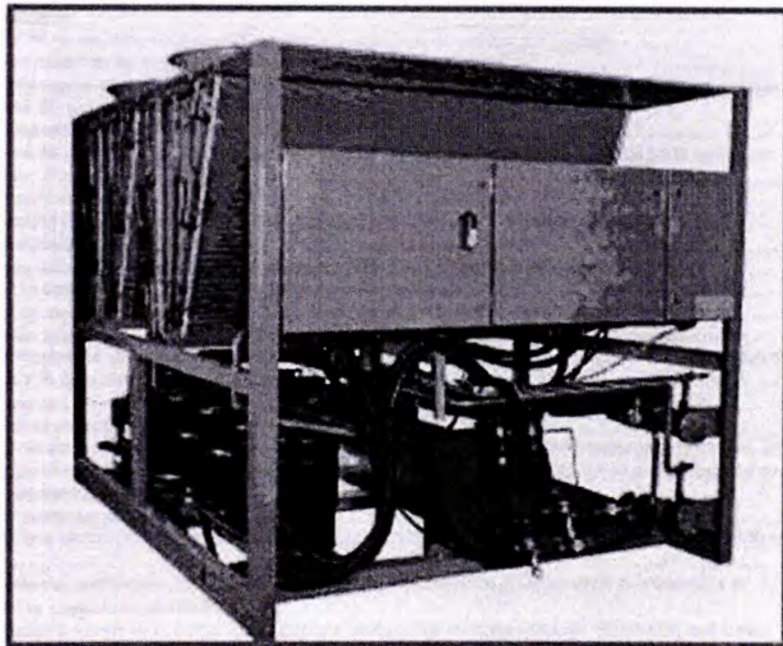
- Lámina PC-01 Plano Plantas Piso 2- Piso 8, Planta Techos
- Lámina PC-02 Plano Cortes, Tablas y Leyendas

ANEXOS

SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

 **YORK**[®]

Tempo



**AIR-COOLED
SCROLL CHILLERS
STYLE A**

YLAA0070 - YLAA0170

13 - 130 TOR

46 - 456 kW

60 HZ

R-410a

PROCOLOS DE PRUEBA CHILLER 1



YORK INTERNATIONAL, S. R. L

CHECK LIST - ARRANQUE DE CHILLER

Orden de compra N°: _____ Fecha: 19/07/2008
 Cliente: PRICEWATERHOUSE Dirección: Edificio Santo Toribio
 Ingeniero Inspector: _____

Chiller Modelo: YLAA0120SE28XAA5XT Chiller Serie: RBTM021901

Compresor N° 1
 N° Modelo: ZP385KCE-TW5-251
 N° Serie: 071148837

Compresor N° 4
 N° Modelo: ZP385KCE-TW5-251
 N° Serie: 07B153021

Compresor N° 2
 N° Modelo: ZP385KCE-TW5-251
 N° Serie: 071148842

Compresor N° 5
 N° Modelo: NO HAY
 N° Serie:

Compresor N° 3
 N° Modelo: ZP385KCE-TW5-251
 N° Serie: 07B153023

Compresor N° 6
 N° Modelo: NO HAY
 N° Serie:

Previo al arranque:

- | | | |
|--|--|--------------------------|
| 1 | El Chiller se encuentra libre de daños por transporte o una mala instalación..... | <input type="checkbox"/> |
| 2 | Todas las tuberías de agua helada han sido terminadas y aisladas..... | <input type="checkbox"/> |
| 3 | No existen fugas en las tuberías de agua helada y el sistema puede cargarse completamente..... | <input type="checkbox"/> |
| 4 | La bomba de agua ha sido arrancada y hay presión de agua..... | <input type="checkbox"/> |
| 5 | Se ha purgado el agua sucia del sistema y solo circula agua limpia..... | <input type="checkbox"/> |
| 6 | La bomba de agua opera en las condiciones previstas, así como se toma nota de la caída de presión en el cooler..... | <input type="checkbox"/> |
| 7 | Se ha instalado manómetro para agua en la entrada y salida del cooler..... | <input type="checkbox"/> |
| 8 | Se ha instalado termómetro para agua en la entrada y salida del cooler (opcional)..... | <input type="checkbox"/> |
| 9 | Se ha instalado y cableado interruptor de flujo a la salida del cooler..... | <input type="checkbox"/> |
| NOTA: Un flujo excesivo de agua puede causar daños irreparables en el equipo. | | |
| 10 | Verificar la operación de los interruptores de suministro de voltaje..... | <input type="checkbox"/> |
| 11 | El panel de control se encuentra libre de materiales externos: cables sueltos, metales, etc..... | <input type="checkbox"/> |
| 12 | Inspección visual del cableado en los paneles de control y fuerza del tablero de suministro..... | <input type="checkbox"/> |
| 13 | Los terminales de los cables se encuentran adecuadamente ajustados a los lados de las llaves térmicas y la caja de terminales del tablero de fuerza del chiller..... | <input type="checkbox"/> |
| 14 | Se verificó la conexión de las 3 fases y se toma nota del voltaje..... | <input type="checkbox"/> |
| 15 | Alimentar el equipo con el voltaje, y verificarlo en las 3 líneas..... | <input type="checkbox"/> |
| 16 | Asegurarse de que los calentadores en cada compresor han sido conectados por lo menos 24 horas de anticipación al arranque, para asegurarnos que no haya refrigerante en el aceite del compresor para el momento del arranque..... | <input type="checkbox"/> |
| 17 | Verificar punto de puesta a tierra..... | <input type="checkbox"/> |
| 18 | Verificar que se tenga como mínimo el 80% de la carga térmica total seleccionada para el trabajo del chiller..... | <input type="checkbox"/> |
- Es importante contar con carga térmica para poder programar y comprobar la eficiencia al 100% de la capacidad del chiller.
 Es importante contar con carga térmica para comprobar la secuencia de operación del chiller
 Es importante contar con carga térmica para verificar todos los parámetros de operación

Por favor remitir la hoja firmada a las oficinas de York, en confirmación de todos los puntos arriba arriba mencionados.

REFRICORP
 NOMBRE, FIRMA Y SELLO DEL CLIENTE

PROCOLOS DE PRUEBA CHILLER 2

CHECK LIST - ARRANQUE DE CHILLER

Orden de compra N°: _____ Fecha: 19/07/2008
 Cliente: PRICEWATERHOUSE Dirección: Edificio Santo Toribio
 Ingeniero Inspector: _____

Chiller Modelo: YLAAD120S28XAA5XT Chiller Serie: RBTM021992

Compresor N° 1
 N° Modelo: ZP385KCE-TW5-251
 N° Serie: 07H134502

Compresor N° 4
 N° Modelo: ZP385KCE-TW5-251
 N° Serie: 07I148841

Compresor N° 2
 N° Modelo: ZP385KCE-TW5-251
 N° Serie: 07H134505

Compresor N° 5
 N° Modelo: NO HAY
 N° Serie:

Compresor N° 3
 N° Modelo: ZP385KCE-TW5-251
 N° Serie: 07H134506

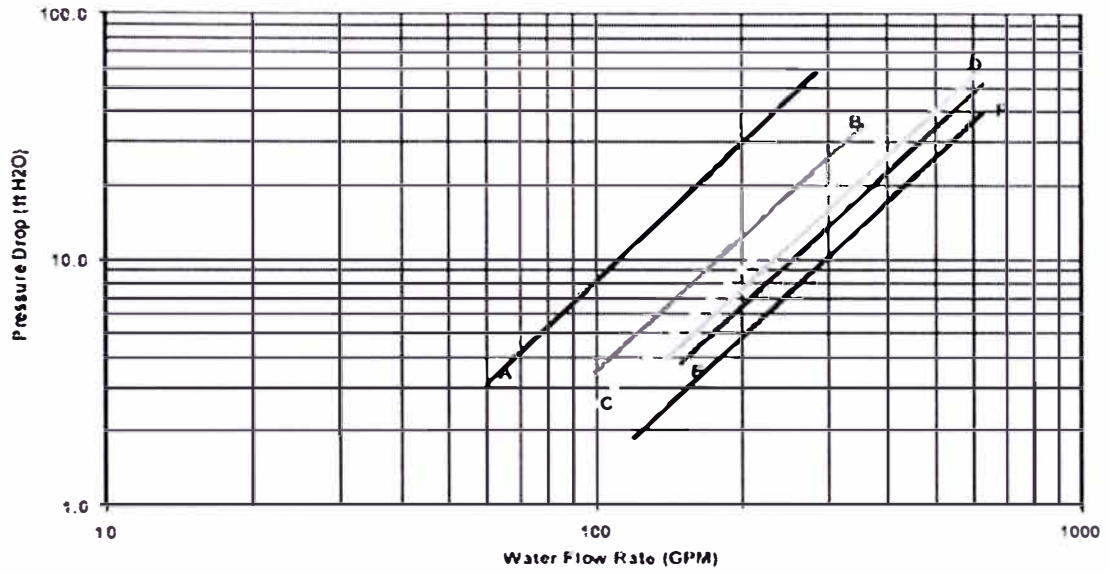
Compresor N° 6
 N° Modelo: NO HAY
 N° Serie:

Previo al arranque:

- 1 El Chiller se encuentra libre de daños por transporte o una mala instalación.....
 - 2 Todas las tuberías de agua helada han sido terminadas y aisladas.....
 - 3 No existen fugas en las tuberías de agua helada y el sistema puede cargarse completamente.....
 - 4 La bomba de agua ha sido arrancada y hay presión de agua.....
 - 5 Se ha purgado el agua sucia del sistema y solo circula agua limpia.....
 - 6 La bomba de agua opera en las condiciones previstas, así como se toma nota de la caída de presión en el cooler.....
 - 7 Se ha instalado manómetro para agua en la entrada y salida del cooler.....
 - 8 Se ha instalado termómetro para agua en la entrada y salida del cooler (opcional).....
 - 9 Se ha instalado y cableado interruptor de flujo a la salida del cooler.....
- NOTA 1:** Un flujo excesivo de agua puede causar daños irreparables en el equipo.
- 10 Verificar la operación de los interruptores de suministro de voltaje.....
 - 11 El panel de control se encuentra libre de materiales externos: cables sueltos, metales, etc.....
 - 12 Inspección visual del cableado en los paneles de control y fuerza del tablero de suministro.....
 - 13 Los terminales de los cables se encuentran adecuadamente ajustados a los lados de las llaves térmicas y la caja de terminales del tablero de fuerza del.....
 - 14 Se verifico la conexión de las 3 fases y se toma nota del voltaje.....
 - 15 Alimentar el equipo con el voltaje, y verificarlo en las 3 líneas.....
 - 16 Asegurarse de que los calentadores en cada compresor han sido conectados por lo menos 24 horas de anticipación al arranque, para asegurarnos que no haya refrigerante en el aceite del compresor para el momento del arranque.....
 - 17 Verificar punto de puesta a tierra.....
 - 18 Verificar que se tenga como mínimo el 60% de la carga térmica total seleccionada para el trabajo del chiller.....
- Es importante contar con carga térmica para poder programar y comprobar la eficiencia al 100% de la capacidad del chiller.
 Es importante contar con carga térmica para comprobar la secuencia de operación del chiller
 Es importante contar con carga térmica para verificar todos los parámetros de operación
- NOTA 2:** El panel de control de este equipo muestra una falla en el display, esto fue notificado al Ing Jimmy Caverio.
- Por favor remitir la hoja firmada a las oficinas de York, en confirmación de todos los puntos arriba amba mencionados.

REFRICORP _____

YLAA Evaporator Pressure Drop (IP Units)

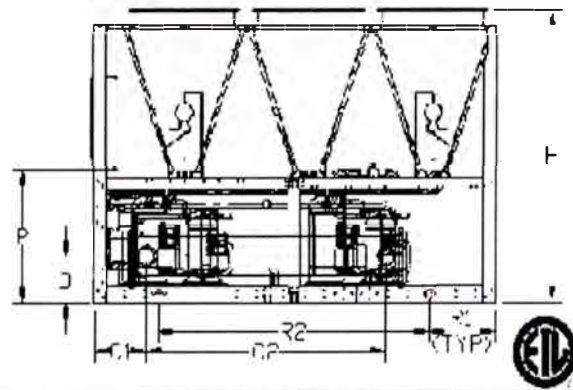
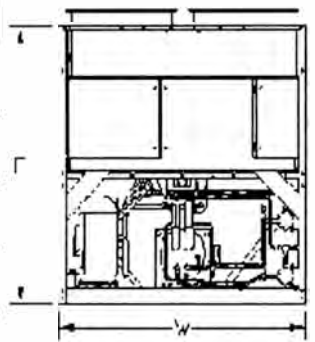
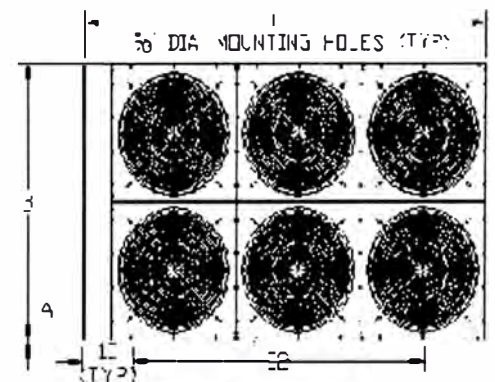


EVAPORATOR	YLAA MODELS
A	70SE
B	80SE
C	91HE 101HE 115SE
D	135SE 150SE
E	90SE
F	120SE 155SE

NOTES:

1. PLACEMENT ON A LEVEL SURFACE FREE OF OBSTACLES (E.G. LIGHT SNOW, FOR WINTER OPERATION) FOR AIR RECIRCULATION. RATED PERFORMANCE, RELIABLE OPERATION AND EASE OF MAINTENANCE. SITE RESTRICTIONS MAY COMPROMISE MINIMUM CLEARANCES INDICATED BELOW, RESULTING IN UNPREDICTABLE AIR FLOW PATTERNS AND POSSIBLE DIMINISHED PERFORMANCE. ACTS UNIT CONTROL WILL OPTIMIZE OPERATION WITHOUT NEARLY HIGH FREQUENCY SHUTOUT. HOWEVER, THE SYSTEM DESIGNER MUST CONSIDER POTENTIAL PERFORMANCE DEREGULATION ACCESS TO THE CONTROL CENTER. AIRSHED THE UNIT IS HIGHER THAN CONDENSING COILS.
2. RECOMMENDED MINIMUM CLEARANCES:
 SIDE TO WALL: 7" (180 MM)
 REAR TO WALL: 7" (180 MM)
 CONTROL PANEL TO END OF WALL: 4" (102 MM)
 TOP - NO OBSTRUCTIONS ALLOWED
 DISTANCE BETWEEN ADJACENT UNITS: 10" (254 MM)
 NO MORE THAN ONE ADJACENT WALL MAY BE HIGHER THAN THE UNIT
3. R410A EQUIPMENT
4. UNIT IS EQUIPPED WITH HYDROKIT

**PRELIMINARY
NOT FOR FABRICATION**



Unit Length (L) (in.)	142.7
Unit Width (W) (in.)	33.0
Unit Height (H) (in.)	160.2
Base to Top of Cabinet (L) (in.)	33.10
Base to Control Panel (P) (in.)	42.75

Evaporator Connection Size (in.)		Evaporator Connection Size (in.)					Refrigerant Location (in.)								
Connection Size	CL (in.)	CL (in.)	L1	L1	L2	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7	L8	L9	L10
8	22.0	102.0	17.25	7.6	117.2	0.0	0.0	7.6	117.2	0.0	0.0	1.36	8.5		

Shipping Wt (lbs.)	Operating Wt (lbs.)	Rigging Hole Locations (in.)				Unit COG (in.)		Access Information	
		R1	R2	R3	R4	X	Y	Door	Access Height (in.)
5920.9	6473.4	23.0	96.0			66.8	51.3	1" Diffraction	6.0

PRODUCT DRAWING
AIR-COOLED SCROLL CHILLER
MODEL YLAAG120SE28
NOT FOR CONSTRUCTION

Project Name: PA071007 REFRICORP
Location:
Engineer:
Contractor:
For REFERENCE
YORK works v.9.3.1.FDW

Sold To:
Cust Part# Order #:
York Contract:

UNIT YLAAG120SE28XAA
TAG

Date: 10/23/07
Rev. Date:

Form:
Dwg. Inv.:
Dwg. Scale: NTS



Dimensiones de la Unidad Chiller

Ratings - 60 Hz - continued

MODEL: YLAA0101HE IPLV= 15.4

LWLT (°F)	AIR TEMPERATURE ON - CONDENSER (°F)																	
	75.0			80.0			85.0			90.0			95.0			100.0		
	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER
40.0	103.5	83.9	13.0	100.5	88.5	12.3	98.1	93.4	11.4	95.2	98.7	10.5	92.3	104.4	9.7	88.2	110.0	8.9
42.0	106.9	84.7	13.5	104.1	89.3	12.6	101.3	94.2	11.7	98.4	99.6	10.8	95.4	105.2	9.9	91.8	110.9	9.1
44.0	110.2	85.5	13.8	107.5	90.2	12.9	104.6	95.1	11.9	101.6	100.4	11.0	98.5	106.1	10.2	94.8	111.8	9.3
45.0	112.1	86.0	14.0	109.2	90.5	13.0	106.3	95.5	12.1	103.2	100.9	11.2	100.1	106.6	10.3	95.3	112.2	9.5
46.0	113.8	86.5	14.1	110.6	91.1	13.2	107.9	96.0	12.2	104.8	101.3	11.3	101.7	107.0	10.4	97.9	112.7	9.6
48.0	117.4	87.4	14.5	114.4	92.0	13.4	111.3	97.0	12.5	108.2	102.3	11.6	104.9	108.0	10.7	101.0	113.6	9.8
50.0	121.1	88.4	14.8	118.0	93.0	13.7	114.8	98.0	12.7	111.5	103.3	11.8	108.0	109.0	10.9	104.2	114.6	10.0

MODEL: YLAA0115SE IPLV= 14.6

LWLT (°F)	AIR TEMPERATURE ON - CONDENSER (°F)																	
	75.0			80.0			85.0			90.0			95.0			100.0		
	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER
40.0	120.1	104.1	12.6	117.0	109.6	11.7	113.7	115.6	10.9	110.4	122.0	10.0	106.9	128.7	9.2	102.8	135.3	8.5
42.0	123.9	105.3	12.9	120.7	110.9	12.0	117.4	116.8	11.1	113.9	123.2	10.3	110.4	129.9	9.5	105.2	136.5	8.7
44.0	127.9	106.5	13.2	124.5	112.1	12.2	121.1	118.0	11.3	117.5	124.4	10.5	113.6	131.1	9.7	109.6	137.8	8.9
45.0	129.9	107.1	13.3	126.5	112.7	12.4	123.0	118.6	11.5	119.4	125.0	10.6	115.7	131.8	9.8	111.3	138.4	9.0
46.0	131.8	107.7	13.4	128.4	113.3	12.5	124.9	119.3	11.6	121.2	125.7	10.7	117.6	132.4	9.9	113.0	139.1	9.1
48.0	135.9	108.9	13.7	132.3	114.6	12.7	128.7	120.5	11.8	124.9	127.0	10.9	121.1	133.7	10.1	115.5	140.4	9.3
50.0	140.0	110.2	14.0	136.3	115.9	13.0	132.6	121.9	12.1	128.7	128.3	11.2	124.8	135.1	10.3	120.0	141.8	9.5

MODEL: YLAA0120SE IPLV= 14.8

LWLT (°F)	AIR TEMPERATURE ON - CONDENSER (°F)																	
	75.0			80.0			85.0			90.0			95.0			100.0		
	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER
40.0	126.7	106.1	13.1	123.2	111.7	12.1	119.7	117.5	11.3	116.0	123.5	10.4	112.3	130.5	9.5	107.8	137.1	8.8
42.0	130.8	107.3	13.4	127.2	112.9	12.4	123.6	118.8	11.5	119.8	125.2	10.6	115.9	131.9	9.8	111.4	138.4	9.0
44.0	135.0	108.5	13.6	131.3	114.2	12.7	127.5	120.1	11.8	123.6	126.6	10.9	119.7	133.2	10.0	115.0	139.8	9.2
45.0	137.1	109.3	13.6	133.3	114.9	12.8	129.5	120.8	11.9	125.6	127.2	11.0	121.5	133.9	10.1	116.8	140.5	9.3
46.0	139.2	110.0	13.9	135.4	115.6	12.9	131.5	121.5	12.0	127.5	127.9	11.1	123.4	134.6	10.2	118.6	141.2	9.4
48.0	143.4	111.3	14.2	139.5	117.0	13.2	135.6	122.9	12.2	131.4	129.3	11.3	127.3	136.0	10.5	122.3	142.6	9.6
50.0	147.7	112.7	14.4	143.7	118.4	13.4	139.8	124.5	12.4	135.4	130.8	11.5	131.1	137.5	10.7	126.0	144.1	9.8

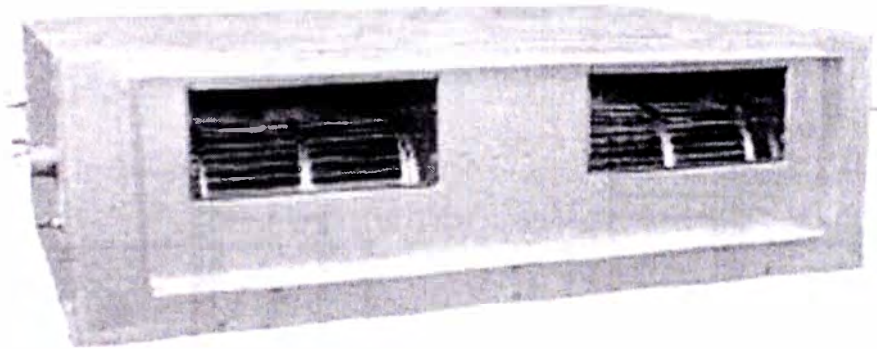
MODEL: YLAA0135SE IPLV= 15.4

LWLT (°F)	AIR TEMPERATURE ON - CONDENSER (°F)																	
	75.0			80.0			85.0			90.0			95.0			100.0		
	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER	TONS	kW	EER
40.0	133.9	112.1	12.5	130.4	115.1	11.9	126.5	124.4	11.0	123.1	131.3	10.2	119.3	138.6	9.4	112.8	145.7	8.7
42.0	138.2	113.3	13.1	134.6	116.3	12.2	131.0	125.6	11.3	127.0	132.5	10.5	123.0	139.8	9.7	115.6	147.0	8.9
44.0	142.7	114.5	13.4	139.0	117.5	12.5	135.2	126.9	11.6	131.2	133.8	10.7	127.3	141.1	9.9	122.5	148.2	9.1
45.0	144.9	115.1	13.5	141.2	117.1	12.6	137.3	127.5	11.7	133.4	134.4	10.8	129.0	141.7	10.0	124.4	148.9	9.2
46.0	147.2	115.8	13.7	143.4	117.8	12.7	139.5	128.2	11.8	135.5	135.1	10.9	131.2	142.3	10.1	126.4	149.5	9.3
48.0	151.8	117.1	14.0	147.8	119.1	13.0	143.9	129.5	12.1	139.7	136.4	11.2	135.5	143.7	10.3	130.4	150.9	9.5
50.0	156.4	118.4	14.2	152.4	120.5	13.2	148.2	131.0	12.3	144.0	137.8	11.4	139.7	145.1	10.5	134.4	152.3	9.7

UNIDADES FAN COIL

Concealed Chilled Water Fan Coil Units

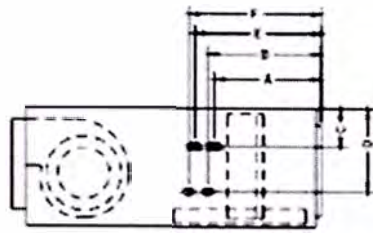
DWX02 thru DWX20
200 CFM thru 2000 CFM



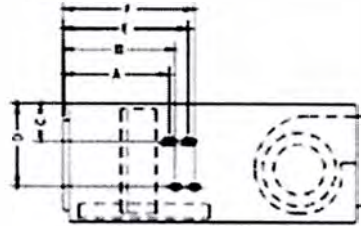
Classic
Zamil AIR CONDITIONERS

DIMENSIONAL DATA - COIL CONNECTIONS

MODELS: DWX02, 03 & 04 (VERTICAL COIL)



RH SIDE



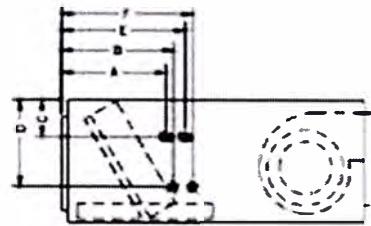
LH SIDE

● INLET
○ OUTLET

MODELS: DWX06 - DWX20 (INCLINED COIL)



RH SIDE



LH SIDE

● INLET
○ OUTLET

MODEL	CHILLED WATER COIL					HOT WATER COIL		
	A	B	C	D	No. OF ROWS	E	F	No. OF ROWS
DWX02	229 (9.0)	227 (9.0)	22 (0.9)	176 (6.9)	3	204 (8.0)	213 (8.4)	3
DWX03	229 (9.0)	227 (9.0)	22 (0.9)	176 (6.9)	3	204 (8.0)	213 (8.4)	3
DWX04	229 (9.0)	227 (9.0)	22 (0.9)	176 (6.9)	3	204 (8.0)	213 (8.4)	3
DWX06	313 (12.3)	314 (12.3)	22 (0.9)	178 (7.0)	3	281 (11.1)	292 (11.5)	3
DWX08	313 (12.3)	314 (12.3)	22 (0.9)	178 (7.0)	3	281 (11.1)	292 (11.5)	3
DWX10	313 (12.3)	314 (12.3)	22 (0.9)	178 (7.0)	3	281 (11.1)	292 (11.5)	3
DWX12	313 (12.3)	314 (12.3)	22 (0.9)	178 (7.0)	3	281 (11.1)	292 (11.5)	3
DWX14	313 (12.3)	314 (12.3)	22 (0.9)	178 (7.0)	3	281 (11.1)	292 (11.5)	3
DWX16	313 (12.3)	314 (12.3)	22 (0.9)	178 (7.0)	4	281 (11.1)	292 (11.5)	4
DWX18	313 (12.3)	314 (12.3)	22 (0.9)	178 (7.0)	4	281 (11.1)	292 (11.5)	4
DWX20	313 (12.3)	314 (12.3)	22 (0.9)	178 (7.0)	4	281 (11.1)	292 (11.5)	4

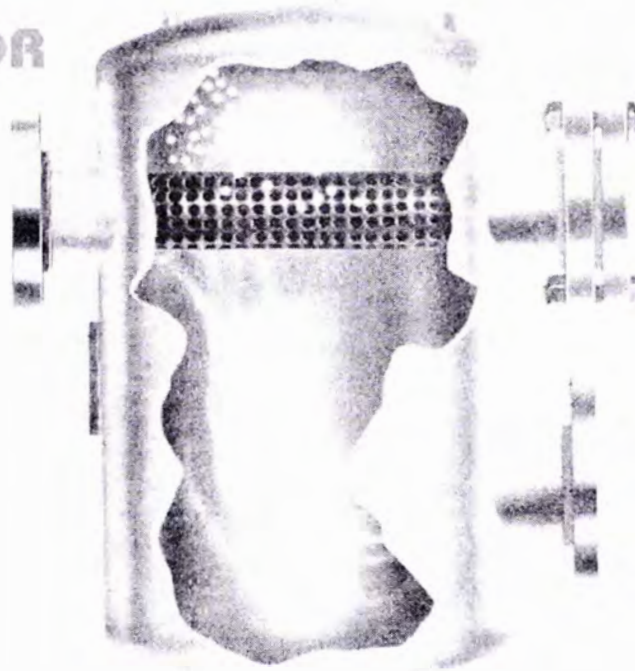
NOTE: A - SHOWS UNIT WITH 1/2" (12.7mm) TYPICAL CLEARANCE FROM WALL

Taco

AIR SEPARATOR

FEATURES

- ASME 125V construction.
- Stainless steel removable strainer.
- 375°F maximum operating temperature.
- Larger sizes require less space than tangential designs.
- Optional higher working pressures.



DIMENSIONS



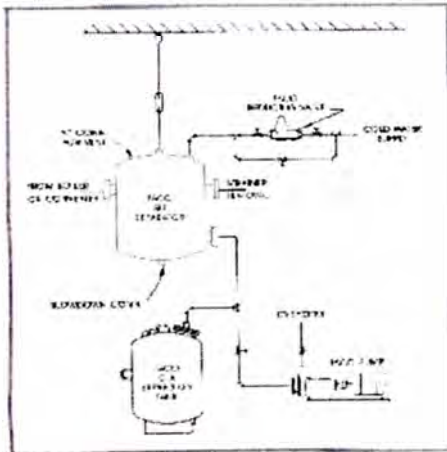
TYPICAL SPECIFICATION

Furnish and install as shown on plans an external air separation unit consisting of a steel tank _____" dia x _____" long

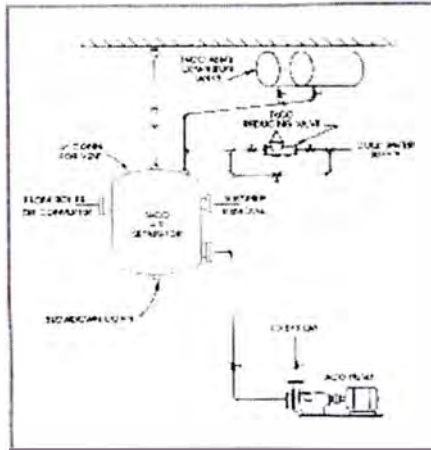
The unit shall have _____" (NPT/anged) inlet and outlet connections and strainer removal connection where specified. The removable strainer shall be of stainless steel with $\frac{3}{4}$ " diameter perforations and a free area of not less than five times the cross-sectional area of the connecting pipe. When strainer is specified, installer shall remove and clean strainer after 24 hours operation and after 30 days operation. Unit shall have separate top fittings for connection to system expansion tank and for air vent. There shall be a bottom connection for blowdown cleaning. Unit must be constructed in accordance with the ASME boiler and pressure vessel code and stamped 125 psig design pressure. Each air separation unit shall be Teco, Inc. Model No. _____ or equal.

TYPICAL PIPING DETAILS

RECOMMENDED



CONVENTIONAL



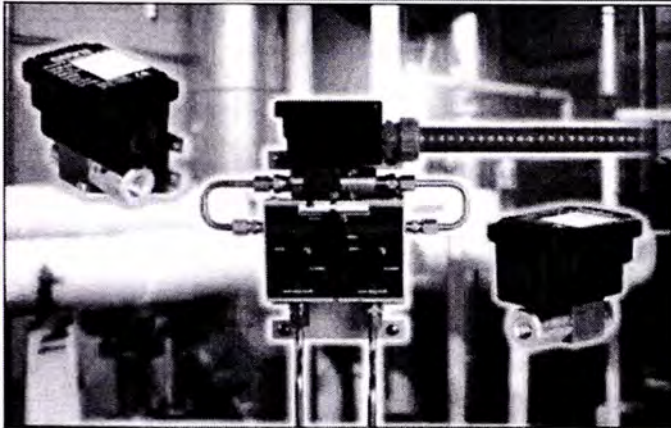
Teco, Inc. 1160 Cranston Street Cranston, Rhode Island 02920 Telephone (401) 547-8100 Telex 95-7627
Teco (Canada) Ltd. 1310 Almcro Blvd. Mississauga, Ontario L4W 1B2 Telephone (416) 625-2100 Telex D0-661179

Form 4400-005 Effective 4-1-86

Printed in U.S.A.
Copyright © 1986
Teco, Inc.

Model 230 Wet/Wet Differential Pressure Transducer

(Available with 3-Valve Manifold Assembly)
Ranges 0 - ±0.5 psid to 0 - 100 psid Liquids or Gases Both Sides



Setra Systems Model 230 is a high output, low differential pressure transducer designed for wet to wet differential pressure measurements of liquids or gases. A fast-response capacitance sensor and signal conditioned electronic circuitry provide a highly accurate, linear analog output proportional to pressure. Both unidirectional and bidirectional pressure ranges are available for applications with line pressure up to 250 psig.

A unique isolation system transmits the motion of the differential pressure sensing diaphragm from the high line pressure environment (e.g. corrosive liquids) to the dry (air) enclosure where it moves one of a pair of capacitance plates proportionally to the diaphragm movement. All parts exposed to the pressure media are stainless steel and elastomer seals. The 230 has a NEMA 4/IP65 rated package to withstand environmental effects. This system responds to

pressure changes approximately 20 times faster than conventional fluid filled transducers. The electronic circuit linearizes output vs pressure and compensates for thermal effects of the sensor.



3-VALVE MANIFOLD

The Model 230 can be supplied with an optional 3-valve manifold assembly for ease of installation and maintenance. The 3-valve manifold is a machined brass body requiring no internal pipe connections, thereby eliminating the risk of leaks. The manifold's rugged, yet compact, construction requires minimum space for installation and use. The 230 bleed ports allow for total elimination of air in the line and pressure cavities if the Model 230 is ordered with the 3-valve manifold, the system is shipped completely assembled and ready for wall or pipe mounting. (Order as Pressure Fitting Code 3V)

Pressure Ranges

UNIDIRECTIONAL		
Pressure Range PSID	Proof Pressure High Side* PSI	Proof Pressure Low Side* PSI
0 to 1	20	2.5
0 to 2	40	5
0 to 5	100	12.5
0 to 10	100	25
0 to 25	250	62.5
0 to 50	250	125
0 to 100	250	250

BIDIRECTIONAL		
Pressure Range PSID	Proof Pressure High Side* PSI	Proof Pressure Low Side* PSI
0 to ±0.5	20	1.25
0 to ±1	40	2.5
0 to ±2.5	100	6.25
0 to ±5	100	12.5
0 to ±10	200	25
0 to ±25	250	62.5
0 to ±50	250	125

*The sensor will operate at different proof pressures. Contact the Setra office or a Setra distributor for specific proof pressure information. The parameters provided herein are for the 230 series only. For more information, visit our website at <http://www.setra.com> or call our sales department at 800-257-3872.

NOTE: Setra 3-valve manifold including ISO 5001 is based on ANSI 21.45.1. This does not apply if the product is NIST calibrated. U.S. Patent nos. 4,548,113

159 Swanson Rd., Boxborough, MA 01719/Telephone: 978-263-1400/Fax: 978-264-0292

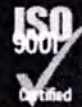
Applications

- Energy Management Systems
- Process Control Systems
- Flow Measurement of Various Gases or Liquids
- Liquid Level Measurement of Pressurized Vessels
- Pressure Drop Across Filters

Features

- NEMA 4/IP65 Rating
- No Liquid Fill Diaphragm
- Available with 3-Valve Manifold Assembly Option
- Low Line Pressure Effect
- Low Cost
- Fast Response
- Gas and Liquid Compatible
- Low Differential Ranges

When it comes to a product to rely on - choose the Model 230. When it comes to a company to trust - choose Setra.



Visit Setra Online:
<http://www.setra.com>

setra
800-257-3872

ACCESORIOS SISTEMA DE EXTRACCION DE MONOXIDO



Carbon Monoxide Detector and Controller



CM-21A

- Low maintenance, no periodic calibration needed
- SPDT fan relay switches 5 amps
- Automatic ventilation controller
- Dual relays: fan (SPDT) & alarm (N.O.)
- Lights reflect system status
- Micro computer controlled
- Long life (7 to 10 years) Solid state sensor

- CM-21A is very specific to carbon monoxide (CO), avoids nuisance alarms.
- CM-21A provides CO detection and automatic exhaust fan control for automotive maintenance facilities, enclosed parking garages, warehouses with forklifts, etc.
- CM-21A meets the requirements of the Uniform Building Code for enclosed garages.
- CM-21A Meets or exceeds UL 2034 standard and OSHA standards for CO exposure.
- Fan relay activates at 35 ppm of CO averaged over 5 minutes. 25 ppm is selectable
- Alarm relay activates at 100 ppm of CO after 30 minutes or 200 ppm after 10 minutes.
- 5 amp SPDT fan relay controls starters of exhaust fans.
- 1.2 amp N.O. alarm relay connects to warning devices or control panels.
- CM-21A mounts on a standard 4x4 electrical box and becomes cover for the box.
- Supervised system: any internal detector problem will cause the fan relay to activate.
- Optional calibration kit is available. One screw allows access for calibration.

Specifications:

Power: 3 watts from 12 to 24 VAC or VDC
 Current: 12 V = 0.25 amps, 24 V = 0.12 amps
 Shipping Weight: 1 pound
 Size: 4 1/2 x 4 x 2 1/8 in.
 Color: gray
 Connections: 7 each #20 wires, 6 inches long
 Mounting box: (not included) 6V4 electric
 Fan relay: 5 amp, 240 VAC, pilot duty, SPDT
 Fan relay activation: 35 or 25 ppm CO after 5 min.
 Alarm relay: 0.5 amp 200 V, 10 VA
 Alarm relay activation: 100 ppm CO after 30 min
 200 ppm CO after 10 min.
 Operating Environ.: 0 to 125 F, 10 to 90 % RH
 Repeatability: ± 10% at 50 ppm calibration point
 Linearity: ± 10%

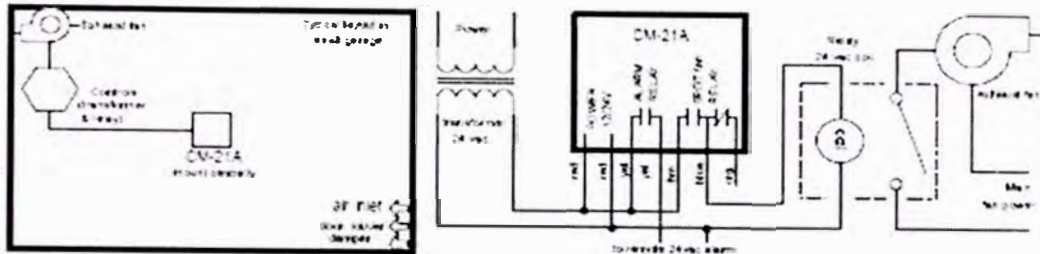
	Carbon monoxide exposure: ppm CO vs. time			
	300 ppm CO	100 ppm CO	50 ppm CO	25 ppm CO ¹
CM-21A Fan Relay	5 min.	5 min.	5 min.	5 min.
CM-21A Alarm Relay	10 min.	30 min.	none	none
UL 2034 Std.	35 min.	90 min.	no std.	no std.
OSHA Std.	no std.	no std.	5 hr TWA	no std.
UBC Std.	60 min.	no std.	5 hr TWA	no std.

1. This response is jumper selectable at 25 ppm; see CM-21A Operating and Installation Instructions.

Manufactured By:

Distributed By:

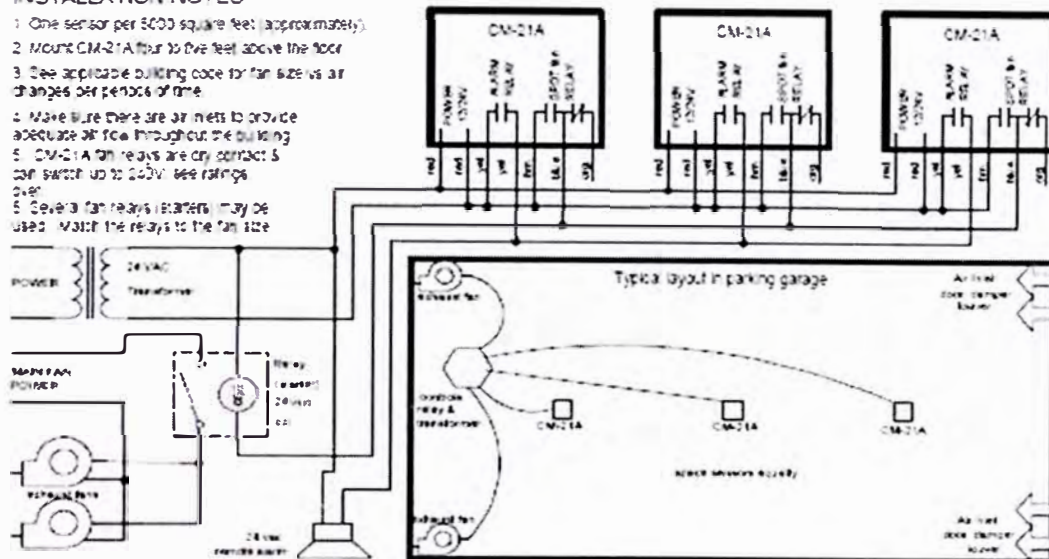
Typical Installation in small garage



Typical multiple CM-21A installation

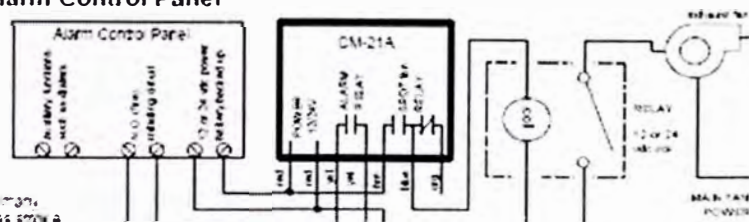
INSTALLATION NOTES

1. One sensor per 5000 square feet (approximately).
2. Mount CM-21A four to five feet above the floor.
3. See applicable building code for fan sizes as air changes per periods of time.
4. Make sure there are air inlets to provide adequate air flow throughout the building.
5. CM-21A fan relays are dry contact. 5 can switch up to 240V; see ratings.
6. Several fan relays (starters) may be used. Match the relays to the fan size.



Typical Connection to Alarm Control Panel

1. CM-21A can be used with 12Vdc or 24Vdc N.O. (N.C.) inter panels.
2. Alarm panel provides battery backed up power to CM-21A.
3. CM-21A dry contact fan relay can use panel power or fan power (see ratings).
4. Match fan relay contacts to fan size and coil voltage to power source.
5. Alarm Control Panels are available with many features. A fan with other features can be shown.



ACCESORIOS SISTEMA DE PRESURIZACIÓN DE ESCALERA

Transmisor de Presión Diferencial

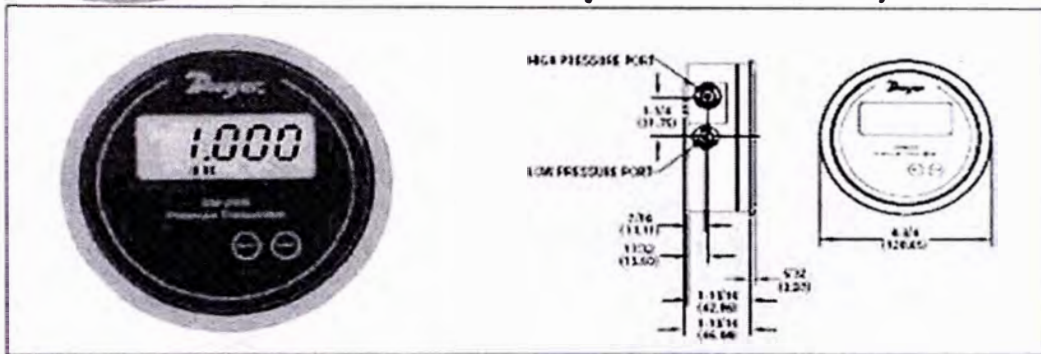
Pressure



Series
DM-2000

Differential Pressure Transmitter

Same Size as Standard Magnehelic® Differential Pressure Gage



The Dwyer Series DM-2000 Differential Pressure Transmitter senses the pressure of air and non-combustible gases and sends a standard 4-20 mA output signal. The DM-2000 housing is specifically designed to mount in the same diameter cabinet as a standard Magnehelic® gage. A wide range of models are available factory calibrated to specific ranges.

Pressure connections are inherent to the glass filled plastic molded housing making installation quick and easy. Digital push-button zero and span simplify calibration over typical transmitters. An optional 3.5 digit LCD shows process and engineering units.

MODELS

Without LCD Display	
Model Number	Range
DM-2002	0-0.25 w.c.
DM-2003	0-0.5 w.c.
DM-2012	0.25-0-0.25 w.c.
DM-2013	0.5-0-0.5 w.c.

With LCD Display	
Model Number	Range
DM-2002-LCD	0-0.25 w.c.
DM-2003-LCD	0-0.5 w.c.
DM-2012-LCD	0.25-0-0.25 w.c.
DM-2013-LCD	0.5-0-0.5 w.c.

ACCESSORIES

- A-299, Six Screw Mounting Bracket
- A-300, Flat Flush Mounting Bracket

SPECIFICATIONS

- Service: Air and non-combustible, compatible gases
- Wetted Materials: Consult Factory
- Accuracy: ±1% F.S. at 10%
- Stability: ±1% F.S./yr.
- Temperature Limits: 20 to 120°F (-6 to 48°C)
- Pressure Limits: 10 psig (0.69 bar)
- Thermal Effect: ±0.055% F.S./°F (±0.000% F.S./°C)
- Power Requirements: 10-35 VDC 12 wires
- Output Signal: 4 to 20 mA
- Zero and Span Adjustments: Digital push button zero and span
- Loop Resistance: DC 0-1250 ohms maximum
- Current Consumption: DC: 30 mA maximum
- Electrical Connections: Screw type terminal block
- Display: 3.5 digit LCD, 0.2" height
- Process Connections: 1/8" I.D. tubing
- Mounting Orientation: Vertical
- Weight: 4.8 oz (135 g)

Variador de Frecuencia



VFD-B

User Manual

High Performance/User-Friendly Powerful AC Motor Drives



230V Series	460V Series
0.75 - 37KW	0.75 - 75KW
1.0 - 50HP	1.0 - 100HP

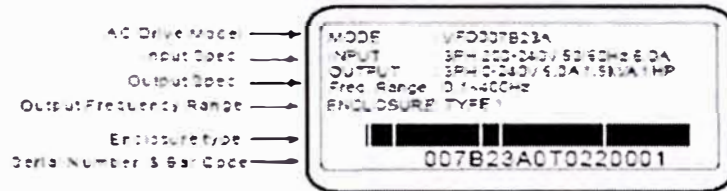
CHAPTER 1 RECEIVING AND INSPECTION

This VFD-B AC drive has gone through rigorous quality control tests at the factory before shipment. After receiving the AC drive, please check for the following

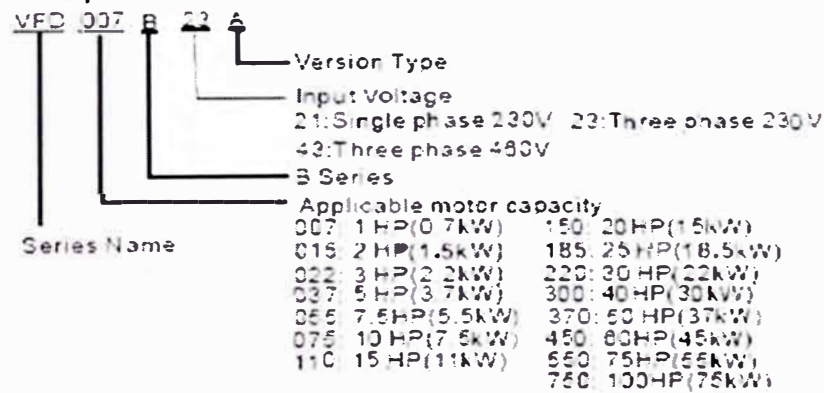
Receiving

- ✓ Check to make sure that the package includes an AC drive, the User Manual, dust covers and rubber bushings.
- ✓ Inspect the unit to insure it was not damaged during shipment.
- ✓ Make sure that the part number indicated on the nameplate corresponds with the part number of your order.

1.1 Nameplate Information: Example for 1HP/0.75kW 3-phase 230V AC drive



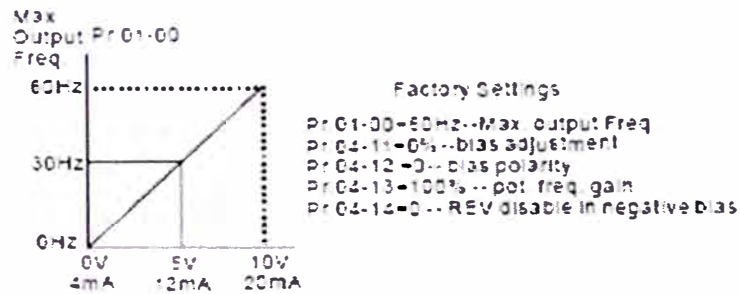
1.2 Model Explanation:



04 - 17	AUI Input Gain	↔	Factory Setting: 100
	Settings	01 to 200%	Unit: 1%
04 - 18	No AUI Negative bias command		Factory Setting: 00
	Settings	00 No AUI Negative bias command 01 Negative bias, REV motion enabled 02 Negative bias, REV motion disabled	

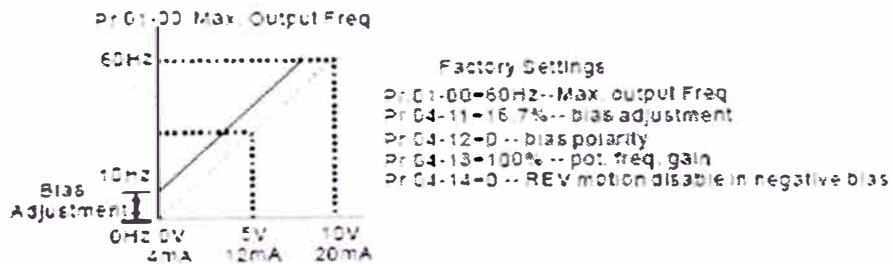
□ Pr 04-00 ~ 04-03, Pr 04-11 ~ 04-18 are used when the source of frequency command is the analog signal. Refer to the following examples.

Example 1:



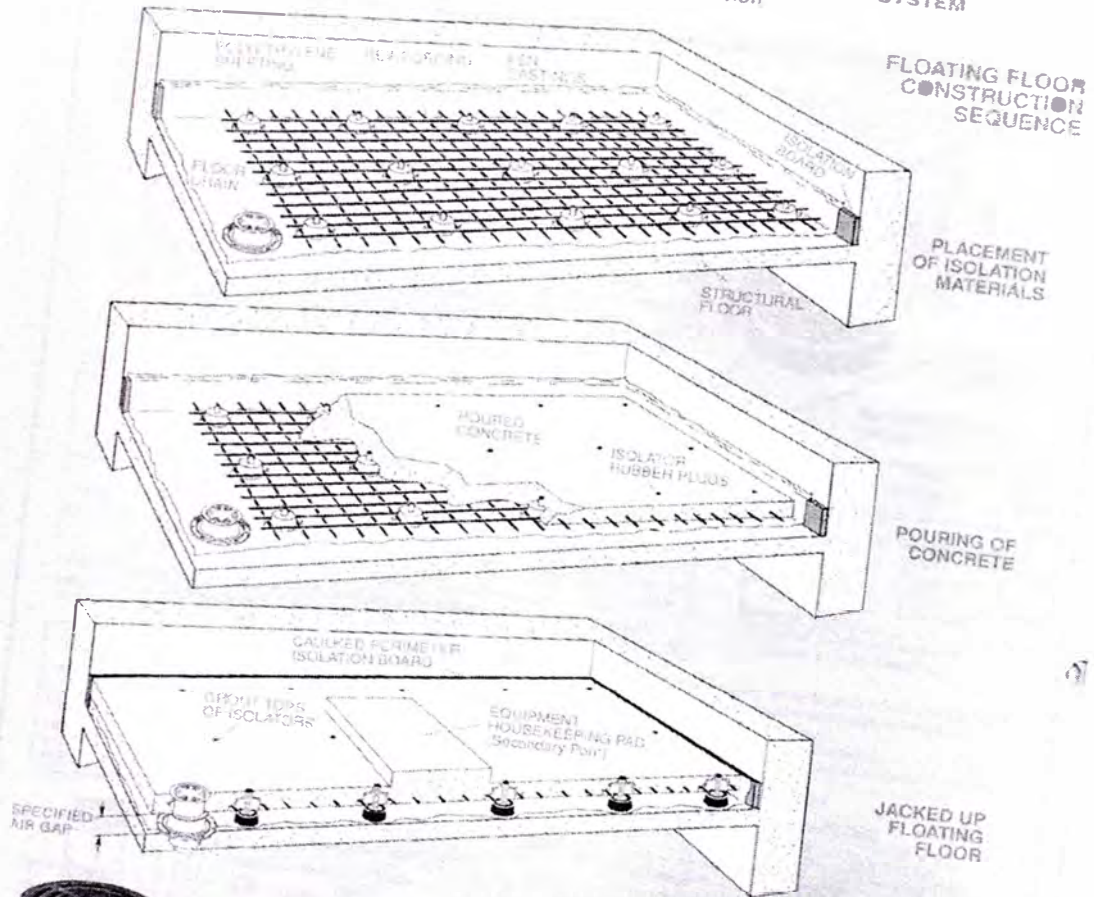
Example 2:

In this example with the potentiometer set to 0V the Output Frequency is 10 Hz. The mid-point of the potentiometer becomes 40 Hz. Once the Maximum Output Frequency is reached any further increase of the potentiometer will not increase output frequency. (If you want to use the range of 60Hz, please refer to the example 3.) The value of external input voltage/current 0-9.33V (4-13.33mA) corresponds to the setting frequency 0-60Hz.



Resilentes

M MECHANICAL EQUIPMENT ROOM NEOPRENE JACK-UP SYSTEM beginning of specification



Type CFDA4 x 4
FLOOR DRAIN



Type PSN
NEOPRENE JACK-UP MOUNT

The following floor specifications are all written in the format of the "United States Construction Specifications Institute". All specifications are available upon request on CD Rom.

NEOPRENE JACK-UP SYSTEM FOR MECHANICAL EQUIPMENT ROOMS WITH MACHINERY SUPPORTED BY THE FLOATING FLOOR.

PART 1 - GENERAL

- 1.01 Description
- A. Scope of Work
 1. Isolate floating floors from building structure by means of jack-up neoprene isolators and perimeter isolation board in each of the mechanical equipment rooms as shown on the drawings.
2. Build sound barrier walls on the floating floors.
 1. If existing barrier walls are used, add the following:
 - B. Substitution of Materials
 1. Substitute materials shall meet or exceed the "quality" of the product.



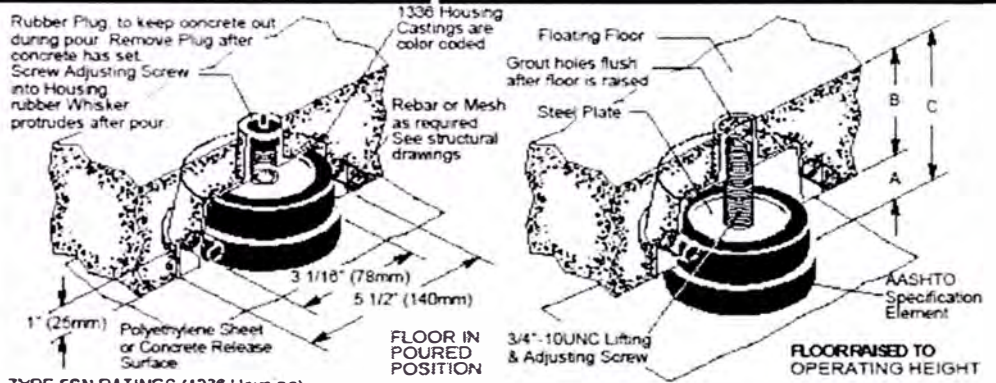
MASON INDUSTRIES, Inc.
Manufacturers of Vibration Control Products

350 Rabro Drive
Hauppauge, NY 11756
631-348-0262
FAX 631-348-0279
Info@Mason-Ind.com

2101 W. Crescent Ave., Suite D
Anaheim, CA 92801
714-535-2727
FAX 714-535-5738
info@MasonAnaheim.com

JOB NAME _____
CUSTOMER _____
CUSTOMER P.O. _____
MASON M.I. _____
DWG. NO. _____

FSN
LDS
JACK-UP
ASSEMBLY
HOUSING
1336



TYPE FSN RATINGS (1336 Housing)

Type	Size	EAFM LDS Element			Load Capacity [lbs kg]				Casting Color Code
		Element No	Color Mark	Diameter ± 5	0.2 Defl 5.0mm	0.3 Defl 8.0mm			
FSN* (3,4,5,6)	500	12530	Green	40	335	152	500	227	Green Red White Orange Yellow
	700	12530	Red	50	470	214	700	318	
	900	12530	White	60	600	273	900	409	
	1300	11901	Red	50	875	398	1300	591	
	1700	11901	White	60	1140	518	1700	773	

Air Gap A	Floor** Thickness B	Overall Height C
Most Common 1" or 2" (25mm or 50mm)	3" - Minimum	Air Gap plus Floor Thickness
Occasionally 3" or 4" (75mm or 100mm)	4" - Most Common	
	5" - Seldom	
	6" - Common	

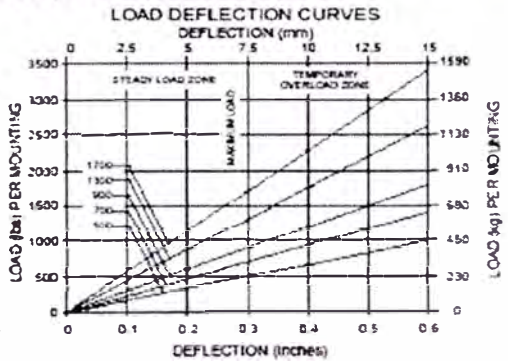
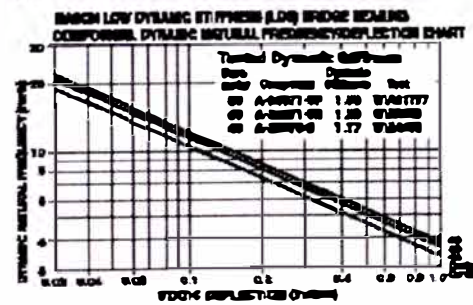
*FSN Housing Height matches floor thickness. Housing suffix indicates housing height, i.e. FSN4 indicates a 4" floor and housing; FSN6, a 6" floor and housing, etc.
Note: Castings can be modified for floors over 6" thick.

**Thicker Floors or Fractional Dimensions as Required

BRIDGE BEARING NATURAL RUBBER SPECIFICATIONS

ORIGINAL PHYSICAL PROPERTIES			TESTING FOR AGING				COMPLETED SLOW SET
(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	(g)	(h)
Comp. Modulus	Tensile Strength at Break (psi)	Elon. at Break (%)	Tensile Strength (psi)	Elon. at Break (%)	Loss in Mod. (%)	Loss in Elong. (%)	20hrs/150°F Method B
2000 psi	200%	10	±5%	±5%	No Change	±5%	±5%
2250 psi	400%	10	±5%	±5%	No Change	±5%	±5%

Mounts are designed for 0.3" maximum deflection under constant load. Temporary loadings may greatly exceed these numbers without damage or permanent set. See graph below. All mountings are molded to AASHTO specifications. The theoretical natural frequency of mounts without Dynamic Stiffness correction: at 0.2" (5.0mm) - 7.0 Hz; / at 0.3" (8.0mm) - 5.7 Hz. Actual frequencies may be read from the chart.



FORM S-001-5 07/07 DWN CHKD DATE DWG No

FSN-1336 JULY 13 1977 FOP

HVAC DUCT CONSTRUCTION STANDARDS METAL AND FLEXIBLE

SECOND EDITION – 1995



**SHEET METAL AND AIR CONDITIONING CONTRACTORS'
NATIONAL ASSOCIATION, INC.
4201 Lafayette Center Drive
Chantilly, VA 20151-1209**

1.1 DUCT SYSTEMS DESIGN

A duct system is an assembly whose primary function is to convey air between specified points. ASHRAE categorizes duct systems as either single path or dual path. Systems should be designed using accepted engineering practice and data such as that in the four ASHRAE Handbooks and the SMACNA *HVAC Duct Systems Design* manual. A duct system may contain ducts under positive and negative pressure. Air velocities will vary within the system. At coils and filters, the velocity may vary from below 1000 fpm (5.08 m/s) to over 3000 fpm (15.24 m/s). Velocity in duct mains and branches can be at constant (high or low) or varying levels. With the many available systems sizing methods (e.g., equal friction, static regain, velocity reduction, total pressure) and system types, performance cannot be economically optimized unless the designer selects construction details appropriate for the given pressure and velocity.

Generally speaking, duct strength, deflection, and leakage are more functions of pressure than of velocity. In conventional systems, noise, vibration, and friction loss are more related to velocity than to pressure.

Because total pressure is less downstream than upstream, a duct construction pressure classification equal to the fan outlet pressure (or to the fan total static pressure rating) cannot economically be imposed on the entire duct system.

Pressure in ducts near room air terminals is nearly always below 1/2" water gage (125 Pa).

For a clear interpretation of requirements for ducts and for economical attainment of performance objectives, it is **ESSENTIAL THAT CONTRACT PLANS IDENTIFY THE PORTION OF EACH DUCT SYSTEM TO BE CONSTRUCTED FOR A PARTICULAR PRESSURE CLASSIFICATION OR THAT THE ENTIRE SYSTEM BE ASSIGNED A PRESSURE CLASSIFICATION.**

1.2 GENERAL PERFORMANCE REQUIREMENTS FOR ALL AIR DUCTS

In fulfilling the function of moving air, the duct assembly must satisfy certain fundamental performance

criteria. Elements of the assembly are sheets, reinforcements, seams, and joints. Theoretical and/or practical limits for the following criteria must be considered for the duct assembly and its elements.

1. Dimensional stability (shape deformation and strength).
2. Containment of the air being conveyed (leakage control).
3. Vibration (fatigue and appearance).
4. Noise (generation, transmission, or attenuation).
5. Exposure (to damage, weather, temperature extremes, flexure cycles, wind, corrosive atmospheres, biological contamination, flow interruption or reversal, underground or other encasement conditions, combustion, or other in-service conditions).
6. Support (alignment and position retention).
7. Seismic restraint.
8. Thermal conductivity (heat gain or loss and condensation control).

In establishing limitations for these factors, consideration must be given to effects of the pressure differential across the duct wall, airflow friction losses, air velocities, infiltration or exfiltration, as well as the inherent strength characteristics of the duct components. Construction methods that economically achieve the predicted and desired performance must be determined and specified. To the extent that functional requirements for ducts are not identified by test or rating criteria, the construction details here represent acceptable practice in the industry except in special service conditions. Where other construction details are needed to meet the special needs of a particular system design, the designer should comply with appropriate construction standards.



1.0 DUCT CONSTRUCTION

NOTES FOR SPECIFIER

Ductwork and supports shall conform to the *HVAC Duct Construction Standards, Metal, and Flexible, Second Edition, 1995*. Where fittings of configurations not shown in the HVAC-DCS are shown on the contract drawings, they shall be constructed as though they were therein.

1.1 DUCT DIMENSIONS

Duct dimensions shown on the contract drawings are for airflow area. When ducts are accoustically lined, their dimensions shall be increased as necessary.

1.2 DUCT PRESSURE CLASS

Duct pressure classes are identified on the contract drawings.

Schedule the pressure classes here by fan system number, or portion thereof, if they are ot shown on the drawings

1.3 DUCT SEAL CLASS

Ducts shall be sealed as specified in the HVAC- DCS

Review DCS pages 1- 7 to 1- 9.

1.4 DUCT LEAKAGE CLASS

Consult the HVAC- Air Duct Leakage Test Manual and select appropriate allowable leakage. If field leak tests are required, appropriate test pressures and clear scope of testing must be specified.

1.5 DUCT LINER

Metal nosing shall be used on leading edges of each piece of lined duct when the velocity exceeds 4000 fpm (20.3 m/s) otherwise, it shall be used on the leading edge of any lined duct section that is preceded bt unlined duct.

See duct liner text and references in the HVAC-DCS and specify the material, thickness, density, and performance characteristics desired.

1.6 FLEXIBLE DUCT AND CONNECTOR

Where the specifications for connecting and supporting these in the HVAC-DCS are more stringent or restrictive, they shall supersede.

Consult the applicable codes, The U.L. Fire Resistance Directory, references in the HVAC-DCS, the Air Diffusion Council's Flexible Air Duct Performance and Installation Standards and identify the products and performance characteristics desired.

1.7 VIBRATION ISOLATION CONNECTORS

Flexible isolation connectors shall not exceed 10 inches in length in direction of airflow and shall be made of flame retardant fabric having a flame spread rating not over 25 and a smoke developed rating not over 50.



SYMBOL MEANING	SYMBOL	SYMBOL MEANING	SYMBOL
POINT OF CHANGE IN DUCT CONSTRUCTION (BY STATIC PRESSURE CLASS)		SUPPLY GRILLE (SG)	
DUCT (1ST FIGURE, SIDE SHOWN 2ND FIGURE, SIDE NOT SHOWN)		RETURN (RG) OR EXHAUST (EG) GRILLE (NOTE AT FLR OR CLG)	
ACOUSTICAL LINING DUCT DIMENSIONS FOR NET FREE AREA		SUPPLY REGISTER (SR) (A GRILLE + INTEGRAL VOL. CONTROL)	
DIRECTION OF FLOW		EXHAUST OR RETURN AIR INLET CEILING (INDICATE TYPE)	
DUCT SECTION (SUPPLY)		SUPPLY OUTLET, CEILING, SQUARE (TYPE AS SPECIFIED) INDICATE FLOW DIRECTION	
DUCT SECTION (EXHAUST OR RETURN)		SUPPLY OUTLET, CEILING, SQUARE (TYPE AS SPECIFIED) INDICATE FLOW DIRECTION	
INCLINED RISE (R) OR DROP (D) ARROW IN DIRECTION OF AIR FLOW		TERMINAL UNIT. (GIVE TYPE AND OR SCHEDULE)	
TRANSITIONS: GIVE SIZES. NOTE F.O.T. FLAT ON TOP OR F.O.B. FLAT ON BOTTOM IF APPLICABLE		COMBINATION DIFFUSER AND LIGHT FIXTURE	
STANDARD BRANCH FOR SUPPLY & RETURN (NO SPLITTER)		DOOR GRILLE	
WYE JUNCTION		SOUND TRAP	
VOLUME DAMPER MANUAL OPERATION		FAN & MOTOR WITH BELT GUARD & FLEXIBLE CONNECTIONS	
AUTOMATIC DAMPERS MOTOR OPERATED		VENTILATING UNIT (TYPE AS SPECIFIED)	
ACCESS DOOR (AD) ACCESS PANEL (AP)		UNIT HEATER (DOWNBLAST)	
FIRE DAMPER: SHOW — VERTICAL POS. SHOW — HORIZ. POS.		UNIT HEATER (HORIZONTAL)	
SMOKE DAMPER		UNIT HEATER (CENTRIFUGAL FAN) PLAN	
FIRE & SMOKE DAMPER - SMOKE DAMPER - RADIATION DAMPER -		THERMOSTAT	
TURNING VANES		POWER OR GRAVITY ROOF VENTILATOR - EXHAUST (ERV)	
FLEXIBLE DUCT FLEXIBLE CONNECTION		POWER OR GRAVITY ROOF VENTILATOR - INTAKE (SRV)	
GOOSENECK HOOD (COWL)		POWER OR GRAVITY ROOF VENTILATOR - LOUVERED	
BACK DRAFT DAMPER		LOUVERS & SCREEN	

SMACNA SYMBOLS FOR VENTILATION & AIR CONDITIONING



SYMBOL MEANING	SYMBOL	SYMBOL MEANING	SYMBOL
POINT OF CHANGE IN DUCT CONSTRUCTION (BY STATIC PRESSURE CLASS)		SUPPLY GRILLE (SG)	
DUCT (1ST FIGURE, SIDE SHOWN 2ND FIGURE, SIDE NOT SHOWN)		RETURN (RG) OR EXHAUST (EG) GRILLE (NOTE AT FLR OR CLG)	
ACOUSTICAL LINING DUCT DIMENSIONS FOR NET FREE AREA		SUPPLY REGISTER (SR) (A GRILLE + INTEGRAL VOL. CONTROL)	
DIRECTION OF FLOW		EXHAUST OR RETURN AIR INLET CEILING (INDICATE TYPE)	
DUCT SECTION (SUPPLY)		SUPPLY OUTLET. CEILING, SQUARE (TYPE AS SPECIFIED) INDICATE FLOW DIRECTION	
DUCT SECTION (EXHAUST OR RETURN)		SUPPLY OUTLET. CEILING, SQUARE (TYPE AS SPECIFIED) INDICATE FLOW DIRECTION	
INCLINED RISE (R) OR DROP (D) ARROW IN DIRECTION OF AIR FLOW		TERMINAL UNIT. (GIVE TYPE AND OR SCHEDULE)	
TRANSITIONS: GIVE SIZES. NOTE F.O.T. FLAT ON TOP OR F.O.B. FLAT ON BOTTOM IF APPLICABLE		COMBINATION DIFFUSER AND LIGHT FIXTURE	
STANDARD BRANCH FOR SUPPLY & RETURN (NO SPLITTER)		DOOR GRILLE	
WYE JUNCTION		SOUND TRAP	
VOLUME DAMPER MANUAL OPERATION		FAN & MOTOR WITH BELT GUARD & FLEXIBLE CONNECTIONS	
AUTOMATIC DAMPERS MOTOR OPERATED		VENTILATING UNIT (TYPE AS SPECIFIED)	
ACCESS DOOR (AD) ACCESS PANEL (AP)		UNIT HEATER (DOWNBLAST)	
FIRE DAMPER: SHOW — VERTICAL POS. SHOW — HORIZ. POS.		UNIT HEATER (HORIZONTAL)	
SMOKE DAMPER		UNIT HEATER (CENTRIFUGAL FAN) PLAN	
FIRE & SMOKE DAMPER -		THERMOSTAT	
SMOKE DAMPER - RADIATION DAMPER -		POWER OR GRAVITY ROOF VENTILATOR - EXHAUST (ERV)	
TURNING VANES		POWER OR GRAVITY ROOF VENTILATOR - INTAKE (SRV)	
FLEXIBLE DUCT FLEXIBLE CONNECTION		POWER OR GRAVITY ROOF VENTILATOR - LOUVERED	
GOOSENECK HOOD (COWL)		LOUVERS & SCREEN	
BACK DRAFT DAMPER			

SMACNA SYMBOLS FOR VENTILATION & AIR CONDITIONING

READING GUIDE SUMMARY

Example: 54" x 18" duct, 5 ft joint spacing. On 54" sides use F joints on 22 ga. On 18" sides flat slips or drives qualify per column 2.

Example: 54" x 30" duct, 22 gage. Use F at 5 ft. on 54". On 30" use D at 5 ft. or E at 10 ft. If you put joints on the 30" side at 5 ft. spacing, they must be D rated.

Comment: If the table requires a letter code, all joints on that side must qualify for the minimum code letter related to the minimum gage and the spacing.

Joint Option: Backup member qualifies Hemmed "S" Slip - Reinforced or Drive Slip - Reinforced for letter code when selected from Table 1-10.

Use Drive Slip or Hemmed "S" Slip on duct gage in column 2



DRIVE SLIP OR



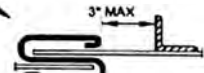
HEMMED "S" SLIP

Duct Gage	26 to 22	20	18	16
Minimum Flat Slip and Drive Gage	24	22	20	18



HEMMED "S" SLIP

OR



DRIVE SLIP - REINFORCED

Spacing refers to letter code: use joint-to-joint, joint-to-intermediate or intermediate-to-intermediate. Columns 3 to 10 are alternatives.

The drive slip is accepted as being A rated up to 20" length.

1" W.G. STATIC POS. OR NEG. DUCT DIMENSION	NO REINFORCE- MENT REQUIRED	REINFORCEMENT CODE FOR DUCT GAGE NO.								
		REINFORCEMENT SPACING OPTIONS								
		10'	8'	6'	5'	4'	3'	24G	2'	
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	
10" dn	26 ga	NOT REQUIRED								
11, 12"	26 ga.	NOT REQUIRED								
13, 14"	24 ga.	B-26	B-26	B-26	B-26	B-26	A-26	A-26	A-26	
15, 16"	22 ga.	B-24	B-20	B-26	B-26	B-26	B-26	B-26	A-26	
17, 18"	22 ga.	B-24	B-20	B-26	B-26	B-26	B-26	B-26	B-26	
19, 20"	20 ga.	C-24	C-26	C-26	C-26	C-26	B-26	B-26	B-26	
21, 22"	18 ga.	C-24	C-24	C-26	C-26	C-26	B-26	B-26	B-26	
23, 24"	18 ga.	C-24	C-24	C-26	C-26	C-26	C-26	B-26	B-26	
25, 26"	18 ga.	D-22	D-24	C-26	C-26	C-26	C-26	C-26	B-26	
27, 28"	16 ga.	D-22	D-24	D-26	C-26	C-26	C-26	C-26	C-26	
29, 30"	16 ga.	E-22	D-24	D-26	D-26	C-26	C-26	C-26	C-26	
31-36"		E-20	E-22	E-24	D-24	D-26	C-26	C-26	C-26	
37-42"		F-18	F-20	F-22	E-24	E-26	D-26	D-26	C-26	
43-48"		G-18	G-18	F-20	F-22	E-24	E-26	E-26	D-26	
49-54"		H-18	H-18	G-20	F-22	F-24	E-24	E-24	E-24	
55-60"		H-18	G-20	G-22	F-24	F-24	E-24	E-24	E-24	
61-72"		NOT DESIGNED								
73-84"		NOT DESIGNED								
85-96"		NOT DESIGNED								
97-108"		NOT DESIGNED								
109-120"		NOT DESIGNED								

See page 1-15. Circles in the Table denotes only column numbers. For column 2, see Fig. 1-7. For Columns 3 through 9, see Introduction to Schedules. The number in the box is minimum duct gage; the alphabet letter is the minimum reinforcement grade for joints and intermediates occurring at a maximum spacing interval in the column heading. A listing such as H18G means that the H may be downsized to G with a tie rod. At higher pressures and large widths, a reinforcement such as Jt means that only tie rod members are given.

TABLE 1-11
(Option)
TRANSVERSE JOINT

MINIMUM RIGIDITY CLASS	T-18 STANDING S	
	H x T	WT LP
A	0.5	Use D
B	1.0	1 x 26 ga
C	1.9	1 x 22 ga
D	2.7	1 x 18 x 20 ga
E	6.5	1 1/8 x 18 ga
F	12.0	Use G
G	15.0	1 5/8 x 18 ga
H	22	
I	80	
J	80	
K	103	
L	207	

TABLE 1-10
(Option)
INTERMEDIATE

REINFC. CLASS	ANGLE	
	H x T (MIN)	WT LP
A	0.5	Use C
B	1.0	Use C
C	1.9	C1 x 16 ga C3/4 x 1/8
D	2.7	H/4 x 1/8 C1 x 1/8
E	6.5	C1 1/4 x 1/2 ga H 1 x 1/8
F	12.0	H 1 1/4 x 1/8
G	15.0	1 1/2 x 1/8
H	22	2 1/2 x 3/16 2 x 1/8
I	80	C2 x 3/16 2 1/2 x 1/8
J	80	H/2 x 3/16 C2 x 1/4 2 1/2 x 1/8 (+)
K	103	2 1/2 x 3/16
L	207	H/2 1/2 x 1/4

C angle is cold rolled.
H angle is hot rolled.



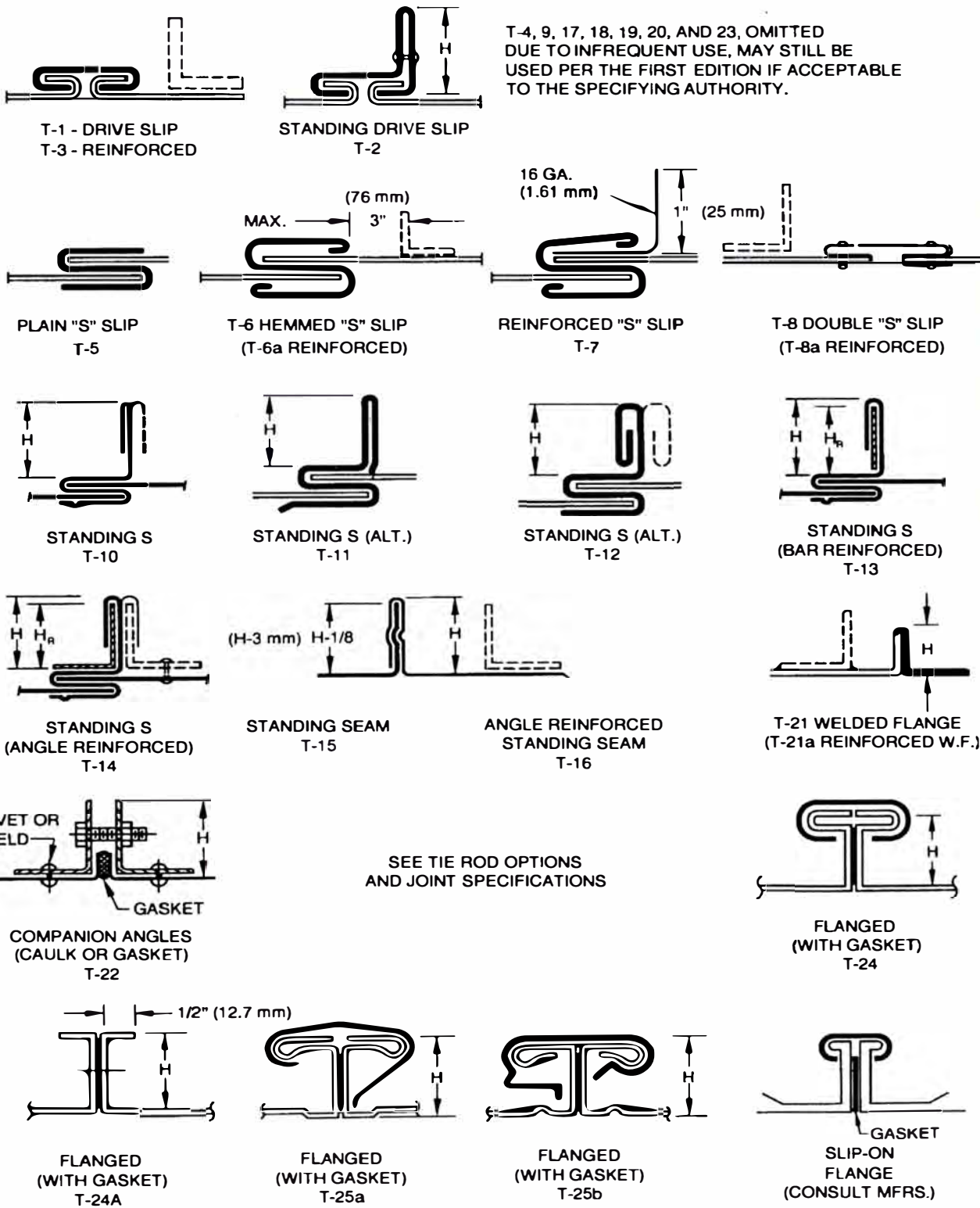


FIGURE 1-4 TRANSVERSE (GIRTH) JOINTS

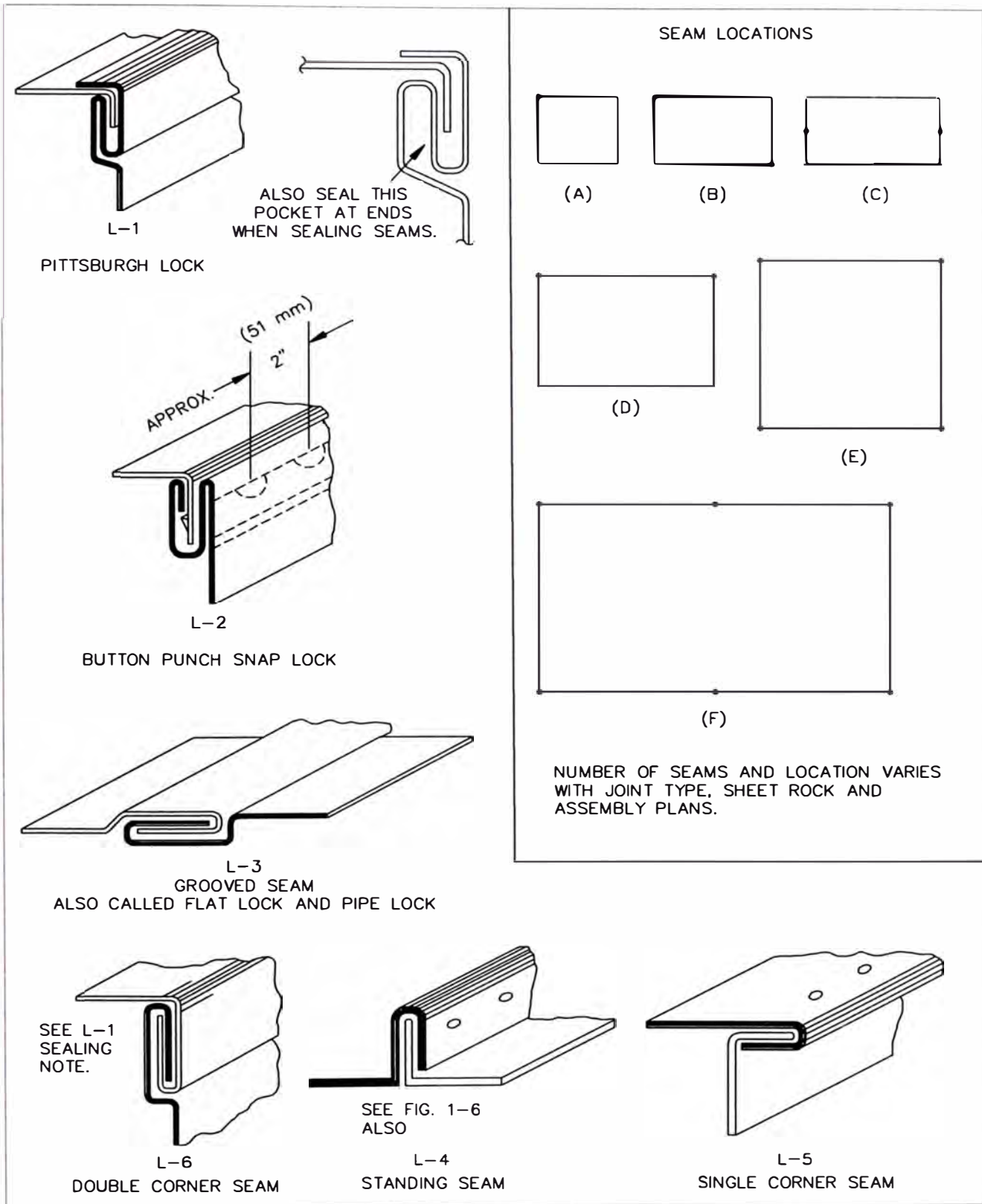
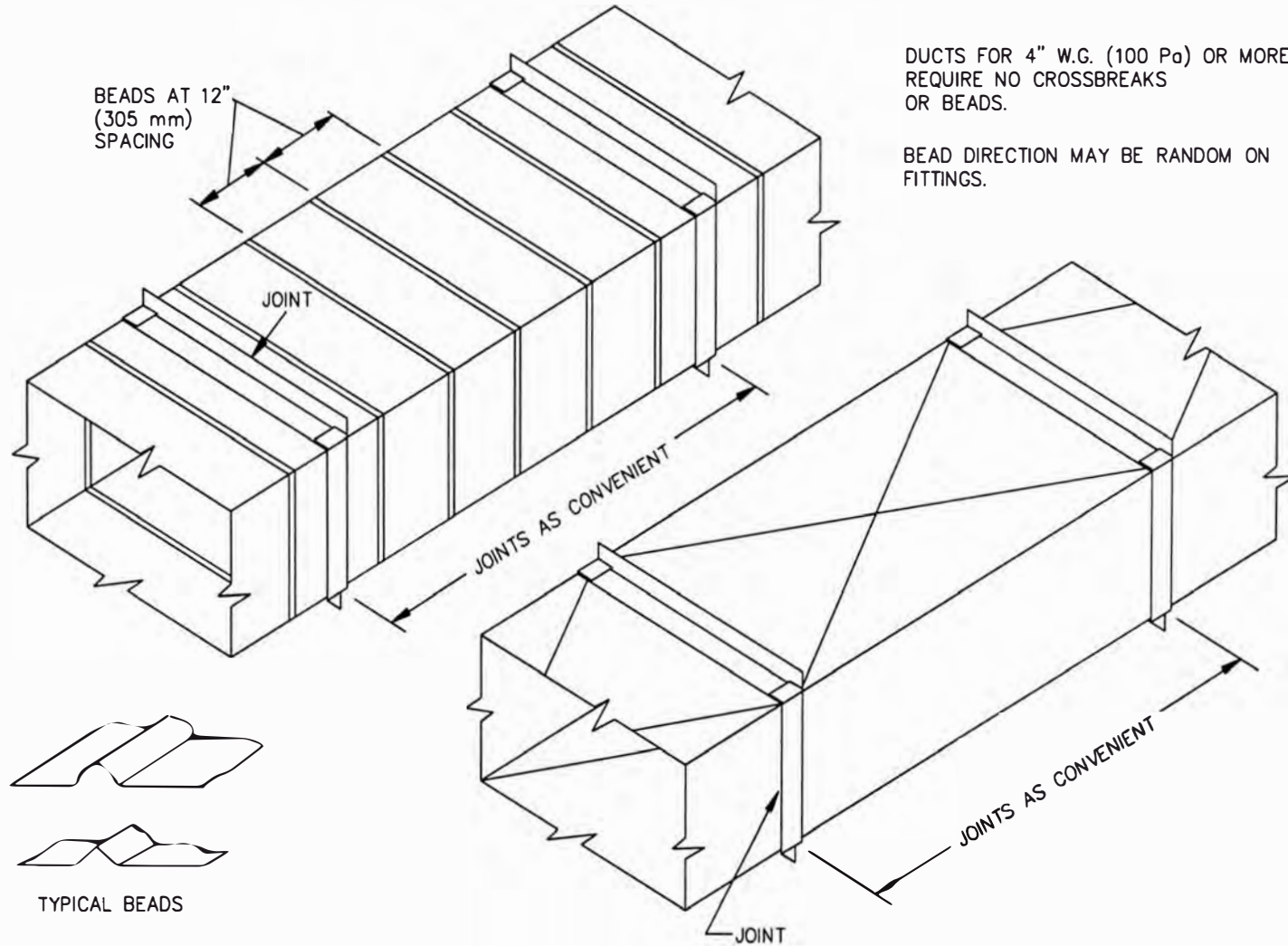


FIGURE 1-5 LONGITUDINAL SEAMS — RECT. DUCT



FIGURE 1-8 CROSS-BROKEN AND BEADED DUCT

DUCT SIZES 19" (483 mm) WIDE AND LARGER WHICH HAVE MORE THAN 10 SQUARE FEET (0.93 SQUARE METER) OR UNBRACED PANEL SHALL BE BEADED OR CROSS BROKEN UNLESS DUCTS WILL HAVE INSULATION COVERING OR ACOUSTICAL LINER. THIS REQUIREMENT IS APPLICABLE TO 20 GAGE (1.00 mm) OR LESS THICKNESS AND 3" W.G. (750 Pa) OR LESS. IT IS UNNECESSARY TO BREAK OR BEAD ALL SIDES UNLESS EACH DUCT DIMENSION RQUIRES IT.



DUCTS FOR 4" W.G. (100 Pa) OR MORE REQUIRE NO CROSSBREAKS OR BEADS.

BEAD DIRECTION MAY BE RANDOM ON FITTINGS.

NOTICE: NEITHER BEADS NOR CROSSBREAKS AFFECT REINFORCEMENT SPACING SCHEDULE.

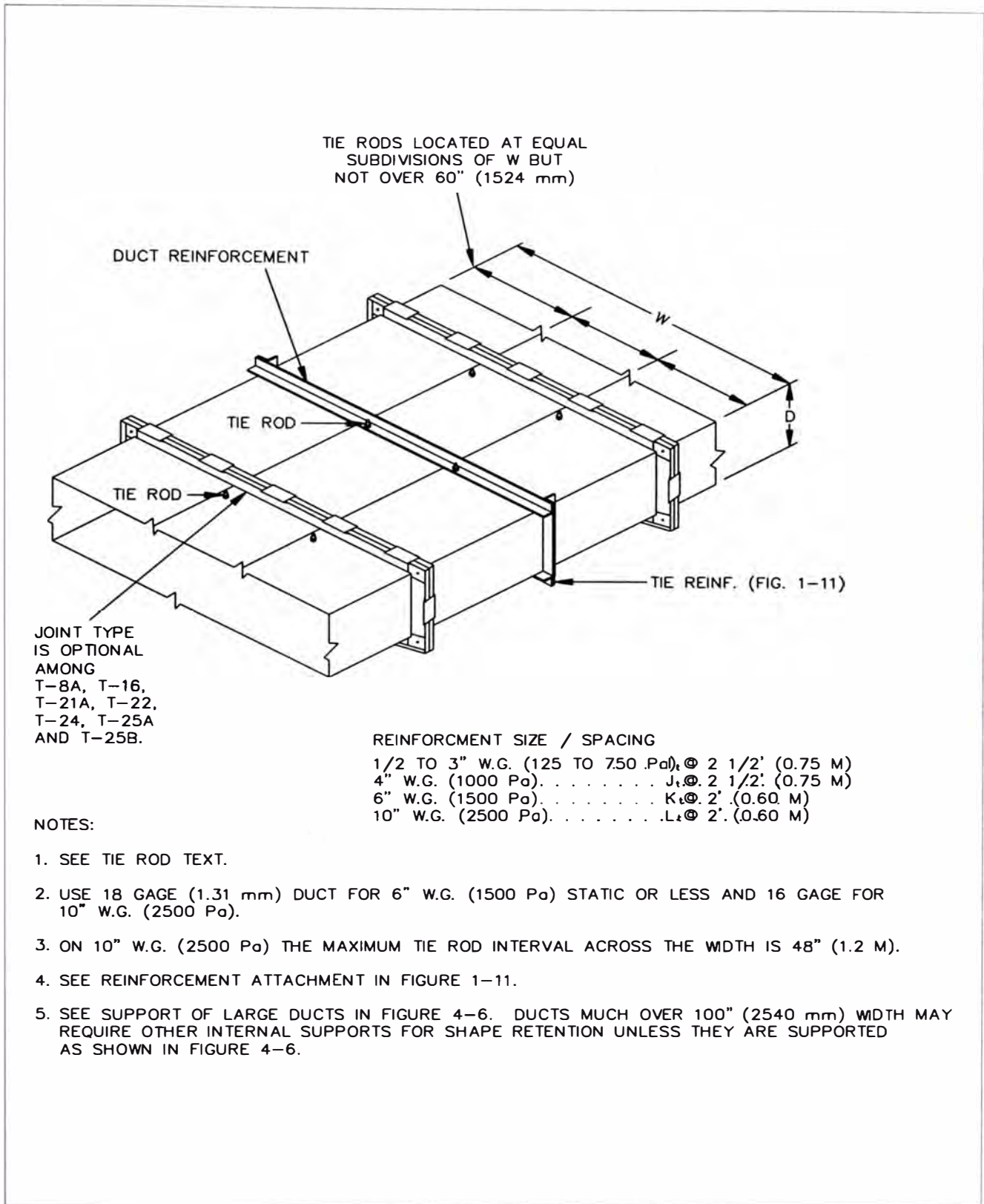


FIGURE 1-12 DUCT OVER 120" (3048 MM) WIDE





Form "M-UN"—Metallic, uninsulated
(Figure A)



Form "M-I"—Metallic, insulated
(Figure B)



Form "NM-UN"—Nonmetallic, uninsulated
(Figure C)



Form "NM-IL"—Nonmetallic, insulated (lined)
(Figure D)

FIGURE 3-7 TYPES OF FLEXIBLE DUCT

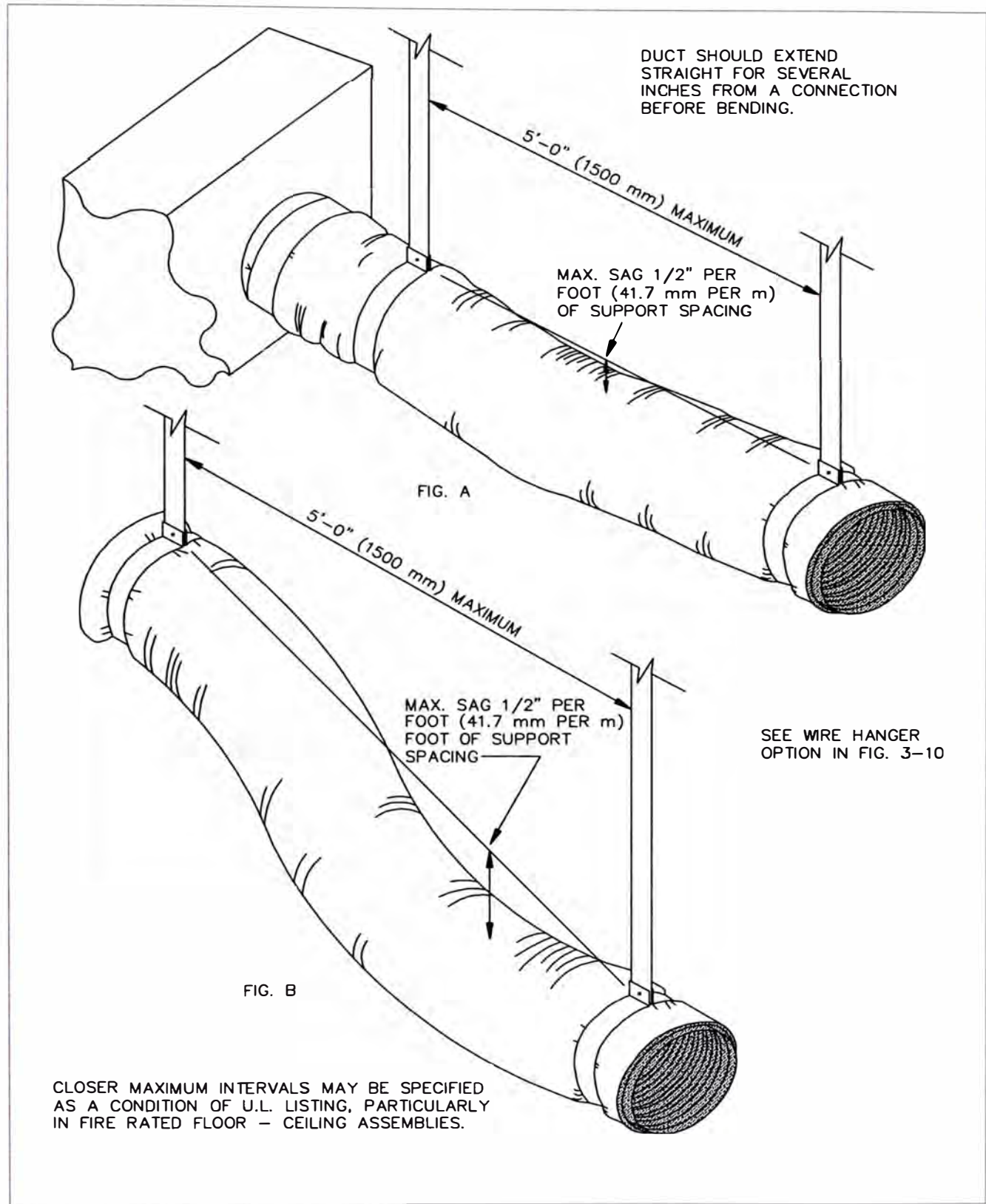
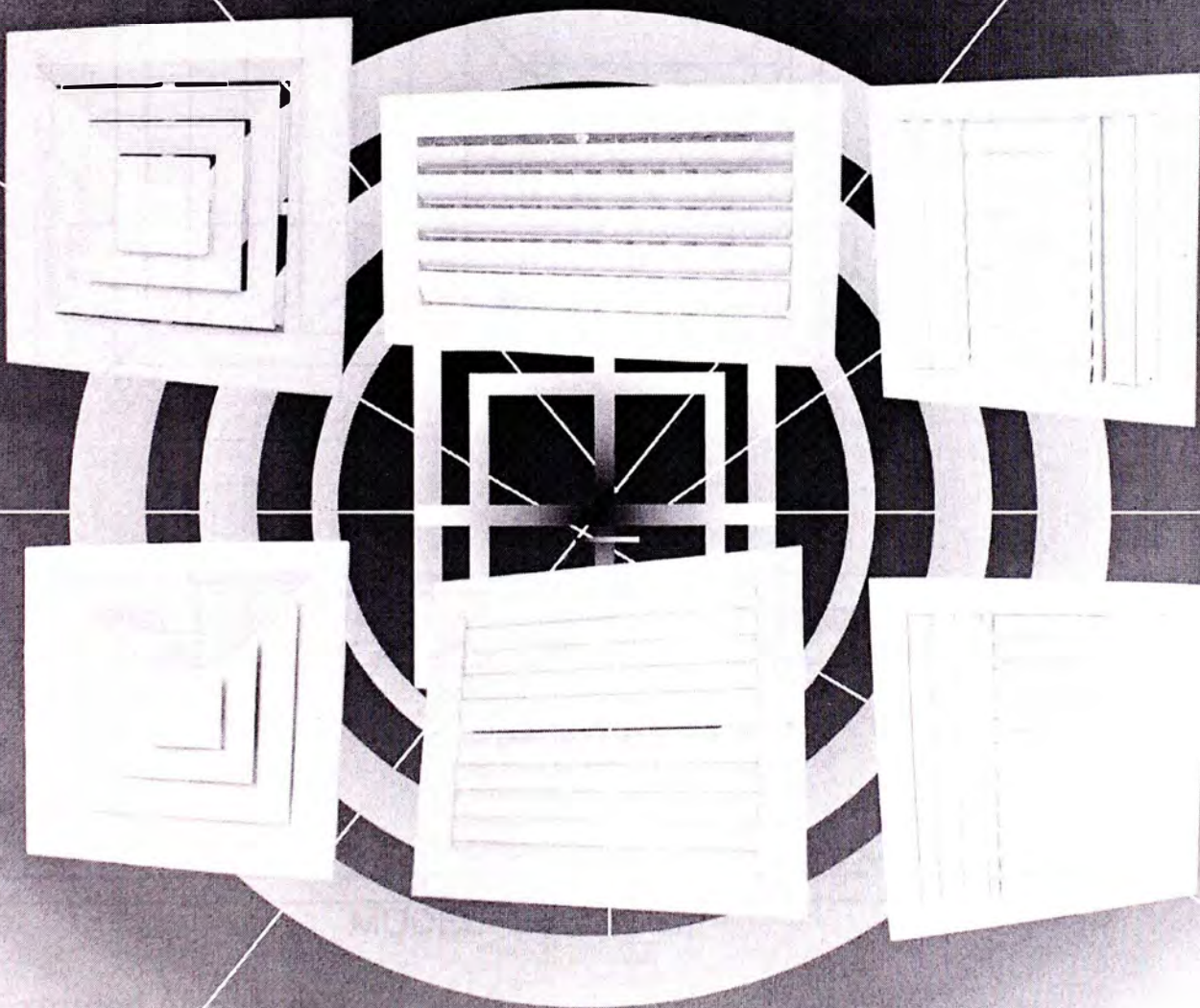


FIGURE 3-9 FLEXIBLE DUCT SUPPORTS



CEILING DIFFUSERS

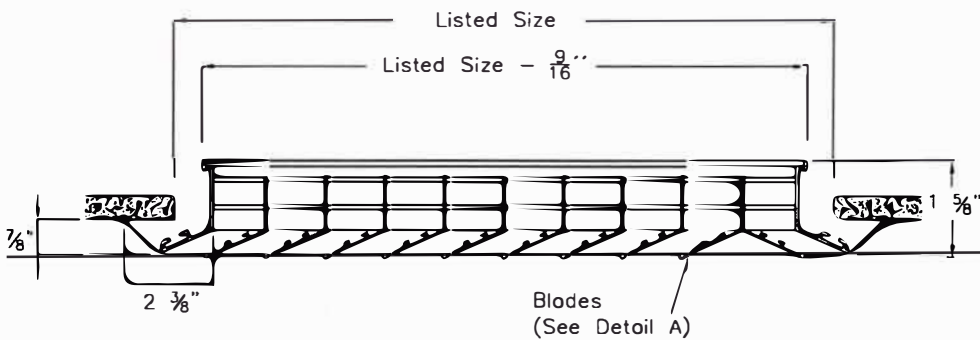
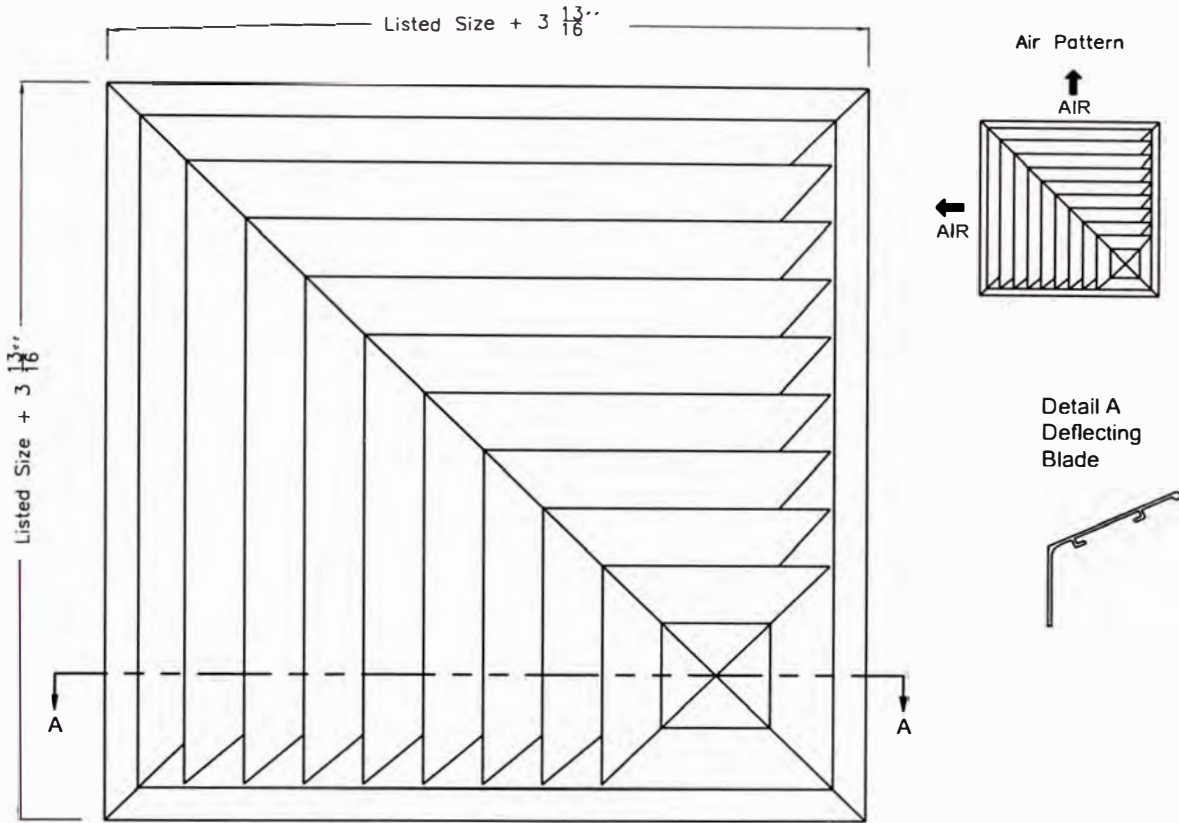


www.laminaire.net



Submittal

MODEL L-AVS2-90°



SECTION A - A

Finish
 White (Standard)
 Other colors (Optional)

Note: Available in sizes 6x6 to 48x48
 Dimensions are in inches

MODEL L-AVS2-90°

Extruded Aluminum

Job Name: _____

Architect: _____

Location: _____

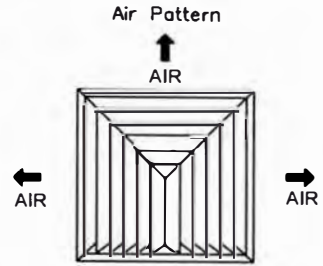
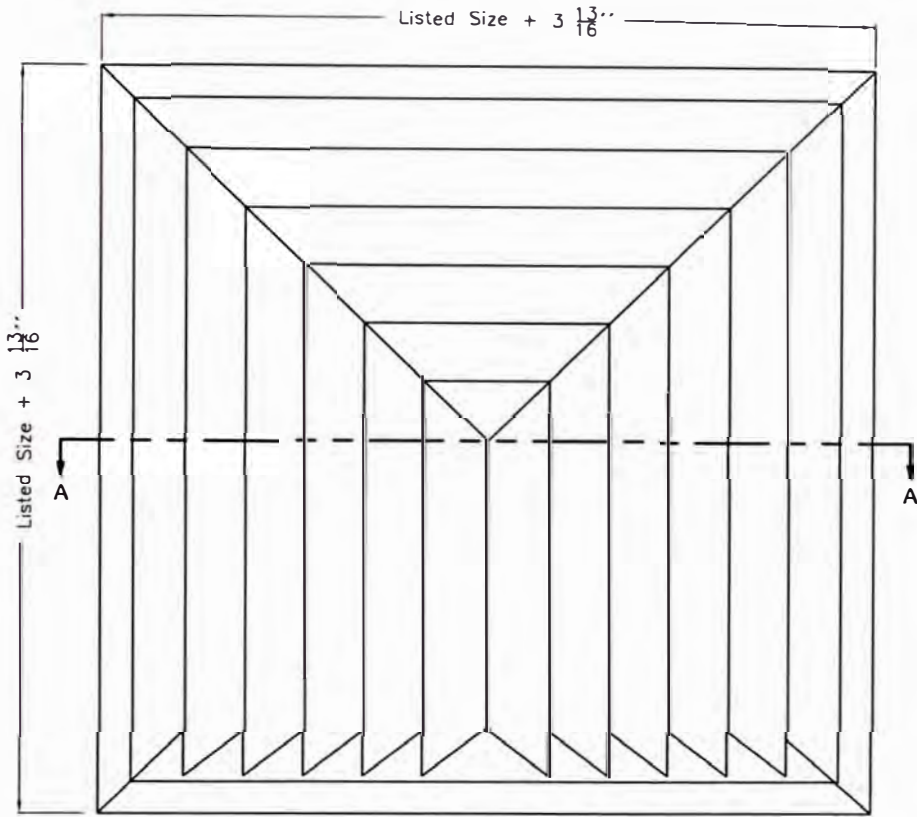
Engineer: _____

Contractor: _____

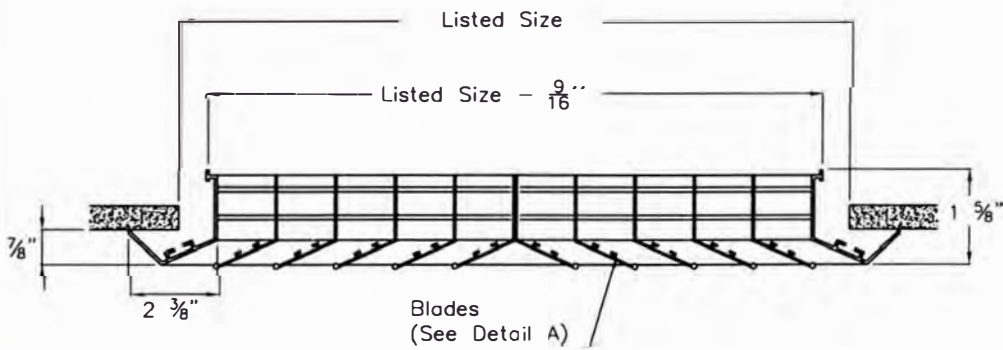


Submittal

MODEL L-AVS3



Detail A
Deflecting
Blade



Finish
White (Standard)
Other colors (Optional)

SECTION A - A

Note: Available in sizes 6x6 to 48x48
Dimensions are in inches

MODEL L-AVS3

Extruded Aluminum

Job Name: _____

Architect: _____

Location: _____

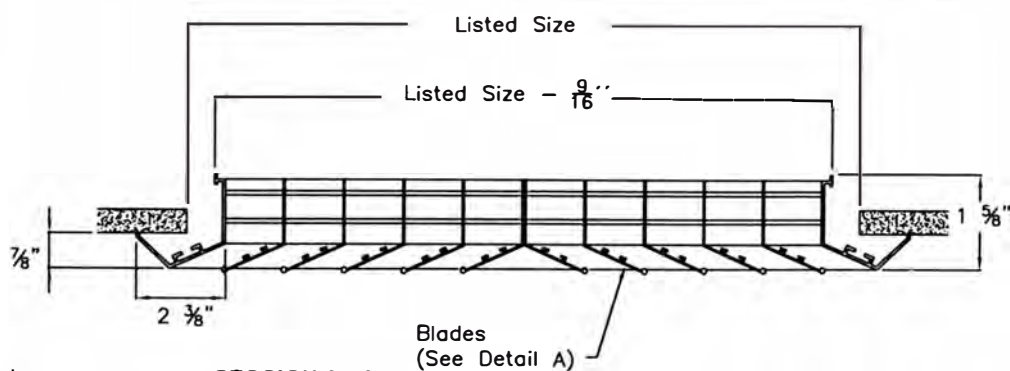
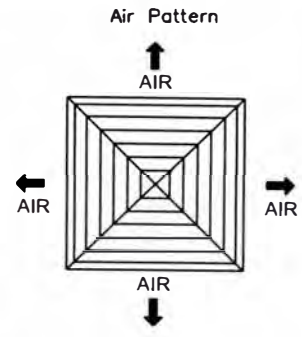
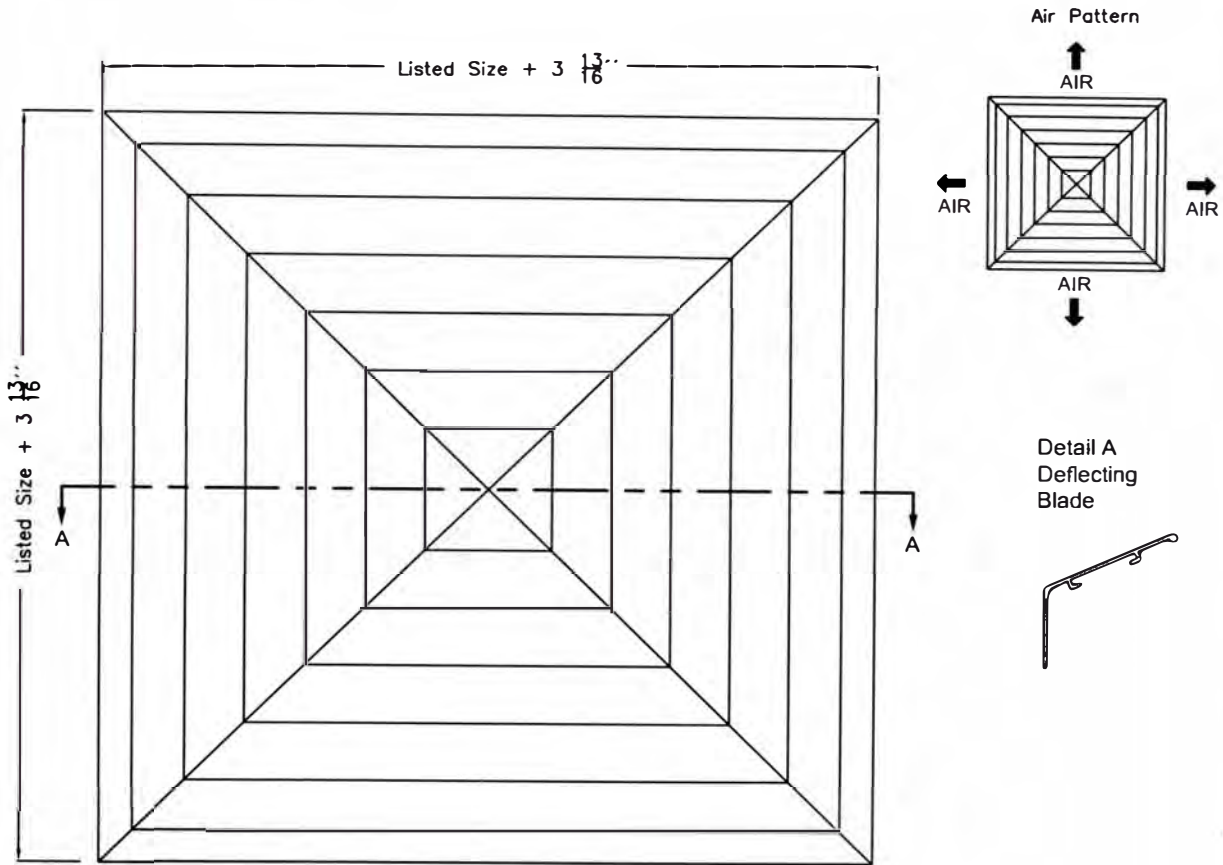
Engineer: _____

Contractor: _____



Submittal

MODEL L-AVS4



Finish
 White (Standard)
 Other colors (Optional)

Note: Available in sizes 6x6 to 48x48
 Dimensions are in inches

MODEL L-AVS4

Extruded Aluminum

Job Name: _____
 Location: _____

Architect: _____
 Engineer: _____
 Contractor: _____

ASHRAE-Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality, Standard

ASHRAE STÁNDAR 62

David S. Dougan, President, EBTRON, Inc.

Leonard A. Damiano, V.P. Sales & Marketing, EBTRON,

INTRODUCCION

ASHRAE Standard 62 is a short, but often misinterpreted, document outlining ventilation requirements for acceptable indoor air quality. The standard is being developed under a "continuous maintenance" protocol and is comprised of a parent document and approved addenda. The parent document at the time of publication was ASHRAE Standard 62-2001.

This paper is a comprehensive summary of ASHRAE 62-2001, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality (IAQ) and approved addenda. Designers should provide an acceptable indoor environment to maintain occupant productivity and health. They should also evaluate the IAQ risk of their design. Standard 62 has been incorporated into many building codes. The International Mechanical Code has adopted a rigid interpretation of the Ventilation Rate Procedure of the parent document and requires devices and controls to maintain per person ventilation requirements at all load conditions. Regardless of local code requirements, designing and operating a building to this standard will minimize IAQ liability and help assure an acceptable indoor environment. Unfortunately there is no "cookbook" solution to ventilation for IAQ.

ANALYSIS AND RECOMMENDATIONS

PURPOSE

The purpose of ASHRAE Standard 62, as defined in Section 1, is to "specify minimum ventilation rates and indoor air quality that will be acceptable to human occupants and are intended to minimize the potential for adverse health effects." If local building codes reference ASHRAE Standard 62 the Requirements of the standard become an integral part of the code. Ventilation code enforcement has proven to be difficult because it is often misunderstood by the code enforcement agency in the local jurisdiction. Present motivation to design to the standard has been driven mostly by liability and risk management concerns and in some cases the desire of the design professionals to meet their obligation by designing to national, professional standards. An area that only recently has received attention is the owner-occupant's Motivation to increase productivity and reduce the adverse impact a poor indoor environment can have on human health and well-being.

SCOPE

The scope of Standard 62 "applies to all indoor or enclosed spaces that people may occupy, except where other applicable standards and requirements dictate larger amounts of ventilation than this standard."

DEFINITIONS

Section 3 addresses definitions used within the standard. Noteworthy is the standard's definition of acceptable indoor air quality. Acceptable indoor air quality is defined as "air in which there are no known contaminants at harmful concentrations as determined by cognizant authorities and with which a substantial majority (80% or more) of the people exposed do not express dissatisfaction." The majority of HVAC systems do not meet the minimum ventilation rates prescribed during operation. The actual occupant dissatisfaction is exponentially greater in practice. It is not uncommon for rates to fall below levels that result in occupant dissatisfaction significantly greater than 50%. Many systems cannot meet the minimum airflow requirements

at the occupied space during operation as a result of the dynamic nature of mechanical ventilation system and external factors on the building envelope. The lack of specific guidelines to effectively overcome the effect of changing system dynamics on ventilation rates and distribution for today's HVAC systems is partially to blame for design deficiencies.

If properly executed, one out of five occupants may express dissatisfaction as a result of poor indoor air quality. Unlike thermal comfort, the effect of indoor air quality is difficult to measure. Many believe that the outside air levels specified by ASHRAE are too low and should actually be increased, as indicated by published research and reflected in European standards (CEN Technical Committee 156 and their publication CR1752).

4. -CLASSIFICATION

ASHRAE Standard 62 specifies two procedures to obtain acceptable indoor air quality within Section 4, Classification, of the document. Designers must choose and claim compliance under one procedure, not a combination of both. Understanding and assessing the potential risk as well as the ability to provide a functional solution is the duty of the design professional. In the Ventilation Rate Procedure, 4.1, "acceptable air quality is achieved by providing ventilation air of the specified quality and quantity to the space (see 6.1)." In the alternative Indoor Air Quality Procedure, 4.2, "acceptable air quality is achieved within the space by controlling known and specifiable contaminants (see 6.2)"

5.-SYSTEMS AND EQUIPMENT

Section 5 specifies the systems and equipment recommended under Standard 62. Addendum u was approved for incorporation into the parent document at the ASHRAE winter meeting in January 2002 and adds a new section, 5.3, that states, "Ventilation System Controls. Mechanical ventilation systems shall include either manual or automatic controls that enable the fan system to operate whenever the spaces served are occupied. The system shall be designed to maintain the supply airflow and minimum outdoor airflow as required by section 6 under any load condition. Note: VAV systems with fixed outdoor air damper positions may not meet this requirement." The standard recognizes that changes in mixed air plenum pressure, up to 0.5 in.w.g. variation, on VAV systems can significantly influence outside air intake flow rates. However, it neglects the significant influence of external pressure variations on all systems that result from changes in wind and stack pressures, which often exceeds 0.5 in.w.g. Therefore, maintenance of minimum outdoor airflow defined in section 6 essentially requires the use of permanent devices capable of maintaining outdoor airflow rates for compliance.

Not requiring airflow measurement is analogous to ignoring the requirement for temperature measuring devices to maintain automatic temperature control. Because many systems, especially VAV, have thermal load requirements that differ from the ventilation requirements for acceptable IAQ, the requirements of this section can only be realized if the multi-space equation (6-1) is calculated under design and minimum supply flows to individual zones using the minimum outdoor air requirements to each zone. The designer must assume that the critical zone is at its minimum supply airflow or use airflow measurement suitable for accurate monitoring in each zone which may go critical to continuously calculate then reset outside air intake flow rates at the AHU. Note: airflow measuring devices provided with commercial VAV boxes may not meet the accuracy requirement due to the inaccuracy of DDC controller pressure transducers.

As a result of the requirements set forth in the standard for compliance "under any load condition", section 5 should require airflow measurement with automatic controls at the intake of all air-handling units that function to provide a building or space with outside air, regardless of the size or the type of system. Acceptable airflow measuring devices should have a "total installed accuracy" better than 5% throughout the measurement range. It must also include individual sensor and transmitter uncertainties. In addition, the section should strongly encourage the use of airflow measuring devices in critical zones of VAV systems for the continuous calculation and reset of the multi-space equation defined in section 6. Although this may sound impractical to some designers, the productivity and health benefits is far greater than the cost to satisfy the requirements for acceptable indoor air quality.

PROCEDURES

Section 6, Procedures, is the heart of the standard. Designers must claim using either the Ventilation Rate Procedure or the Indoor Air Quality Procedure. Great care should be given to the selection between these procedures.

The Ventilation Rate Procedure "prescribes the rate at which ventilation air must be delivered to a space and various means to condition that air." The key phrase is "prescribes the rate" which implies airflow measurement. The alternate Indoor Air Quality Procedure "uses one or more guidelines for the specification of acceptable concentrations of certain contaminants in indoor air but does not prescribe ventilation rates or air treatment methods." Analysis of this procedure clearly discusses airflow rate requirements based on various contaminant levels so it is unclear why the statement "does not prescribe ventilation rates" is included.

According to the current parent document of ASHRAE 62 – 2001, the Ventilation Rate Procedure prescribes: the outdoor air quality for acceptable ventilation outdoor air treatment when necessary ventilation rates for residential, commercial, institutional, vehicular, and industrial spaces criteria for reduction of outdoor air quantities when recirculated air is treated by contaminant removal equipment criteria for variable ventilation when the air volume in the space can be used as a reservoir to dilute contaminants.

Section 6.1.1, "Acceptable Outdoor Air", describes a three-step process to evaluate outside air for acceptability. If the outdoor air quality is not acceptable section 6.1.2, "Outdoor Air Treatment", must be followed. Outdoor air treatment must be utilized that can remove either the particulates and/or gases encountered, if the air was deemed unacceptable per 6.1.1.

VENTILATION RATE PROCEDURE

The Ventilation Rate Procedure is a rate based standard. Designers claiming this procedure must be able to substantiate that rates are maintained during all load conditions. Rates can be determined either directly using airflow measuring devices or indirectly by other means (i.e. temperature balance, mass balance, steady-state CO₂ concentration, etc.). However, the uncertainty of indirect techniques introduces a significant level of risk. The designer, occupants, and facility owners should carefully consider the method employed prior to implementation.

Section 6.1.3 also attempts to clarify the misconceptions associated with CO₂ measurement. CO₂ is an indicator of human activities and hence "bioeffluents" and not a measure of indoor air quality. Studies have indicated that a ventilation rate of 15 CFM per person is adequate to dilute body odor. Using the steady-state model described in Appendix C of the Standard, 15 CFM per person would be the resulting quantity of outside air introduced into a space if a.) steady-state conditions exist, b.) each person has the same CO₂ generation rate (0.31 l/min), c.) the outside CO₂ level can be accurately determined, and d.) the indoor CO₂ level can be accurately determined and maintained at approximately 700 ppm above the outdoor CO₂ level. The statement below merely indicates that human body odor will most likely be acceptable if the conditions above are true. It does not state the "indoor air quality shall be considered acceptable."

"Comfort criteria, with respect to human bioeffluents (odor) are likely to be satisfied if the ventilation results in indoor CO₂ concentrations less than 700 ppm above the outdoor air concentration."

CO₂ measurement, at best, can be used as an indicator of changes in occupancy. Its value as an indicator of actual ventilation rates is questionable. Designers should be cautious when using CO₂ measurement as the sole source of verification of outdoor airflow rates. Especially in facilities with variable occupancy and activity levels

NFPA 92A - Smoke-Control Systems Utilizing Barriers and Pressure

Differences

5.2 Pressure Differences.

5.2.1* Pressure Differences Across Barriers.

5.2.1.1 Except as specified by 5.2.1.2, the pressure differences in Table 5.2.1.1 shall be used for designs that are based on maintaining minimum pressure differences between specified spaces.

5.2.1.2 Where the system designer has determined that a higher minimum pressure difference is necessary to achieve the smoke-control objectives, the higher minimum pressure difference shall be used.

Table 5.2.1.1 Minimum Design Pressure Differences Across

Smoke Barriers
Building Ceiling Design Pressure

Type	Height (ft)	Difference* (in. w.g.)
AS	Any	0.05
NS	9	0.10
NS	15	0.14
NS	21	0.18

For SI units, 1 ft = 0.305 m; 0.1 in. w.g. = 25 Pa.

AS: Sprinklered. NS: Nonsprinklered.

Table A5.2.2.3 Maximum Pressure Differences ; Doors

Doors Closer Door Width (in w.g.)

Force (lbf)	32	36	40	44	48
6	0.45	0.40	0.37	0.34	0.31
8	0.41	0.37	0.34	0.31	0.28
10	0.37	0.34	0.30	0.28	0.25
12	0.34	0.30	0.27	0.25	0.23
14	0.30	0.27	0.24	0.22	0.21

Figure A.5.2.2 Forces on a Door in a Smoke-Control System. [Existing A.2.2.2 from the 2000 edition, no change]

When the maximum door opening force is specified at 30 lbf, Table A.5.2.2 can be used to determine the maximum pressure difference across the door.

CHAPTER 15. ENCLOSED VEHICULAR FACILITIES

ENCLOSED vehicular facilities include buildings and infrastructure through which vehicles travel, are stored, or are repaired, and can include vehicles driven by internal combustion engines or electric motors. Ventilation requirements for these facilities are provided for climate and temperature control, contaminant level control, and emergency smoke management. Design approaches for various natural and mechanical ventilation systems are covered in this chapter.

The chapter is structured to address general tunnel issues first and then address the unique aspects of rail and road tunnels, rail stations, bus garages, bus terminals, and enclosed spaces for equipment maintenance later in the chapter. Finally, information on applicable ventilation equipment is presented.

TUNNELS

Transport tunnels are unique, in that vehicles travel at normal speeds, possibly carrying cargo (which may be unknown in road tunnels), and may include the traveling public (as passengers and/or motorists) during both normal and emergency operations. A tunnel is a linear-configured facility, as opposed to most buildings, which are typically more rectangular. This concept is important when confronting the need to fight a fire within a tunnel. A tunnel cannot be compartmentalized as readily as a building, which means the fire can only be fought from within the actual fire zone. Limited access and compartmentation create difficulties with containing and suppressing a fire. This combination of circumstances requires unique design approaches to both normal and emergency operation.

Tunnel Ventilation Concepts

Tunnel ventilation must accommodate normal, congested and emergency conditions. In some cases, temporary ventilation may also be necessary.

Normal Mode. Normal ventilation is required during normal operations to control temperature, provide comfort, or control level of pollutants in the facility during normal operations and under normal operating conditions, primarily to protect the health and provide comfort for the patrons and employees.

Congested Mode. Congested ventilation is required during service periods where traffic is slow moving, leading to a reduction or elimination of piston effect. The goals are the same as for normal mode.

Emergency Mode. Emergency ventilation is required during an emergency to facilitate safe evacuation and to support firefighting and rescue operations. This is often due to a fire, but it can be any nonnormal incident that requires unusual control of the environment in the facility. This includes control of smoke and high temperature from a fire, control of exceedingly high levels of contaminants, and/or control of other abnormal environmental condition.

Temporary Mode. Temporary ventilation is needed during original construction or while maintenance-related work is carried out in a tunnel, usually during nonoperational hours. The temporary ventilation is typically removed after construction or after the maintenance work is completed. Ventilation requirements for such temporary systems are specified by either state or local mining laws, industrial codes, or the U.S. Occupational Safety and Health Administration (OSHA) and are not addressed specifically in this chapter.

Tunnel Ventilation Systems

There are two categories of ventilation systems used in most tunnels: natural and mechanical.

Natural Ventilation. Naturally ventilated facilities rely primarily on atmospheric conditions to maintain airflow and provide a satisfactory environment in the facility. The chief factor affecting the facility environment is the pressure differential created by differences in elevation, ambient air temperature, or wind effects at the boundaries of the facility. Unfortunately, most of these factors are highly variable with time, and thus the resultant natural ventilation is often neither reliable nor consistent. If vehicles are moving through a tunnel-type facility, the piston effect created by the moving vehicles may provide additional natural airflow.

Mechanical Ventilation. A tunnel that is long, has a heavy traffic flow, or experiences frequent adverse atmospheric conditions requires fan-based mechanical ventilation. Among the alternatives available are longitudinal and transverse ventilation.

Longitudinal Ventilation. This type of ventilation introduces or removes air from the tunnel at a limited number of points, primarily creating longitudinal airflow along its length. Longitudinal ventilation can be accomplished either by injection, using central fans, using jet fans mounted in the facility, or a combination of injection and extraction at intermediate points.

Transverse Ventilation. Transverse ventilation uses both a supply duct system and an exhaust duct system to uniformly distribute supply air and collect vitiated air throughout the length of the facility. The supply and exhaust ducts are served by a series of fixed fans, usually housed in a ventilation building or structure. A variant of this type of ventilation is **semitransverse ventilation**, which uses either a supply or exhaust duct, not both. The balance of airflow is made up via the tunnel portals.

Design Approach

General Design Criteria. The air quality and corresponding ventilation system airflow requirements in enclosed vehicular spaces are determined primarily by the type and quantity of contaminants that are generated or introduced into the tunnel and the amount of ventilation needed to limit the high air temperatures or concentrations of these contaminants to acceptable levels for the specific time exposures.

Normal and Congested Modes. The maximum allowable concentrations and levels of exposure for most contaminants are determined by national governing agencies such as the U.S. Environmental Protection Agency (EPA), OSHA, the American Conference of Governmental Industrial Hygienists (ACGIH).

The contaminant generators can be as varied as gasoline or diesel automobiles, diesel or compressed natural gas (CNG) buses and trucks, and diesel locomotives. Even heat generated by air conditioning on electric trains stopped at stations and the pressure transients generated by rapid-transit moving trains can be considered contaminants, the effects of which need to be mitigated.

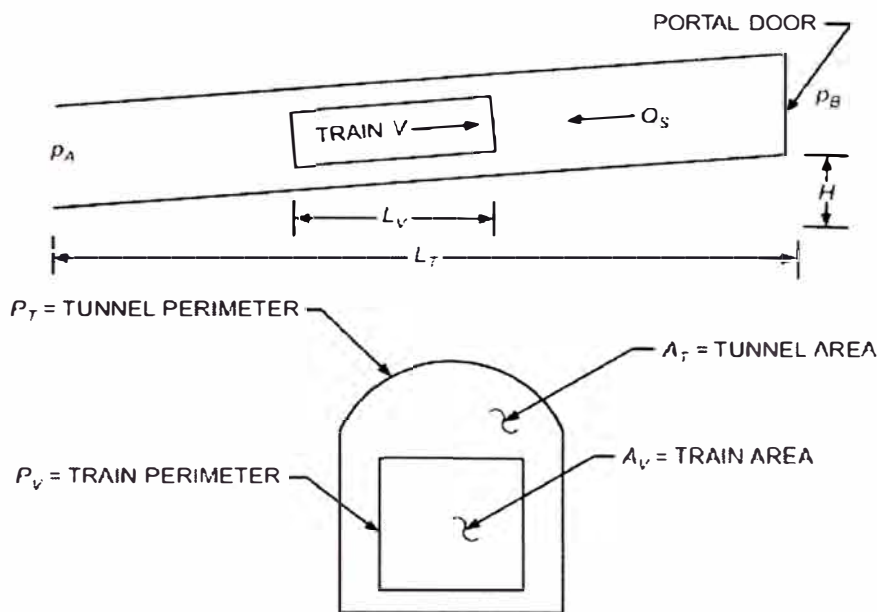


Figure 13. Railroad Tunnel Aerodynamic Related Variables

$$Q_{rel} = A_T V + Q_S \quad (15)$$

where Q_{rel} is the airflow rate relative to the train, ft^3/s .

Typical values for C_{DVB} and C_{DVF} are about 0.5 and 0.8, respectively. Because trains passing through a railroad tunnel are often more than 1 mi long, the parameter that most affects the generated air pressure is the train skin friction coefficient. For dedicated coal or grain trains, which essentially use uniform cars throughout, a value of 0.09 for the skin friction coefficient results in air pressure predictions that conform closely to those observed in various railroad tunnels. For trains with nonuniform car distribution, the skin friction coefficient may be as high as 1.5 times that for a uniform car distribution.

The wall surface friction factor corresponds to the coefficient used in the Darcy-Weisbach equation for friction losses in pipe flow. Typical effective values for tunnels constructed with a formed concrete lining and having a ballasted track range from 0.015 to 0.017.

Tunnel Purge. The leading end of a locomotive must be exposed to an environment that is relatively free of smoke and diesel contaminants emitted by preceding trains. Railroad tunnels are usually purged by displacing contaminated tunnel air with fresh air by mechanical means after a train has left the tunnel. With the tunnel door closed, air is either supplied to or exhausted from the tunnel, moving fresh air from one end of the tunnel to the other. Observations at the downstream end of tunnels have found that an effective purge time is usually based on displacing 1.25 times the tunnel volume with outside air.

The time required for purging is primarily determined by operations schedule needs. A long purging time limits traffic; a short purging time may necessitate very high ventilation airflow rates, and result in high electrical energy demand and consumption. Consequently, multiple factors must be considered, including the overall ventilation concept, when establishing the purge rate.

PARKING GARAGES

Automobile parking garages can be either fully enclosed or partially open. Fully enclosed parking areas are often underground and require mechanical ventilation. Partially open parking garages are generally above-grade structural decks having open sides (except for barricades), with a complete deck above. Natural ventilation, mechanical ventilation, or a combination can be used for partially open garages.

Operating automobiles in parking garages presents two concerns. The more serious is emission of CO, with its known risks. The other concern is oil and gasoline fumes, which may cause nausea and headaches and also represent potential fire hazards. Additional concerns about NO_x and smoke haze from diesel engines may also require consideration. However, the ventilation rate required to dilute CO to acceptable levels is usually satisfactory to control the level of other contaminants as well, provided the percentage of diesel vehicles does not exceed 20%.

For many years, the various model codes, ANSI/ASHRAE *Standard* 62.1, and its predecessor standards recommended a flat exhaust rate of either $1.5 \text{ cfm}/\text{ft}^2$ or 6 ach for enclosed parking garages. But because vehicle emissions have been reduced over the years, ASHRAE sponsored a study to determine ventilation rates required to control contaminant levels in enclosed parking facilities (Krtati and Ayari 1998). The study found that, in some cases, much less ventilation than $1.5 \text{ cfm}/\text{ft}^2$ was satisfactory. The study's methodology for determining whether a reduced ventilation rate would be effective is included below. However, ANSI/ASHRAE *Standard* 62.1 and the International Code Council's *International Mechanical Code* (ICC 2009a) allow $0.75 \text{ cfm}/\text{ft}^2$ ventilation, whereas NFPA *Standard* 88A recommends a minimum of $1.0 \text{ cfm}/\text{ft}^2$, so the engineer must understand the specific codes and standards that apply. The engineer may be required to request a variation, or waiver, from authorities having jurisdiction before implementing a lesser ventilation system design.

If larger fans are installed to meet code requirements, they will not necessarily increase overall power consumption; with proper CO level monitoring and ventilation system control, fans will run for shorter time periods to maintain acceptable CO levels. With increased attention on reducing energy consumption, CO-based ventilation system control can provide substantial cost savings in the operation of parking garages.

Ventilation Requirements and Design

ASHRAE research project RP-945 (Krarti and Ayari 1998) found that the design ventilation rate required for an enclosed parking facility depends chiefly on four factors:

- Acceptable level of contaminants in the parking facility
- Number of cars in operation during peak conditions
- Length of travel and the operating time for cars in the garage
- Emission rate of a typical car under various conditions

Contaminant Level Criteria. ACGIH (1998) recommends a threshold CO limit of 25 ppm for an 8 h exposure, and the U.S. EPA (2000) determined that exposure, at or near sea level, to a CO concentration of 35 ppm for up to 1 h is acceptable. For parking garages more than 3500 ft above sea level, more stringent limits are required.

In Europe, an average concentration of 35 ppm and a maximum level of 200 ppm are usually maintained in parking garages.

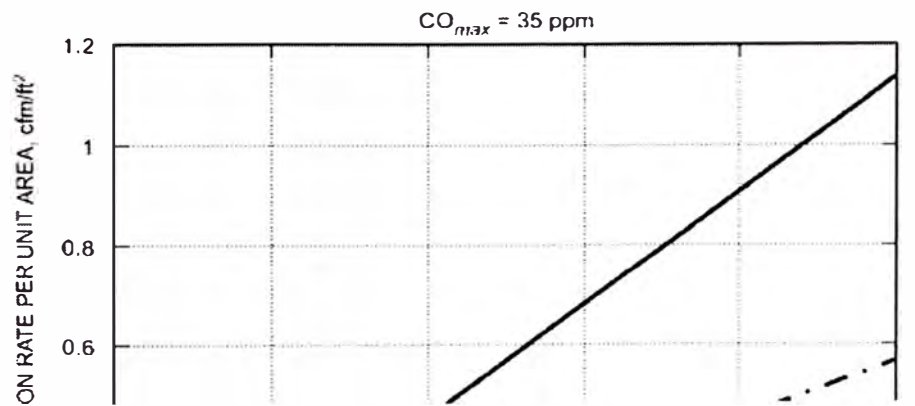
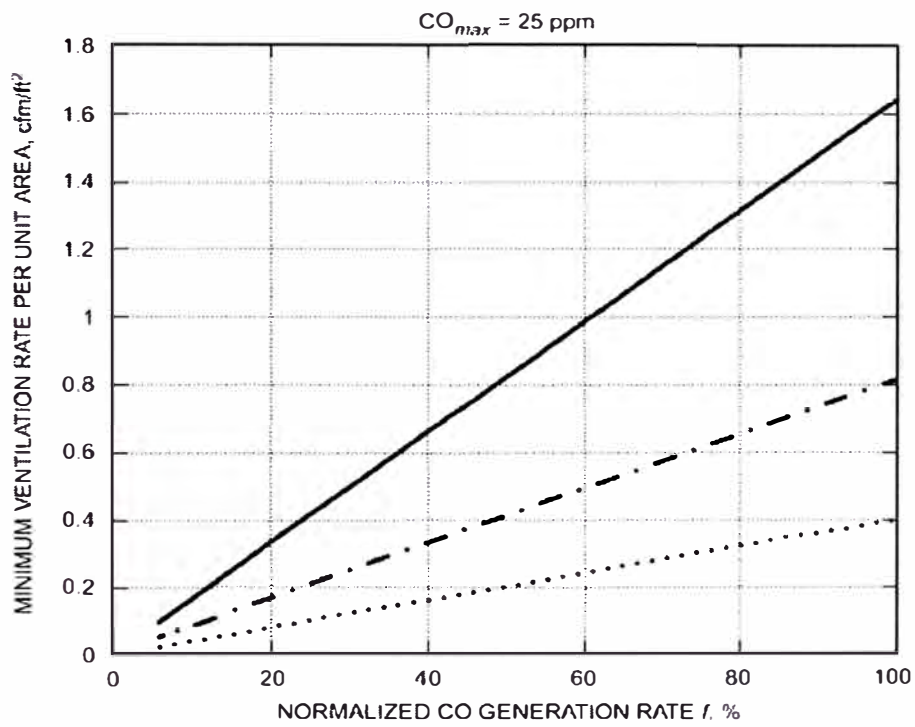
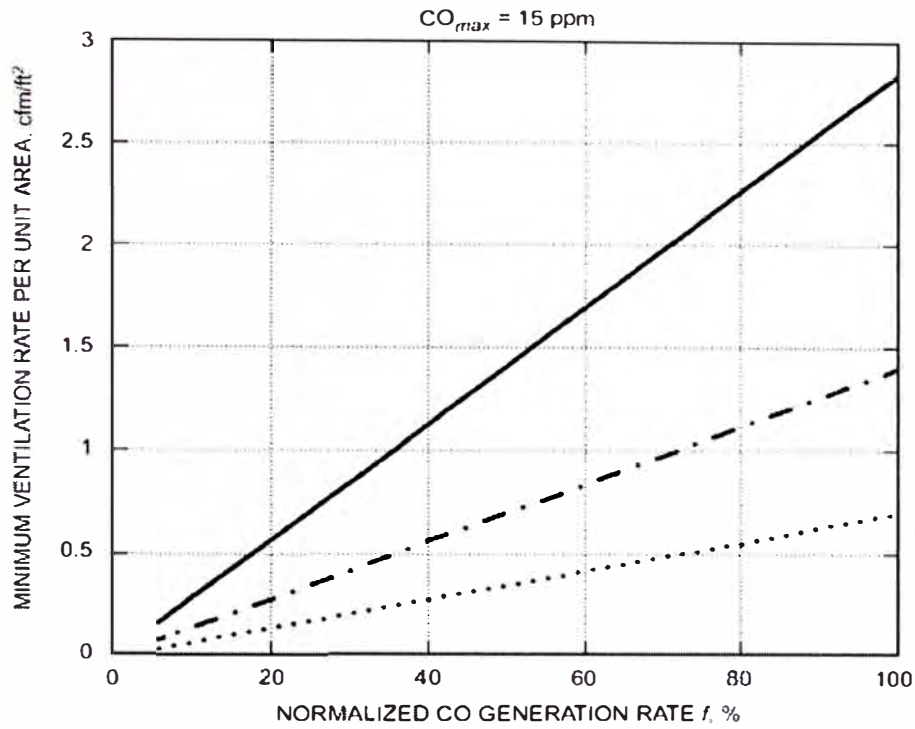


Figure 14. Ventilation Requirement for Enclosed Parking Garage

Various agencies and countries differ on the acceptable level of CO in parking garages, but a reasonable solution is a ventilation rate designed to maintain a CO level of 35 ppm for 1 h exposure, with a maximum of 25 ppm for an 8 h exposure. Because the time associated with driving in and parking, or driving out of a garage, is on the order of minutes, 35 ppm is probably an acceptable level of exposure. However, [Figure 14](#) provides nomographs for 15 and 25 ppm maximum exposures as well, to allow the designer to conform to more stringent regulations.

Number of Cars in Operation. The number of cars operating at any one time depends on the type of facility served by the parking garage. For distributed, continuous use, such as an apartment building or shopping area, the variation is generally 3 to 5% of the total vehicle capacity. The operating capacity could reach 15 to 20% in other facilities, such as sports stadiums or short-haul airports.

Length of Time of Operation. The length of time that a car remains in operation in a parking garage is a function of the size and layout of the garage, and the number of cars attempting to enter or exit at a given time. The operating time could vary from as much as 60 to 600 s, but on average usually ranges from 60 to 180 s. [Table 7](#) lists approximate data for average vehicle entrance and exit times; these data should be adjusted to suit the specific physical configuration of the facility.

Car Emission Rate. Operating a car in a parking garage differs considerably from normal vehicle operation, including that in a road tunnel. Most car movements in and around a parking garage occur in low gear. A car entering a garage travels slowly, but the engine is usually hot. As a car exits from a garage, the engine is usually cold and operating in low gear, with a rich fuel mixture. Emissions for a cold start are considerably higher, so the distinction between hot and cold emission plays a critical role in determining the ventilation rate. Motor vehicle emission factors for hot- and cold-start operation are presented in [Table 8](#). An accurate analysis requires correlation of CO readings with the survey data on car movements (Hama et al. 1974); the data should be adjusted to suit the specific physical configuration of the facility and the design year.

Design Method. To determine the design airflow rate to ventilate an enclosed parking garage, the following procedure can be used:

Table 7. Average Entrance and Exit Times for Vehicles

Level	Average Entrance Time, s	Average Exit Time, s
1	35	45
3*	40	50
5	70	100

Source: Stankunas et al. (1980).

* Average pass-through time = 30 s.

Table 8. Predicted CO Emissions in Parking Garages

Season	Hot Emission (Stabilized), lb/h		Cold Emission, lb/h	
	1991	1996	1991	1996
Summer, 90°F	0.336	0.250	0.565	0.484
Winter, 32°F	0.478	0.447	2.744	2.508

Results from EPA MOBILE3, version NYC-2.2 (1984); sea level location.

Note: Assumed vehicle speed is 5 mph.

Step 1. Collect the following data:

- Number of cars N in operation during peak hour use
- Average CO emission rate E for a typical car, lb/h
- Average length of operation and travel time θ for a typical car, s
- Acceptable CO concentration CO_{max} in the garage, ppm
- Total floor area of parking facility A_f , ft²

Step 2. Evaluate CO generation rate:

(1) Determine the peak CO generation rate per unit floor area G_p in lb/h · ft², for the parking garage:

$$G = NE/A_f \quad (16)$$

(2) Normalize the peak CO generation rate using the reference value $G_0 = 5.46 \times 10^{-3}$ lb/h · ft² and [Equation \(17\)](#). This reference value is based on an actual enclosed parking facility (Krarti and Ayari 1998):

$$f = 100G/G_0 \quad (17)$$

Step 3. Determine the minimum required ventilation rate Q per unit floor area using [Figure 14](#), or the correlation presented by [Equation \(18\)](#), depending on CO_{max} :

$$Q = C/\theta \quad (18)$$

where

$$\begin{aligned} C &= 2.370 \times 10^{-4} \text{ cfm/ft}^2 \cdot \text{s for CO}_{max} = 15 \text{ ppm} \\ &= 1.363 \times 10^{-4} \text{ cfm/ft}^2 \cdot \text{s for CO}_{max} = 25 \text{ ppm} \\ &= 0.948 \times 10^{-4} \text{ cfm/ft}^2 \cdot \text{s for CO}_{max} = 35 \text{ ppm} \end{aligned}$$

Example 1

Consider a two-level enclosed parking garage with a total capacity of 450 cars, a total floor area of 90,000 ft², and an average height of 9 ft. The total length of time for a typical car operation is 2 min (120 s). Determine the required ventilation rate for the enclosed parking garage in cfm/ft² and in air changes per hour so that the CO level never exceeds 25 ppm. Assume that the number of cars in operation during peak use is 40% of the total vehicle capacity.

Solution:

Step 1. Garage data:

$$N = 450 \times 0.4 = 180 \text{ cars}$$

$E = 1.544 \text{ lb/h}$, the average of all values of emission rate for a winter day, from [Table 8](#)

$$\text{CO}_{max} = 25 \text{ ppm}$$

$$\theta = 120 \text{ s}$$

Step 2. Calculate the normalized CO generation rate:

$$G = (180 \times 1.544 \text{ lb/h})/90,000 \text{ ft}^2 = 3.09 \times 10^{-3} \text{ lb/h} \cdot \text{ft}^2$$

$$f = 100 \times (3.09 \times 10^{-3} \text{ lb/h} \cdot \text{ft}^2) / 5.46 \times 10^{-3} \text{ lb/h} \cdot \text{ft}^2 = 56.6$$

Step 3. Determine the ventilation requirement, using [Figure 14](#) or the correlation of [Equation \(18\)](#) for CO_{max} = 25 ppm.

$$Q = 1.363 \times 10^{-4} \text{ cfm/s} \cdot \text{ft}^2 \times 56.6 \times 120 \text{ s} = 0.93 \text{ cfm/ft}^2$$

Or, for air changes per hour,

$$(0.93 \text{ cfm/ft}^2 \times 60 \text{ min/h})/9 \text{ ft} = 6.2 \text{ ach}$$

Notes:

1. If the average vehicle CO emission rate is reduced to $E = 0.873 \text{ lb/h}$, because of, for instance, better emission standards or better maintained cars, the required minimum ventilation rate decreases to 0.52 cfm/ft² or 3.5 ach.

2. Once calculations are made and a decision reached to use CO demand ventilation control, increasing airflow through a safety margin does not increase operating costs; larger fans work for shorter periods to sweep the garage and maintain satisfactory conditions.

CO Demand Ventilation Control. Whether mechanical, natural, or both, a parking garage ventilation system should meet applicable codes and maintain acceptable contaminant levels. If permitted by local codes, the ventilation airflow rate should be varied according to CO levels to conserve energy. For example, the ventilation system could consist of multiple fans, with single- or two-speed motors, or variable-pitch blades. In multilevel parking garages or single-level structures of extensive area, independent fan systems with individual controls are preferred. The *International Mechanical Code* (ICC 2009a) allows ventilation system operation to be reduced from 0.75 to 0.05 cfm/ft² with the use of a CO monitoring system that restores full ventilation when CO levels of 25 ppm are detected.

[Figure 15](#) shows the maximum CO level in a tested parking garage (Krarti and Ayari 1998) for three car movement profiles ([Figure 16](#)) and the following ventilation control strategies:

- Constant-volume (CV), where the ventilation system is kept on during the entire occupancy period
- On/off control, with fans stopped and started based on input from CO sensors
- Variable-air-volume (VAV) control, using either two-speed fans or axial fans with variable-pitch blades, based on input from CO sensors

[Figure 15](#) also shows typical fan energy savings achieved by on/off and VAV systems relative to constant-volume systems. Significant fan energy savings can be obtained using a CO-based demand ventilation control strategy to operate the ventilation system, maintaining CO levels below 25 ppm. Wear and tear and maintenance on mechanical and electrical equipment are reduced with a CO-based demand strategy.

[Figure 16](#) is based on maintaining a 25 ppm CO level. With most systems, actual energy usage is further reduced if 35 ppm is maintained.

In cold climates, the additional cost of heating makeup air is also reduced with a CO-based demand strategy. Energy stored in the mass of the structure usually helps maintain the parking garage air temperature at an acceptable level. If only outside air openings are used to draw in ventilation air, or if infiltration is allowed, the stored energy is lost to the incoming cold air.

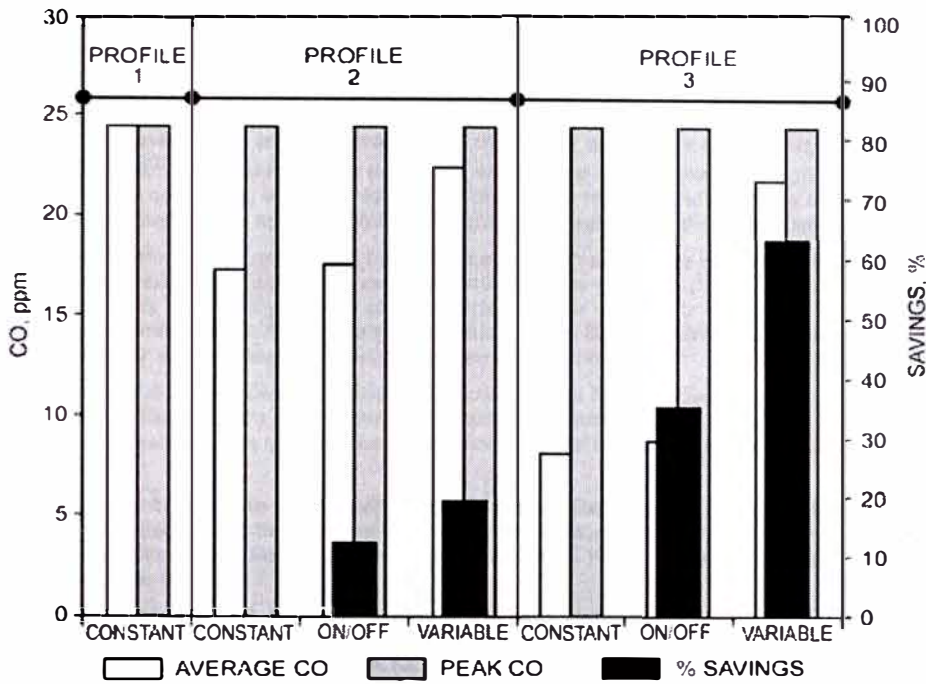


Figure 15. Typical Energy Savings and Maximum CO Level Obtained for Demand CO-Ventilation Controls

Ventilation System Configuration. Parking garage ventilation systems can be classified as supply-only, exhaust-only, or combined. Regardless of which system design is chosen, the following elements should be considered in planning the system configuration:

- Accounting for the contaminant level of outside air drawn in for ventilation
- Avoiding short-circuiting supply air
- Avoiding a long flow field that allows contaminants to exceed acceptable levels at the end of the flow field
- Providing short flow fields in areas of high contaminant emission, thereby limiting the extent of mixing
- Providing efficient, adequate airflow throughout the structure
- Accounting for stratification of engine exhaust gases when stationary cars are running in enclosed facilities

Other Considerations. Access tunnels or long, fully enclosed ramps should be designed in the same way as road tunnels. When natural ventilation is used, wall openings or free area should be as large as possible. Part of the free area should be at floor level.

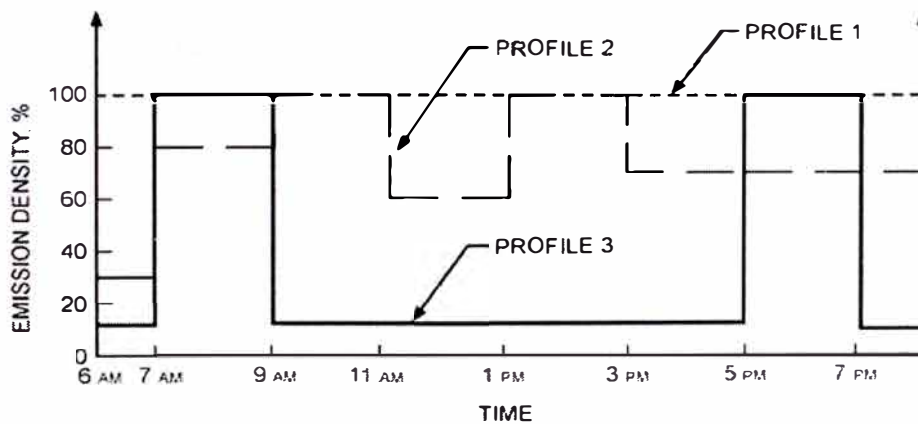


Figure 16. Three Car Movement Profiles

For parking levels with large interior floor areas, a central emergency smoke exhaust system should be considered for removing smoke (in conjunction with other fire emergency systems) or vehicle fumes under normal conditions.

Noise. In general, parking garage ventilation systems move large quantities of air through large openings without extensive ductwork. These conditions, and the highly reverberant nature of the space, contribute to high noise levels, so sound attenuation should be considered in the ventilation system design. This is a pedestrian safety concern, as well, because high fan noise levels in a parking garage may mask the sound of an approaching vehicle.

Ambient Standards and Contaminant Control. Air exhausted from a parking garage should meet state and local air pollution control requirements.

AUTOMOTIVE REPAIR FACILITIES

Automotive repair activities are defined as any repair, modification, service, or restoration activity to a motor vehicle. This includes, but is not limited to, brake work, engine work, machining operations, and general degreasing of engines, motor vehicles, parts, or tools.

ANSI/ASHRAE *Standard* 62.1 recommends a ventilation rate of 1.5 cfm/ft² for automotive service stations; the *International Mechanical Code* (ICC 2009a) allows 0.75 cfm/ft². The designer must determine which code is applicable. The high ventilation rate indicates that contaminants are not related to the occupants, but are produced by the variety of tasks and materials used in the facility. Outdoor ventilation is introduced into the space and an approximately equal quantity is exhausted through a dedicated exhaust system.

As repairs or maintenance are performed on vehicles, it may be necessary to operate the vehicle inside the facility to test and validate the work. Additional mechanical ventilation is required to exhaust combustion by-products directly outdoors. An independent source capture system that connects directly to the exhaust pipe of the vehicle must be installed in the facility. These systems are available in either an above- or belowground configuration. Flow rates for individual service bays vary from 50 to 400 cfm for automobiles. A large diesel truck will require considerably more airflow per service bay than an automobile.

The above-grade system consists of an exhaust fan, associated ductwork, and flexible hoses that attach to the tailpipe of the vehicle in operation. Generally, the system is installed at a high elevation to maintain maximum clearances above floor level. The hose connections are stored in reels positioned near each service bay. The service technician pulls the hose down and attaches it to the tailpipe by a proprietary connection.

The below-grade system is similar in design to an overhead exhaust system. Care must be taken to select an appropriate corrosion-resistant material to be installed underground, because the condensing products of combustion are corrosive to traditional duct materials. The flexible tailpipe exhaust connectors are stored inside the underground duct. After sliding the flex back inside the duct, a hinged cover plate covers the opening flush to the floor.

Although there is a diversity factor in the system capacity calculations, both systems must be designed to operate at 100% capacity. A constant-volume fan is used, with all air being exhausted from the space. With a single outlet in use, some means of relief is provided to maintain constant flow through the fan. This equipment can be set up to run continuously or intermittently. Intermittent use requires the general exhaust system to vary between the maximum supply air delivered to the space when the capture system is in use and a lower exhaust flow rate reduced by the amount of air exhausted through the capture system.

BUS GARAGES

Bus garages generally include a maintenance and repair area, service lane (where buses are fueled and cleaned), storage area (where buses are parked), and support areas such as offices, stock room, lunch room, and locker rooms. The location and layout of these spaces can depend on factors such as local climate, size of the bus fleet, and type of fuel used by the buses. Bus servicing and storage areas may be located outside in a temperate region, but are often inside in colder climates. However, large bus fleets cannot always be stored indoors; for smaller fleets, maintenance areas may double as storage space. Local building and/or fire codes may also prohibit dispensing certain types of fuel indoors.

In general, bus maintenance or service areas should be ventilated using 100% outside air with no recirculation. Therefore, using heat recovery devices should be considered in colder climates.

Tailpipe emissions should be exhausted directly from buses at fixed inspection and repair stations in maintenance areas. Offices and similar support areas should be kept under positive pressure to prevent infiltration of bus emissions.

Maintenance and Repair Areas

ANSI/ASHRAE *Standard* 62.1 recommends a minimum ventilation of 1.5 cfm/ft² and the *International Mechanical Code* (ICC 2009a) recommends 0.75 cfm/ft² of floor area in vehicle repair garages, with no recirculation. The designer should determine which code is applicable. However, because the interior ceiling height may vary greatly from garage to garage, the designer should consider making a volumetric analysis of contaminant generation and air exchange rates. The section on Bus Terminals contains information on diesel engine emissions and ventilation airflow rates needed to control contaminant concentrations in areas where buses are operated.

Maintenance and repair areas often include below-grade inspection and repair pits for working underneath buses. Because vapors produced by conventional bus fuels are heavier than air, they tend to settle in these pit areas, so a separate exhaust system should be provided to prevent their accumulation. NFPA *Standard* 30A recommends a minimum of 1 cfm/ft² in pit areas and the installation of exhaust registers near the floor of the pit.

Fixed repair stations, such as inspection/repair pits or hydraulic lift areas, should include a direct exhaust system for tailpipe emissions. Such direct exhaust systems have a flexible hose and coupling attached to the bus tailpipe; emissions are discharged to the outdoors by an exhaust fan. The system may be of the overhead reel, overhead tube, or underfloor duct type, depending on the tailpipe location. For heavy diesel engines, a minimum exhaust rate of 600 cfm per station is recommended to capture emissions without creating excessive backpressure in the vehicle. Fans, ductwork, and hoses should be able to receive vehicle exhaust at temperatures exceeding 500°F without degradation.

Bus garages often include areas for battery charging, which can produce potentially explosive concentrations of corrosive, toxic gases. There are no published code requirements for ventilating battery-charging areas, but DuCharme (1991) suggested using a combination of floor and ceiling exhaust registers to remove gaseous by-products. The recommended exhaust rates are 2.25 cfm/ft² of room area at floor level to remove acid vapors, and 0.75 cfm/ft² of room area at ceiling level, to remove hydrogen gases. The associated supply air volume should be 10 to 20% less than exhaust air volume, but designed to provide a minimum terminal velocity of 100 fpm at floor level. If the battery-charging space is located in the general maintenance area rather than in a dedicated space, an exhaust hood should be provided to capture gaseous by-products. [Chapter 32](#) contains specific information on exhaust hood design. Makeup air should be provided to replace that removed by the exhaust hood.

Garages may also contain spray booths, or rooms for painting buses. Most model codes reference NFPA *Standard* 33 for spray booth requirements; this standard should be reviewed when designing heating and ventilating systems for such areas.

CHAPTER 53. FIRE AND SMOKE MANAGEMENT

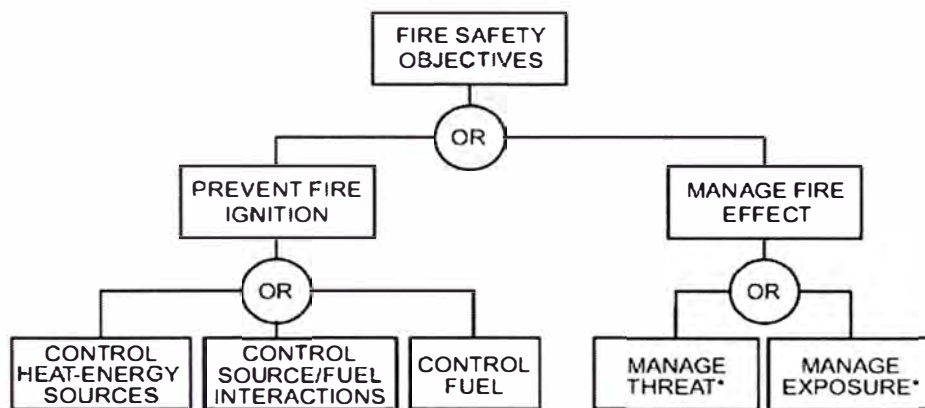
IN building fires, smoke often flows to locations remote from the fire, threatening life and damaging property. Stairwells and elevators frequently fill with smoke, thereby blocking or inhibiting evacuation. Smoke causes the most deaths in fires. **Smoke** includes airborne solid and liquid particles and gases produced when a material undergoes pyrolysis or combustion, together with air that is entrained or otherwise mixed into the mass.

The idea of using pressurization to prevent smoke infiltration of stairwells began to attract attention in the late 1960s. This concept was followed by the idea of the pressure sandwich (i.e., venting or exhausting the fire floor and pressurizing the surrounding floors). Frequently, a building's ventilation system is used for this purpose. **Smoke control** systems use fans to pressurize appropriate areas to limit smoke movement in fire situations. **Smoke management** systems include pressurization and all other methods that can be used singly or in combination to modify smoke movement.

This chapter discusses fire protection and smoke control systems in buildings as they relate to HVAC. For a more complete discussion, refer to *Principles of Smoke Management* (Klote and Milke 2002). National Fire Protection Association (NFPA) *Standard 204* provides information about venting large industrial and storage buildings. For further information, refer to NFPA *Standards 92A* and *92B*.

The objective of fire safety is to provide some degree of protection for a building's occupants, the building and property inside it, and neighboring buildings. Various forms of analysis have been used to quantify protection. Specific life safety objectives differ with occupancy; for example, nursing home requirements are different from those for office buildings.

Two basic approaches to fire protection are (1) to prevent fire ignition and (2) to manage fire effects. **Figure 1** shows a decision tree for fire protection. Building occupants and managers have the primary role in preventing fire ignition. The building design team may incorporate features into the building to assist the occupants and managers in this effort. Because it is impossible to prevent fire ignition completely, managing fire effect has become significant in fire protection design. Examples include compartmentation, suppression, control of construction materials, exit systems, and smoke management. The *Fire Protection Handbook* (NFPA 2008) and *Smoke Movement and Control in High-Rise Buildings* (Tamura 1994) contain detailed fire safety information.



*Note: Smoke management is one of many fire protection tools that can be used to help manage the threat and exposure of fire.

Figure 1. Simplified Fire Protection Decision Tree

Historically, fire safety professionals have considered the HVAC system a potentially dangerous penetration of natural building membranes (walls, floors, etc.) that can readily transport smoke and fire. For this reason, HVAC has traditionally been shut down when fire is discovered; this prevents fans from forcing smoke flow, but does not prevent ducted smoke movement caused by buoyancy, stack effect, or wind. To solve the problem of smoke movement, methods of smoke control have been developed; however, smoke control should be viewed as only one part of the overall building fire protection system.

FIRE MANAGEMENT

Although most of this chapter discusses smoke management, fire management at HVAC penetrations is an additional concern for the HVAC engineer. The most efficient way to limit fire damage is through compartmentation. Fire-rated assemblies, such as the floor or walls, keep the fire in a given area for a specific period. However, fire can easily pass through openings for plumbing, HVAC ductwork, communication cables, or other services. Therefore, fire stop systems are installed to maintain the rating of the fire-rated assembly. The rating of a fire stop system depends on the number, size, and type of penetrations, and the construction assembly in which it is installed.

Performance of the entire fire stop system, which includes the construction assembly with its penetrations, is tested under fire conditions by recognized independent testing laboratories. ASTM *Standard E814* and UL *Standard 1479* describe ways to determine performance of **through-penetration fire stopping (TPFS)**.

TPFS is required by building codes under certain circumstances for specific construction types and occupancies. In the United States, model building codes require that most penetrations meet the ASTM E814 test standard. TPFS classifications are published by testing laboratories. Each classification is proprietary, and each applies to use with a specific set of conditions, so numerous types are usually required on any given project.

The construction manager and general contractor, not the architects and engineers, make work assignments. Sometimes they assign fire stopping to the discipline making the penetration; other times, they assign it to a specialty fire-stopping subcontractor. The Construction Specifications Institute (CSI) assigns fire-stopping specifications to Division 7, which

- Encourages continuity of fire-stopping products on the project by consolidating their requirements (e.g., TPFS, expansion joint fire stopping, floor-to-wall joint fire stopping, etc.)

- Maintains flexibility of work assignments for the general contractor and construction manager
- Encourages prebid discussions between the contractor and subcontractors regarding appropriate work assignments

SMOKE MOVEMENT

A smoke control system must be designed so that it is not overpowered by the driving forces that cause smoke movement, which include stack effect, buoyancy, expansion, wind, and the HVAC system. During a fire, smoke is generally moved by a combination of these forces.

Stack Effect

When it is cold outside, air tends to move upward within building shafts (e.g., stairwells, elevator shafts, dumbwaiter shafts, mechanical shafts, mail chutes). This **normal stack effect** occurs because air in the building is warmer and less dense than outside air. Normal stack effect is large when outside temperatures are low, especially in tall buildings. However, normal stack effect can exist even in a one-story building.

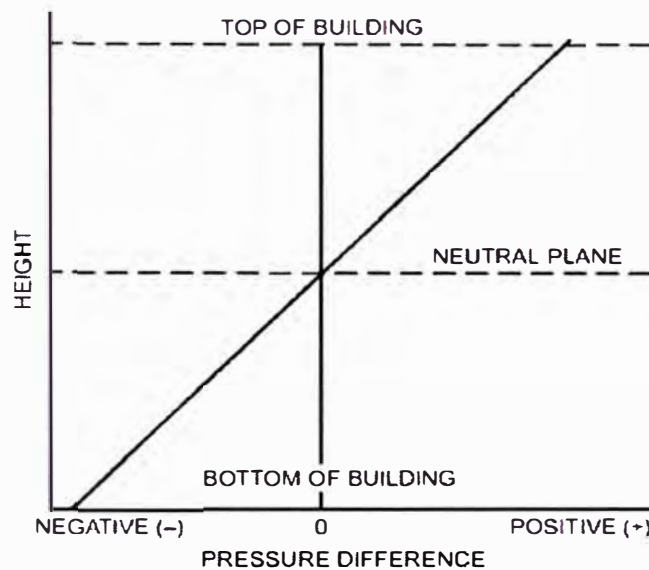


Figure 2. Pressure Difference Between Building Shaft and Outdoors Caused by Normal Stack Effect

When outside air is warmer than building air, there is a natural tendency for downward airflow, or **reverse stack effect**, in shafts. At standard atmospheric pressure, the pressure difference caused by either normal or reverse stack effect is expressed as

$$\Delta p = 7.64 \left(\frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_i} \right) h \quad (1)$$

where

Δp = pressure difference, in. of water

T_o = absolute temperature of outside air, °R

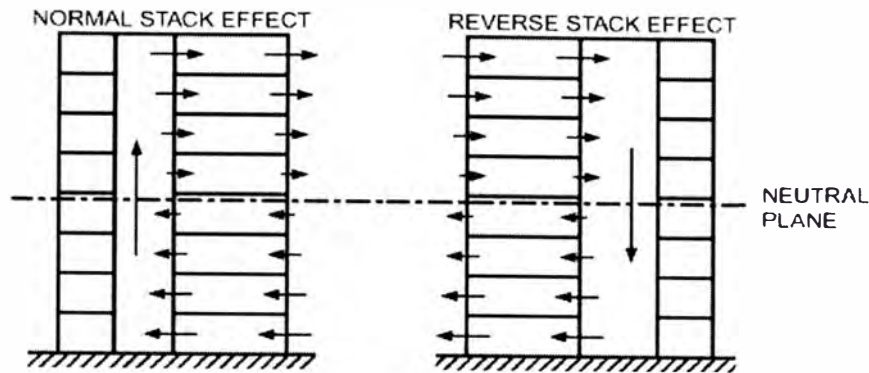
T_i = absolute temperature of air inside shaft, °R

h = distance above neutral plane, ft

For a building 200 ft tall with a neutral plane at midheight, an outside temperature of 0°F (460°R), and an inside temperature of 70°F (530°R), the maximum pressure difference from stack effect is 0.22 in. of water. This means that, at the top of the building, pressure inside a shaft is 0.22 in. of water greater than the outside pressure. Figure 2 diagrams the pressure difference between a building shaft and the outside. A positive pressure difference indicates that shaft pressure is higher than the outside pressure, and a negative pressure difference indicates the opposite. Figure 3 illustrates air movement in buildings caused by both normal and reverse stack effect.

Figure 4 can be used to determine the pressure difference caused by stack effect. For normal stack effect, $\Delta p/h$ is positive, and the pressure difference is positive above the neutral plane and negative below it. For reverse stack effect, $\Delta p/h$ is negative, and the pressure difference is negative above the neutral plane and positive below it.

In unusually tight buildings with exterior stairwells, Klote (1980) observed reverse stack effect even with low outside air temperatures. In this situation, the exterior stairwell temperature is considerably lower than the building temperature. The stairwell represents the cold column of air, and other shafts within the building represent the warm columns of air.



Note: Arrows indicate direction of air movement

Figure 3. Air Movement Caused by Normal and Reverse Stack Effect

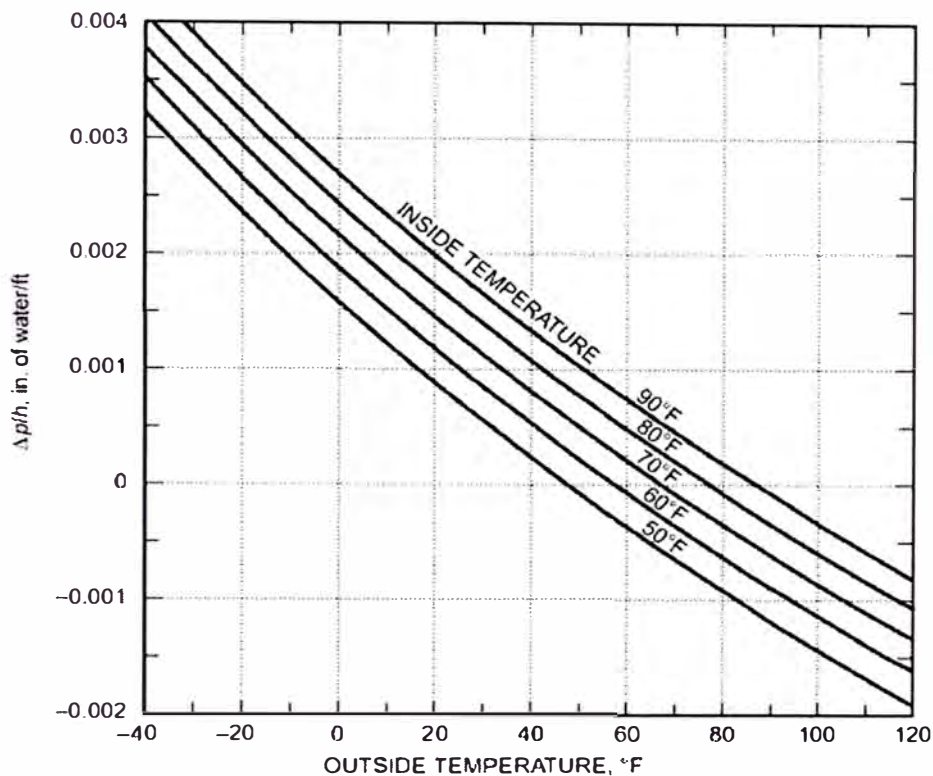


Figure 4. Pressure Difference Caused by Stack Effect

If leakage paths are uniform with height, the neutral plane is near the midheight of the building. However, when the leakage paths are not uniform, the location of the neutral plane can vary considerably, as in the case of vented shafts. McGuire and Tamura (1975) provide methods for calculating the location of the neutral plane for some vented conditions.

Smoke movement from a building fire can be dominated by stack effect. In a building with normal stack effect, the existing air currents (as shown in Figure 3) can move smoke considerable distances from the fire origin. If the fire is below the neutral plane, smoke moves with building air into and up the shafts. This upward smoke flow is enhanced by buoyancy forces due to the temperature of the smoke. Once above the neutral plane, smoke flows from the shafts into the upper floors of the building. If leakage between floors is negligible, floors below the neutral plane (except the fire floor) remain relatively smoke-free until more smoke is produced than can be handled by stack effect flows.

Smoke from a fire located above the neutral plane is carried by building airflow to the outside through exterior openings in the building. If leakage between floors is negligible, all floors other than the fire floor remain relatively smoke-free until more smoke is produced than can be handled by stack effect flows. When leakage between floors is considerable, smoke flows to the floor above the fire floor.

Air currents caused by reverse stack effect (see Figure 3) tend to move relatively cool smoke down. In the case of hot smoke, buoyancy forces can cause smoke to flow upward, even during reverse stack effect conditions.

Buoyancy

High-temperature smoke has buoyancy because of its reduced density. At sea level, the pressure difference between a fire compartment and its surroundings can be expressed as follows:

$$\Delta p = 7.64 \left(\frac{1}{T_s} - \frac{1}{T_f} \right) h \quad (2)$$

where

Δp = pressure difference, in. of water

T_s = absolute temperature of surroundings, °R

T_f = average absolute temperature of fire compartment, °R

h = distance above neutral plane, ft

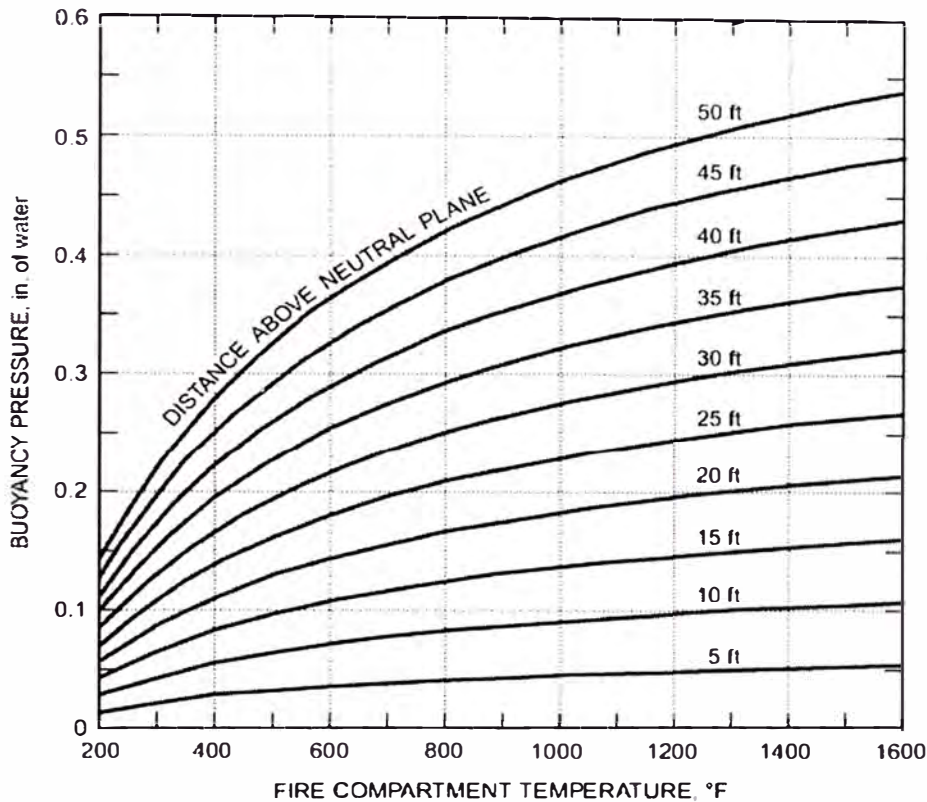


Figure 5. Pressure Difference Caused by Buoyancy

The pressure difference caused by buoyancy can be obtained from Figure 5 for surroundings at 68°F (528°R). The neutral plane is the plane of equal hydrostatic pressure between the fire compartment and its surroundings. For a fire with a fire compartment temperature at 1470°F (1930°R), the pressure difference 5 ft above the neutral plane is 0.052 in. of water. Fang (1980) studied pressures caused by room fires during a series of full-scale fire tests. During these tests, the maximum pressure difference reached was 0.064 in. of water across the burn room wall at the ceiling.

Much larger pressure differences are possible for tall fire compartments where the distance h from the neutral plane can be larger. If the fire compartment temperature is 1290°F (1750°R), the pressure difference 35 ft above the neutral plane is 0.35 in. of water. This is a large fire, and the pressures it produces are beyond present smoke control methods. However, the example illustrates the extent to which Equation (2) can be applied.

In sprinkler-controlled fires, the temperature in the fire room remains at that of the surroundings except for a short time before sprinkler activation. Sprinklers are activated by the **ceiling jet**, a thin (2 to 4 in.) layer of hot gas under the ceiling. The maximum temperature of the ceiling jet depends on the location of the fire, the activation temperature of the sprinkler, and the thermal lag of the sprinkler heat-responsive element. For most residential and commercial applications, the ceiling jet is between 180 and 300°F. In Equation (2), T_f is the average temperature of the fire compartment. For a sprinkler-controlled fire,

$$T_f = \frac{T_s(H - H_j) + T_j H_j}{H} \quad (3)$$

where

H = floor-to-ceiling height, ft

H_j = thickness of ceiling jet, ft

T_j = absolute temperature of ceiling jet, °R

For example, for $H = 96$ in., $H_j = 4$ in., $T_s = 68 + 460 = 528^\circ\text{R}$, and $T_j = 300 + 460 = 760^\circ\text{R}$,

$$T_f = [528(96 - 4) + 760 \times 4] / 96 = 538^\circ\text{R} \text{ or } 78^\circ\text{F}$$

In Equation (2), this results in a pressure difference of 0.002 in. of water, which is insignificant for smoke control applications.

Expansion

Energy released by a fire can also move smoke by expansion. In a fire compartment with only one opening to the building, building air will flow in, and hot smoke will flow out. Neglecting the added mass of the fuel, which is small compared to airflow, the ratio of volumetric flows can be expressed as a ratio of absolute temperatures:

$$\frac{Q_{out}}{Q_{in}} = \frac{T_{out}}{T_{in}} \quad (4)$$

where

Q_{out} = volumetric flow rate of smoke out of fire compartment, cfm

Q_{in} = volumetric flow rate of air into fire compartment, cfm

T_{out} = absolute temperature of smoke leaving fire compartment, °R

T_{in} = absolute temperature of air into fire compartment, °R

For smoke at 1290°F (1750°R) and entering air at 67°F (527°R), the ratio of volumetric flows is 3.32. Note that absolute temperatures are used in the calculation. In such a case, if air enters the compartment at 3000 cfm, then smoke flows out at 9960 cfm, with the gas expanding to more than three times its original volume.

For a fire compartment with open doors or windows, the pressure difference across these openings caused by expansion is negligible. However, for a tightly sealed fire compartment, the pressure differences from expansion may be important.

Wind

Wind can have a pronounced effect on smoke movement within a building. The pressure wind exerts on a surface can be expressed as

$$p_w = 0.00643 C_w \rho_o V^2 \quad (5)$$

where

p_w = pressure exerted by wind, in. of water

C_w = pressure coefficient, dimensionless

ρ_o = outside air density, lb_m/ft³

V = wind velocity, mph

The pressure coefficients C_w are in the range of -0.8 to 0.8, with positive values for windward walls and negative values for leeward walls. The pressure coefficient depends on building geometry and varies locally over the wall surface. In general, wind velocity increases with height from the surface of the earth. Houghton and Carruther (1976), MacDonald (1975), Sachs (1972), and Simiu and Scanlan (1978) give detailed information concerning wind velocity variations and pressure coefficients. Shaw and Tamura (1977) developed specific information about wind data with respect to air infiltration in buildings.

With a pressure coefficient of 0.8 and air density of 0.075 lb_m/ft³, a 35 mph wind produces a pressure on a structure of 0.47 in. of water. The effect of wind on air movement within tightly constructed buildings with all exterior doors and windows closed is slight. However, wind effects can be important for loosely constructed buildings or for buildings with open doors or windows. Usually, the resulting airflows are complicated, and computer analysis is required.

Frequently, a window breaks in the fire compartment. If the window is on the leeward side of the building, the negative pressure caused by the wind vents the smoke from the fire compartment. This reduces smoke movement throughout the building. However, if the broken window is on the windward side, wind forces the smoke throughout the fire floor and to other floors, which endangers the lives of building occupants and hampers fire fighting. Wind-induced pressure in this situation can be large and can dominate air movement throughout the building.

HVAC Systems

Before methods of smoke control were developed, HVAC systems were shut down when fires were discovered because the systems frequently transported smoke during fires.

In the early stages of a fire, the HVAC system can aid in fire detection. When a fire starts in an unoccupied portion of a building, the system can transport the smoke to a space where people can smell it and be alerted to the fire. However, as the fire progresses, the system transports smoke to every area it serves, thus endangering life in all those spaces. The system also supplies air to the fire space, which aids combustion. Although shutting the system down prevents it from supplying air to the fire, it does not prevent smoke movement through the supply and return air ducts, air shafts, and other building openings because of stack effect, buoyancy, or wind.

SMOKE MANAGEMENT

In this chapter, smoke management includes all methods that can be used singly or in combination to modify smoke movement for the benefit of occupants or firefighters or for reducing property damage. Barriers, smoke vents, and smoke shafts are traditional methods of smoke management. The effectiveness of barriers is limited by the extent to which they are free of leakage paths. Smoke vents and smoke shafts are limited by the fact that smoke must be sufficiently buoyant to overcome any other driving forces that could be present. In the last few decades, fans have been used to overcome the limitations of traditional approaches. Compartmentation, dilution,

pressurization, airflow, and buoyancy are used by themselves or in combination to manage smoke conditions in fire situations. These mechanisms are discussed in the following sections.

Compartmentation

Barriers with sufficient fire endurance to remain effective throughout a fire exposure have long been used to protect against fire spread. In this approach, walls, partitions, floors, doors, and other barriers provide some level of smoke protection to spaces remote from the fire. This section discusses passive compartmentation; using compartmentation with pressurization is discussed in the section on Pressurization (Smoke Control). Many codes, such as NFPA *Standard* 101 and the International Building Code® (ICC 2009), provide specific criteria for construction of smoke barriers (including doors) and their smoke dampers. The extent to which smoke leaks through such barriers depends on the size and shape of the leakage paths in the barriers and the pressure difference across the paths.

Dilution Remote from Fire

Smoke dilution is sometimes referred to as **smoke purging**, **smoke removal**, **smoke exhaust**, or **smoke extraction**. Dilution can be used to maintain acceptable gas and particulate concentrations in a compartment subject to smoke infiltration from an adjacent space. It can be effective if the rate of smoke leakage is small compared to either the total volume of the safeguarded space or the rate of purging air supplied to and removed from the space. Also, dilution can be beneficial to the fire service for removing smoke after a fire has been extinguished. Sometimes, when doors are opened, smoke flows into areas intended to be protected. Ideally, the doors are only open for short periods during evacuation. Smoke that has entered spaces remote from the fire can be purged by supplying outside air to dilute the smoke.

The following is a simple analysis of smoke dilution for spaces in which there is no fire. Assume that at time zero ($\theta = 0$), a compartment is contaminated with some concentration of smoke and that no more smoke flows into the compartment or is generated within it. Also, assume that the contaminant is uniformly distributed throughout the space. The concentration of contaminant in the space can be expressed as

$$\frac{C}{C_0} = e^{-at} \quad (6)$$

The dilution rate can be determined from the following equation:

$$a = \frac{1}{t} \ln \left(\frac{C_0}{C} \right) \quad (7)$$

where

C_0 = initial concentration of contaminant

C = concentration of contaminant at time θ

a = dilution rate, air changes per minute

t = time after smoke stops entering space or smoke production has stopped, min

e = base of natural logarithm (approximately 2.718)

Concentrations C_0 and C must be expressed in the same units, but can be any units appropriate for the particular contaminant being considered.

McGuire et al. (1970) evaluated the maximum levels of smoke obscuration from a number of fire tests and a number of proposed criteria for tolerable levels of smoke obscuration. Based on this evaluation, they state that the maximum levels of smoke obscuration are greater by a factor of 100 than those relating to the limit of tolerance. Thus, they indicate that a space can be considered "reasonably safe" with respect to smoke obscuration if the concentration of contaminants in the space is less than about 1% of the concentration in the immediate fire area. This level of dilution increases visibility by about a factor of 100 (e.g., from 0.5 ft to 50 ft) and reduces the concentrations of toxic smoke components. Toxicity is a more complex problem, and no parallel statement has been made regarding dilution needed to obtain a safe atmosphere with respect to toxic gases.

In reality, it is impossible to ensure that the concentration of the contaminant is uniform throughout the compartment. Because of buoyancy, it is likely that higher concentrations are near the ceiling. Therefore, exhausting smoke near the ceiling and supplying air near the floor probably dilutes smoke even more quickly than indicated by Equation (7). Supply and exhaust points should be placed to prevent supply air from blowing into the exhaust inlet, thereby short-circuiting the dilution.

Example 1

A space is isolated from a fire by smoke barriers and self-closing doors, so that no smoke enters the compartment when the doors are closed. When a door is opened, smoke flows through the open doorway into the space. If the door is closed when the contaminant in the space is 20% of the burn room concentration, what dilution rate is required to reduce the concentration to 1% of that in the burn room in 6 min?

The time $t = 6$ min and $C_0/C = 20$. From Equation (7), the dilution rate is about 0.5 air changes per minute, or 30 air changes per hour.

Caution about Dilution near Fire. Many people have unrealistic expectations about what dilution can accomplish in the fire space. Neither theoretical nor experimental evidence indicates that using a building's HVAC system for smoke dilution will significantly improve tenable conditions in a fire space. The exception is an unusual space where the fuel is such that fire size cannot grow above a specific limit; this occurs in some tunnels and underground transit situations. Because HVAC systems promote a considerable degree of air mixing in the spaces they serve and because very large quantities of smoke can be produced by building fires, it is generally believed that smoke dilution by an HVAC system in the fire space does not improve tenable conditions in that space. Thus, any attempt to improve hazard conditions in the fire space, or in spaces connected to the fire space by large openings, with smoke purging will be ineffective.

Pressurization (Smoke Control)

Systems that pressurize an area using mechanical fans are referred to as smoke control in this chapter and in NFPA *Standard 92A*. A pressure difference across a barrier can control smoke movement, as illustrated in [Figure 6](#). Within the barrier is a door. The high-pressure side of the door can be either a refuge area or an egress route. The low-pressure side is exposed to smoke from a fire. Airflow through gaps around the door and through construction cracks prevents smoke infiltration to the high-pressure side.

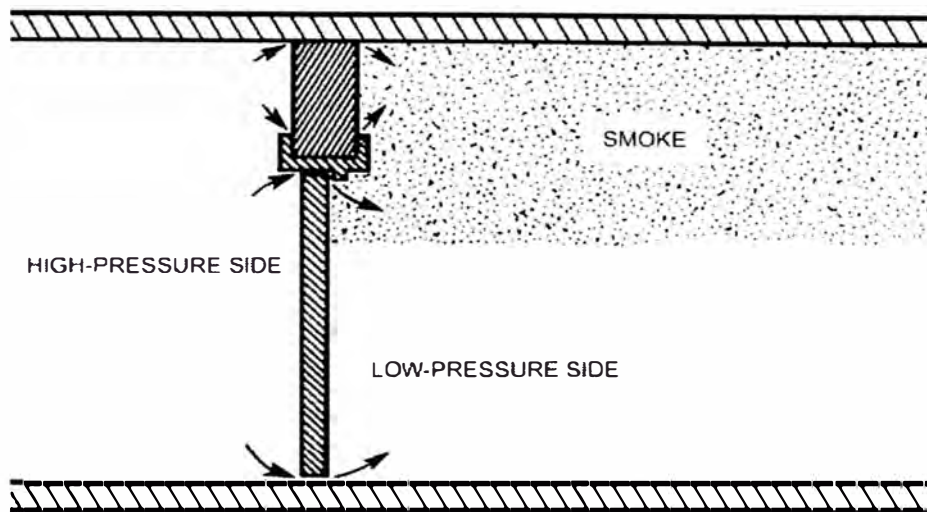


Figure 6. Smoke Control System Preventing Smoke Infiltration to High-Pressure Side of Barrier

For smoke control analysis, the orifice equation can be used to estimate the flow through building flow paths:

$$Q = 776CA \sqrt{2\Delta p / \rho} \quad (8)$$

where

Q = volumetric airflow rate, cfm

C = flow coefficient

A = flow area (leakage area), ft²

Δp = pressure difference across flow path, in. of water

ρ = density of air entering flow path, lb_m/ft³

The flow coefficient depends on the geometry of the flow path, as well as on turbulence and friction. In the present context, the flow coefficient is generally 0.6 to 0.7. For $\rho = 0.075 \text{ lb}_m/\text{ft}^3$ and $C = 0.65$, [Equation \(8\)](#) can be expressed as

$$Q = 2610A \sqrt{\Delta p} \quad (9)$$

The flow area is frequently the same as the cross-sectional area of the flow path. A closed door with a crack area of 0.11 ft² and a pressure difference of 0.01 in. of water has an air leakage rate of approximately 29 cfm. If the pressure difference across the door is increased to 0.30 in. of water, the flow is 157 cfm.

Frequently, in field tests of smoke control systems, pressure differences across partitions or closed doors have fluctuated by as much as 0.02 in. of water. These fluctuations have generally been attributed to wind, although they could have been due to the HVAC system or some other source. To control smoke movement, the pressure difference produced by a smoke control system must be large enough to overcome pressure fluctuations, stack effect, smoke buoyancy, and wind pressure. However, the pressure difference should not be so large that the door is difficult to open.

Airflow

Airflow has been used extensively to manage smoke from fires in subway, railroad, and highway tunnels (see [Chapter 15](#)). Large airflow rates are needed to control smoke flow, and these flow rates can supply additional oxygen to the fire. Because of the need for complex controls, airflow is not used as extensively in buildings. The control problem consists of having very small flows when a door is closed and then significantly increased flows when that door is open. Furthermore, it is a major concern that the airflow supplies oxygen to the fire. This section presents the basics of smoke control by airflow and demonstrates why this technique is rarely recommended.

Thomas (1970) determined that in a corridor in which there is a fire, airflow can almost totally prevent smoke from flowing upstream of the fire. Molecular diffusion is believed to transfer trace amounts of smoke, which are not hazardous but which are detectable as the smell of smoke upstream. Based on work by Thomas, the critical air velocity for most applications can be approximated as

$$V_k = 5.68 \left(\frac{q_c}{W} \right)^{1/3} \quad (10)$$

where

V_k = critical air velocity to prevent smoke backflow, fpm

q_c = heat release rate into corridor, Btu/h

W = corridor width, ft

This relation can be used when the fire is in the corridor or when smoke enters the corridor through an open doorway, air transfer grille, or other opening. Although critical velocities calculated from [Equation \(10\)](#) are general and approximate, they indicate the kind of air velocities required to prevent smoke backflow from fires of different sizes. For specific applications, other equations may be more appropriate: for tunnel applications, see [Chapter 15](#); for smoke management in atriums and other large spaces, see Klote and Milke (2002) and NFPA *Standard 92B*.

Although [Equation \(10\)](#) can be used to estimate the airflow rate necessary to prevent smoke backflow through an open door, the oxygen supplied is a concern. Huggett (1980) evaluated the oxygen consumed in the combustion of numerous natural and synthetic solids. He found that, for most materials involved in building fires, the energy released is approximately 5630 Btu per pound of oxygen. Air is 23.3% oxygen by mass. Thus, if all the oxygen in a pound of air is consumed, 1300 Btu is liberated. If all the oxygen in 1 cfm of air with a density of $0.075 \text{ lb}_m/\text{ft}^3$ is consumed by fire, 5850 Btu/h is liberated.

Examples 2 and 3 demonstrate that the air needed to prevent smoke backflow can support an extremely large fire. Most commercial and residential buildings contain enough fuel (paper, cardboard, furniture, etc.) to support very large fires. Even when the amount of fuel is normally very small, short-term fuel loads (during building renovation, material delivery, etc.) can be significant. Therefore, using airflow for smoke control is not recommended, except when the fire is suppressed or in the rare cases when fuel can be restricted with confidence.

Example 2

What airflow at a doorway is needed to stop smoke backflow from a room fully involved in fire, and how large a fire can this airflow support?

A room fully involved in fire can have an energy release rate on the order of 8×10^6 Btu/h. Assume the door is 3 ft wide and 7 ft high. From [Equation \(10\)](#), $V_k = 5.68(8 \times 10^6/3)^{1/3} = 790$ fpm. A flow through the doorway of $790 \times 3 \times 7 = 16,600$ cfm is needed to prevent smoke from backflowing into the area.

If all the oxygen in this airflow is consumed in the fire, the heat liberated is $16,600 \text{ cfm} \times 5850 \text{ Btu/h} \cdot \text{cfm} = 9.7 \times 10^7$ Btu/h. This is over 10 times more than the heat generated by the fully involved room fire and indicates why airflow is generally not recommended for smoke control in buildings.

Example 3

What airflow is needed to stop smoke backflow from a wastebasket fire, and how large a fire can this airflow support?

A wastebasket fire can have an energy release rate on the order of 5×10^5 Btu/h. As in Example 2, $V_k = 5.68(5 \times 10^5/3)^{1/3} = 310$ fpm. A flow through the doorway of $310 \times 3 \times 7 = 6500$ cfm is needed to prevent smoke backflow.

If all the oxygen in this airflow is consumed in the fire, the heat liberated is $6500 \text{ cfm} \times 5850 \text{ Btu/h} \cdot \text{cfm} = 3.8 \times 10^7$ Btu/h. This is still many times greater than the fully involved room fire and further indicates why airflow is generally not recommended for smoke control in buildings.

Buoyancy

The buoyancy of hot combustion gases is used in both fan-powered and non-fan-powered venting systems. Fan-powered venting for large spaces is commonly used for atriums and covered shopping malls, and non-fan-powered venting is commonly used for large industrial and storage buildings. There is a concern that sprinkler flow will cool the smoke, reducing buoyancy and thus the system effectiveness. Research is needed in this area. Refer to Klote and Milke (2002) and NFPA *Standards 92B* and *204* for detailed design information about these systems.

SMOKE CONTROL SYSTEM DESIGN

Door-Opening Forces

The door-opening forces resulting from the pressure differences produced by a smoke control system must be considered. Unreasonably high door-opening forces can make it difficult or impossible for occupants to open doors to refuge areas or escape routes.

The force required to open a door is the sum of the forces to overcome the pressure difference across the door and to overcome the door closer. This can be expressed as

$$F = F_{dc} + \frac{5.20WA\Delta p}{2(W-d)} \quad (11)$$

where

F = total door-opening force, lb_f

F_{dc} = force to overcome door closer, lb_f

W = door width, ft

A = door area, ft²

Δp = pressure difference across door, in. of water

d = distance from doorknob to edge of knob side of door, ft

This relation assumes that the door-opening force is applied at the knob. Door-opening force F_p caused by pressure difference can be determined from Figure 7 for a value of $d = 3$ in. The force to overcome the door closer is usually greater than 3 lb_f and, in some cases, can be as great as 20 lb_f . For a door that is 7 ft high and 3 ft wide and subject to a pressure difference of 0.30 in. of water, the total door-opening force is 30 lb_f , if the force to overcome the door closer is 12 lb_f .

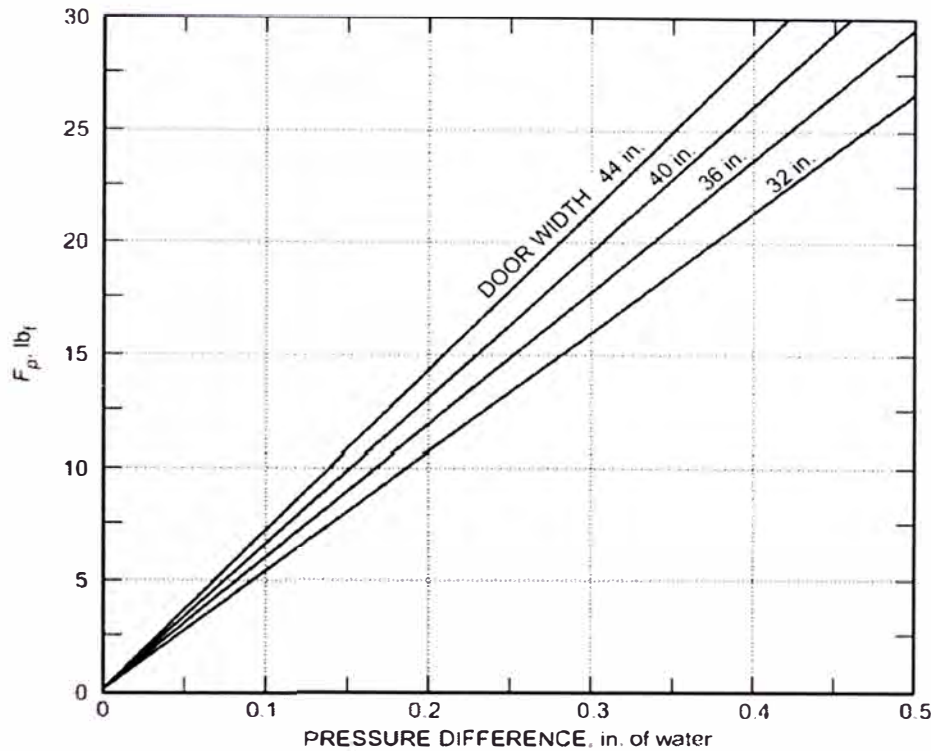


Figure 7. Door-Opening Force Caused by Pressure Difference

Flow Areas

In designing smoke control systems, airflow paths must be identified and evaluated. Some leakage paths are obvious, such as cracks around closed doors, open doors, elevator doors, windows, and air transfer grilles. Construction cracks in building walls are less obvious, but they are equally important.

The flow area of most large openings, such as open windows, can be calculated easily. However, flow areas of cracks are more difficult to evaluate. The area of these leakage paths depends on such features as workmanship, door fit, and weatherstripping. A 3 by 7 ft door with an average crack width of $1/8$ in. has a leakage area of 0.21 ft^2 . However, if this door is installed with a $3/4$ in. undercut, the leakage area is 0.36 ft^2 , a significant difference. The leakage area of elevator doors is in the range of 0.55 to 0.70 ft^2 per door.

For open stairwell doorways, Cresci (1973) found complex flow patterns; the resulting flow through open doorways was considerably below that calculated using the doorway's geometric area as the flow area in Equation (8). Based on this research, it is recommended that the design flow area of an open stairwell doorway be *half* the geometric area (door height \times width) of the doorway. An alternative for open stairwell doorways is to use the geometric area as the flow area and use a reduced flow coefficient. Because it does not allow the direct use of Equation (8), this approach is not used here.

Typical leakage areas for walls and floors of commercial buildings are tabulated as area ratios in Table 1. These data are based on a relatively small number of tests performed by the National Research Council of Canada (Shaw et al. 1993; Tamura and Shaw 1976a, 1976b, 1978; Tamura and Wilson 1966). Actual leakage areas depend primarily on workmanship rather than on construction materials, and in some cases, the flow areas in particular buildings may vary from the values listed. Data concerning air leakage through building components are also provided in Chapter 16 of the 2009 *ASHRAE Handbook—Fundamentals*.

Table 1. Typical Leakage Areas for Walls and Floors of Commercial Buildings

Construction Element	Wall Tightness	Area Ratio
		A/A_w
Exterior building walls ^a (includes construction cracks and cracks around windows and doors)	Tight	0.50×10^{-4}
	Average	0.17×10^{-3}
	Loose	0.35×10^{-3}
	Very Loose	0.12×10^{-2}
Stairwell walls ^a (includes construction cracks but not cracks around windows or doors)	Tight	0.14×10^{-4}
	Average	0.11×10^{-3}

Elevator shaft walls ^a (includes construction cracks but not cracks around doors)	Loose	0.35×10^{-3}
	Tight	0.18×10^{-3}
	Average	0.84×10^{-3}
Floors ^b (includes construction cracks and gaps around penetrations)	Loose	0.18×10^{-2}
	A/A_f	
	Tight	0.66×10^{-5}
	Average	0.52×10^{-4}
	Loose	0.17×10^{-3}

A = leakage area; A_w = wall area; A_f = floor area

Leakage areas evaluated at ^a0.3 in. of water; ^b0.1 in. of water.

Because a vent surface is usually covered by a louver and screen, a vent's flow area is less than its area (vent height × width). Calculation is further complicated because the louver slats are frequently slanted. Manufacturer's data should be used for specific information.

Effective Flow Areas

The concept of effective flow areas is useful for analyzing smoke control systems. The paths in the system can be in parallel with one another, in series, or a combination of parallel and series. The effective area of a system of flow areas is the area that gives the same flow as the system when it is subjected to the same pressure difference over the total system of flow paths. This is similar to the effective resistance of a system of electrical resistances. The effective flow area A_e for **parallel** leakage areas is the sum of the individual leakage paths:

$$A_e = \sum_{i=1}^n A_i \tag{12}$$

where n is the number of flow areas A_i in parallel.

For example, the effective area A_e for the three parallel leakage areas in [Figure 8](#) is

$$A_e = A_1 + A_2 + A_3 \tag{13}$$

If A_1 is 1.0 ft^2 and A_2 and A_3 are each 0.5 ft^2 , then the effective flow area A_e is 2.0 ft^2 .

The general rule for any number of leakage areas in **series** is

$$A_e = \left[\sum_{i=1}^n \frac{1}{A_i^2} \right]^{-0.5} \tag{14}$$

where n is the number of leakage areas A_i in series.

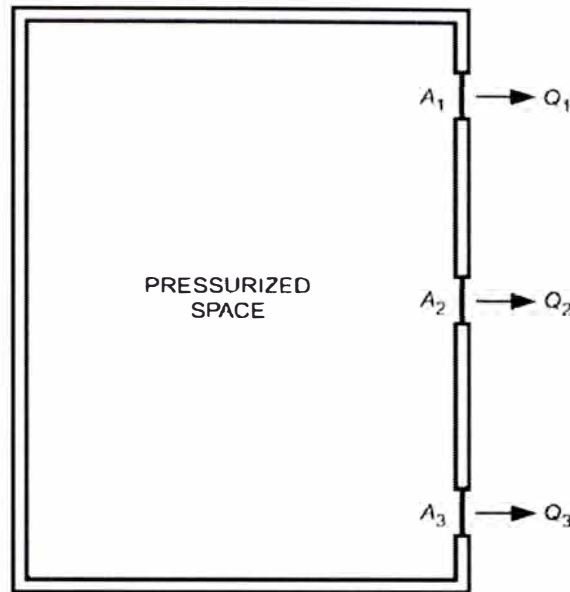


Figure 8. Leakage Paths in Parallel

Three leakage areas in series from a pressurized space are illustrated in Figure 9. The effective flow area of these paths is

$$A_e = \left(\frac{1}{A_1^2} + \frac{1}{A_2^2} + \frac{1}{A_3^2} \right)^{-0.5} \tag{15}$$

In smoke control analysis, there are frequently only two paths in series, and the effective leakage area is

$$A_e = \frac{A_1 A_2}{\sqrt{A_1^2 + A_2^2}} \tag{16}$$

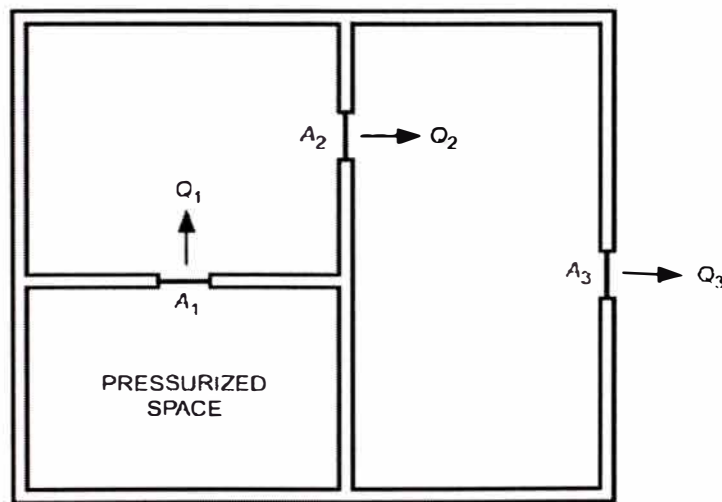


Figure 9. Leakage Paths in Series

Example 4

Calculate the effective leakage area of two equal flow paths in series. Let $A_1 = A_2 = 0.20 \text{ ft}^2$. From Equation (16),

$$A_e = \frac{A^2}{\sqrt{2A^2}} = 0.14 \text{ ft}^2$$

Example 5

Calculate the effective flow area of two flow paths in series, where $A_1 = 0.20 \text{ ft}^2$ and $A_2 = 2.0 \text{ ft}^2$. From Equation (16),

$$A_e = \frac{A_1 A_2}{\sqrt{A_1^2 + A_2^2}} = 0.199 \text{ ft}^2$$

Example 5 illustrates that when two paths are in series, and one is much larger than the other, the effective flow area is approximately equal to the smaller area.

Developing an effective area for a system of both parallel and series paths requires combining groups of parallel paths and series paths systematically. The system illustrated in [Figure 10](#) is analyzed as an example. The figure shows that A_2 and A_3 are in parallel; therefore, their effective area is

$$(A_{23})_e = A_2 + A_3$$

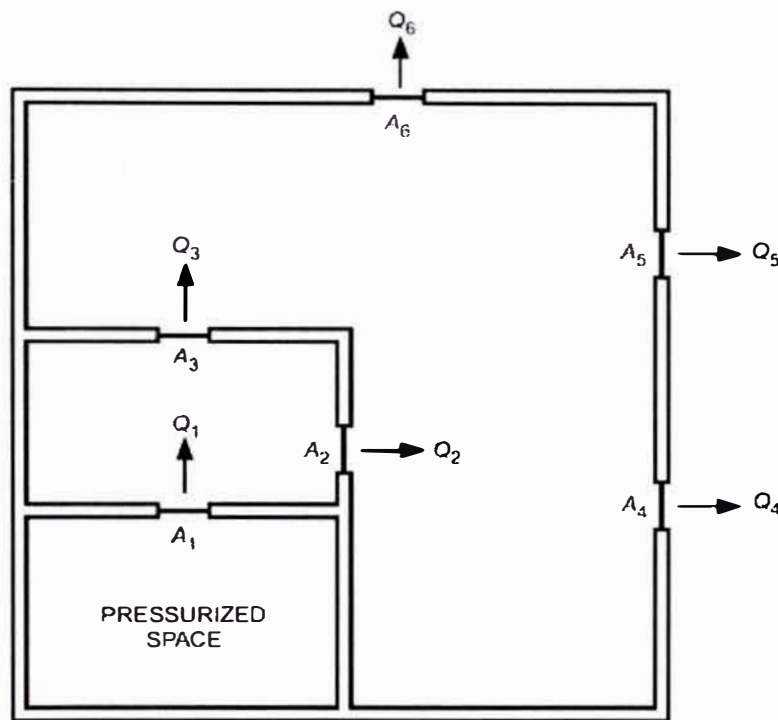


Figure 10. Combination of Leakage Paths in Parallel and Series

Areas A_4 , A_5 , and A_6 are also in parallel, so their effective area is

$$(A_{456})_e = A_4 + A_5 + A_6$$

These two effective areas are in series with A_1 . Therefore, the effective flow area of the system is given by

$$A_e = \left[\frac{1}{A_1^2} + \frac{1}{(A_{23})_e^2} + \frac{1}{(A_{456})_e^2} \right]^{-0.5}$$

Example 6

Calculate the effective area of the system in [Figure 10](#), if the leakage areas are $A_1 = A_2 = A_3 = 0.2 \text{ ft}^2$ and $A_4 = A_5 = A_6 = 0.1 \text{ ft}^2$.

$$(A_{23})_e = 0.4 \text{ ft}^2$$

$$(A_{456})_e = 0.3 \text{ ft}^2$$

$$A_e = 0.15 \text{ ft}^2$$

Design Weather Data

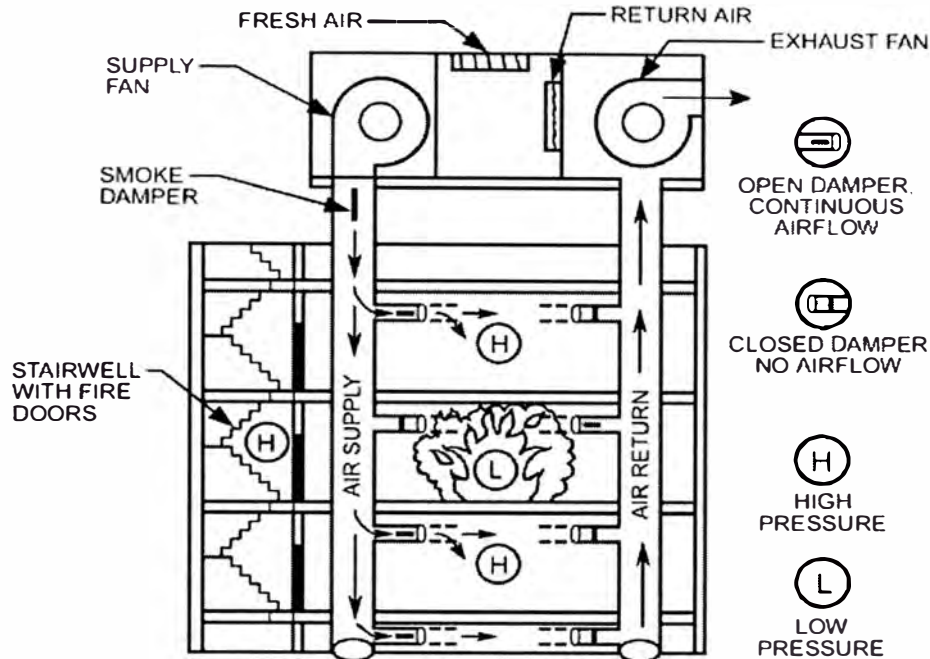
Little weather information has been developed specifically for smoke control system design. Design temperatures for heating and cooling found in Chapter 14 of the 2009 *ASHRAE Handbook—Fundamentals* (on the CD-ROM accompanying that volume) may be used. Extreme temperatures can be considerably lower than the winter design temperatures. For example, the 99% design temperature for Tallahassee, Florida, is 28°F, but the lowest temperature observed there was -2°F (NOAA 1979).

Temperatures are generally below the design values for short periods, and because of the thermal lag of building materials, these short intervals of low temperature usually do not cause problems with heating. However, there is no time lag for a smoke control system; it is therefore subjected to all the extreme forces of stack effect that exist the moment it operates. If the outside temperature is below the system's winter design temperature, stack effect problems may result. A similar situation can occur with summer design temperatures and reverse stack effect.

Extreme wind data for smoke management design are listed in Chapter 14 of the 2009 *ASHRAE Handbook- Fundamentals*.

Design Pressure Differences

Both the maximum and minimum allowable pressure differences across the boundaries of smoke control should be considered. The maximum allowable pressure difference should not cause excessive door-opening forces.



Note: If fans are off, all dampers should be closed.

Figure 11. Smoke Control System Damper Recommendation

The minimum allowable pressure difference across a boundary of a smoke control system might be the difference such that no smoke leakage occurs during building evacuation. In this case, the smoke control system must produce sufficient pressure differences to overcome forces of wind, stack effect, or buoyancy of hot smoke. Pressure differences caused by wind and stack effect can be large in the event of a broken window in the fire compartment. Evaluation of these pressure differences depends on evacuation time, rate of fire growth, building configuration, and the presence of a fire suppression system. NFPA *Standard 92A* suggests values of minimum and maximum design pressure difference.

Open Doors

Another design concern is the number of doors that could be opened simultaneously when the smoke control system is operating. A design that allows all doors to be open simultaneously may ensure that the system always works, but often adds to system cost.

The number of doors that may be open simultaneously depends largely on building occupancy. For example, in a densely populated building, it is likely that all doors will be open during evacuation. However, if a staged evacuation plan or refuge area concept is incorporated in the building fire emergency plan, or if the building is sparsely occupied, only a few of the doors may be open during a fire.

FIRE AND SMOKE DAMPERS

Openings for ducts in walls and floors with fire resistance ratings should be protected by fire dampers and ceiling dampers, as required by local codes. Air transfer openings should also be protected. These dampers should be classified and labeled in accordance with Underwriters Laboratories (UL) *Standard 555*. Figure 11 shows recommended damper positions for smoke control.

A smoke damper can be used for either traditional smoke management (smoke containment) or smoke control. In **smoke management**, a smoke damper inhibits passage of smoke under the forces of buoyancy, stack effect, and wind. However, smoke dampers are only one of many elements (partitions, floors, doors) intended to inhibit smoke flow. In smoke management applications, the leakage characteristics of smoke dampers should be selected to be appropriate with the leakage of the other system elements.

In a **smoke control system**, a smoke damper inhibits the passage of air that may or may not contain smoke. A damper does not need low leakage characteristics when outdoor (fresh) air is on the high-pressure side of the damper, as is the case for dampers that shut off supply air from a smoke zone or that shut off exhaust air from a nonsmoke zone. In these cases, moderate leakage of smoke-free air through the damper does not adversely affect control of smoke movement. It is best to design smoke control systems so that

only smoke-free air is on the high-pressure side of a closed smoke damper.

Smoke dampers should be classified and listed in accordance with UL *Standard* 555S for temperature, leakage, and operating velocity. The velocity rating of a smoke damper is the velocity at which the actuator will open and close the damper.

At locations requiring both smoke and fire dampers, combination dampers meeting the requirements of both UL *Standards* 555 and 555S can be used. The combination fire/smoke dampers must close when they reach their UL *Standard* 555S temperature rating to maintain the integrity of the firewall.

Fire, ceiling, and smoke dampers should be installed in accordance with the manufacturers' instructions. NFPA *Standard* 90A gives general guidelines on locations requiring these dampers.

The supply and return/smoke dampers should be a minimum of Class II leakage at 250°F. The return air damper should be a minimum of Class I leakage at 250°F to prevent recirculation of smoke exhaust. The operating velocity of the dampers should be evaluated when the dampers are in smoke control mode. To minimize velocity build-up, only zones adjacent to the fire need to be pressurized.

The exhaust ductwork and fan must be designed to handle the temperature of the exhaust smoke. This temperature can be lowered by making the smoke control zones large or by pressurizing only the zones adjacent to the fire zone and leaving all the other zones operating normally.

Fans Used to Exhaust Smoke

Understanding building code requirements for high-temperature fans in smoke control systems is important for both designers, who must select fans that can operate satisfactorily at elevated temperatures, and manufacturers, who can then design suitable off-the-shelf fans rather than customizing fans for each application. Only fans designed for use under elevated temperatures should be used in smoke management applications; other types may fail, or their performance may change because of component deformation or altered clearances among components. Also, some smoke exhaust applications (e.g., transit tunnels) require that smoke-handling fans reverse direction repeatedly on demand. Until recently, standards did not address reversibility or airflow performances of high-temperature fans at ambient and elevated temperatures. To allow manufacturers to provide suitable off-the-shelf products, a standard method of test (MOT) and ratings scale have been developed.

ANSI/ASHRAE *Standard* 149 provides testing laboratories with standard testing methods for fan characteristics specific to smoke exhaust functions, including (1) aerodynamic performance, (2) operation at specified elevated temperature, (3) reversal, and (4) damper performance (for dampers included with the fan).

AMCA *Publication* 212 establishes ratings to allow consistent comparison among catalog test data. Model code requirements for elevated temperature and duration of operation are charted on a graph, which is divided into several fan performance groups. Manufacturers can request that laboratories test fans according to ANSI/ASHRAE *Standard* 149; those data can then be incorporated into catalogs for off-the-shelf products according to AMCA *Publication* 212 ratings, allowing designers to select the most appropriate models and performances for their specific applications. This allows designers and code officials to compare different manufacturers' products more easily, and enhances confidence that products will perform as intended; it also allows manufacturers to provide more cost-efficient off-the-shelf products rather than custom-designing fans for each application.

PRESSURIZED STAIRWELLS

Many pressurized stairwells have been designed and built to provide a smoke-free escape route in the event of a building fire. They also provide a smoke-free staging area for firefighters. On the fire floor, a pressurized stairwell must maintain a positive pressure difference across a closed stairwell door to prevent smoke infiltration.

During building fires, some stairwell doors are opened intermittently during evacuation and fire fighting, and some doors may even be blocked open. Ideally, when the stairwell door is opened on the fire floor, airflow through the door should be sufficient to prevent smoke backflow. Designing a system to achieve this goal is difficult because of the many combinations of open stairwell doors and weather conditions affecting airflow.

Stairwell pressurization systems may be single- or multiple-injection systems. A **single-injection system** supplies pressurized air to the stairwell at one location, usually at the top. Associated with this system is the potential for smoke to enter the stairwell through the pressurization fan intake. Therefore, automatic shutdown during such an event should be considered.

For tall stairwells, single-injection systems can fail when a few doors are open near the air supply injection point, especially in bottom-injection systems when a ground-level stairwell door is open.

For tall stairwells, supply air can be supplied at a number of locations over the height of the stairwell. [Figures 12](#) and [13](#) show two examples of **multiple-injection systems** that can be used to overcome the limitations of single-injection systems. In these figures, the supply duct is shown in a separate shaft. However, systems have been built that eliminated the expense of a separate duct shaft by locating the supply duct in the stairwell itself. In such a case, care must be taken that the duct does not obstruct orderly building evacuation.

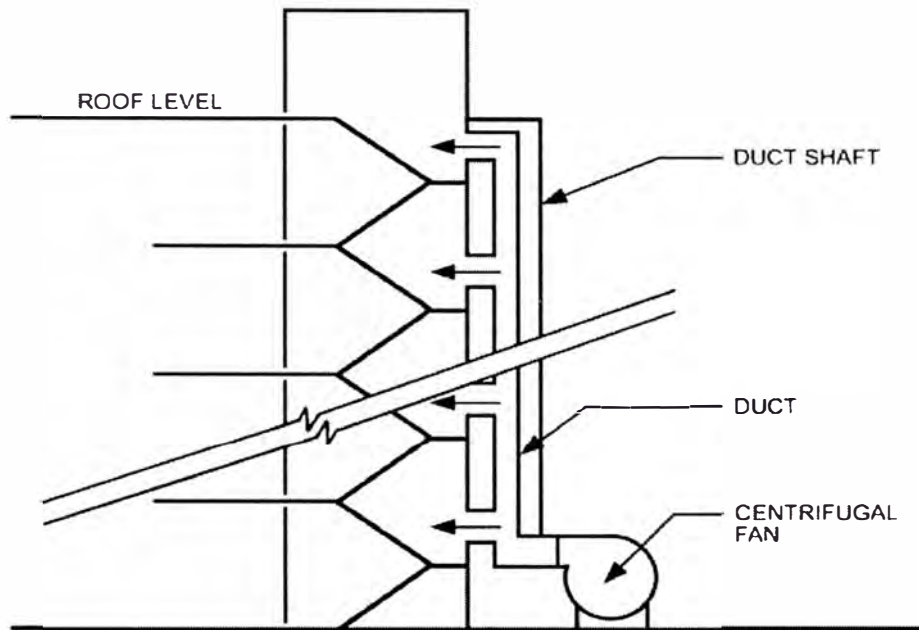


Figure 12. Stairwell Pressurization by Multiple Injection with Fan Located at Ground Level

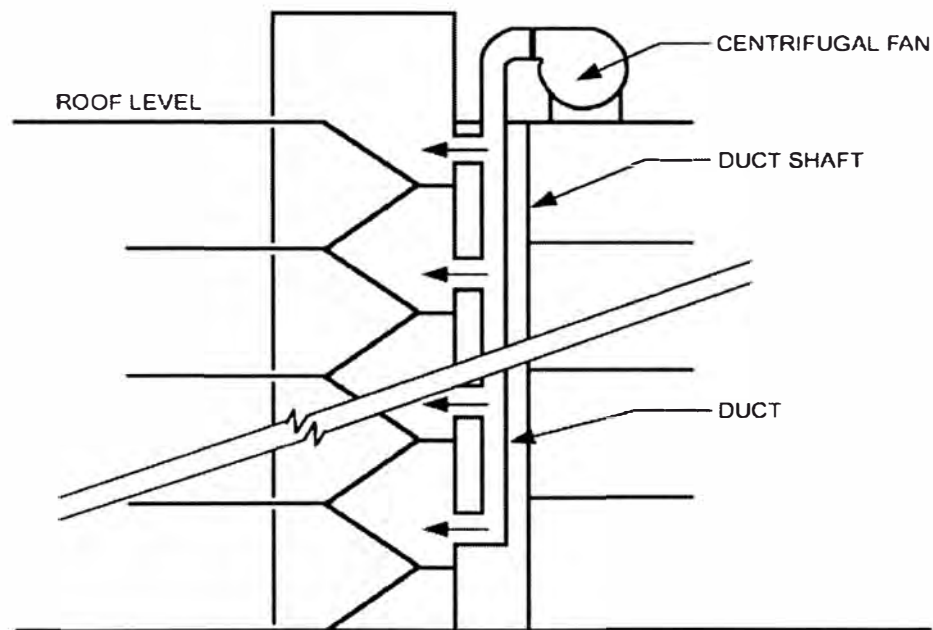
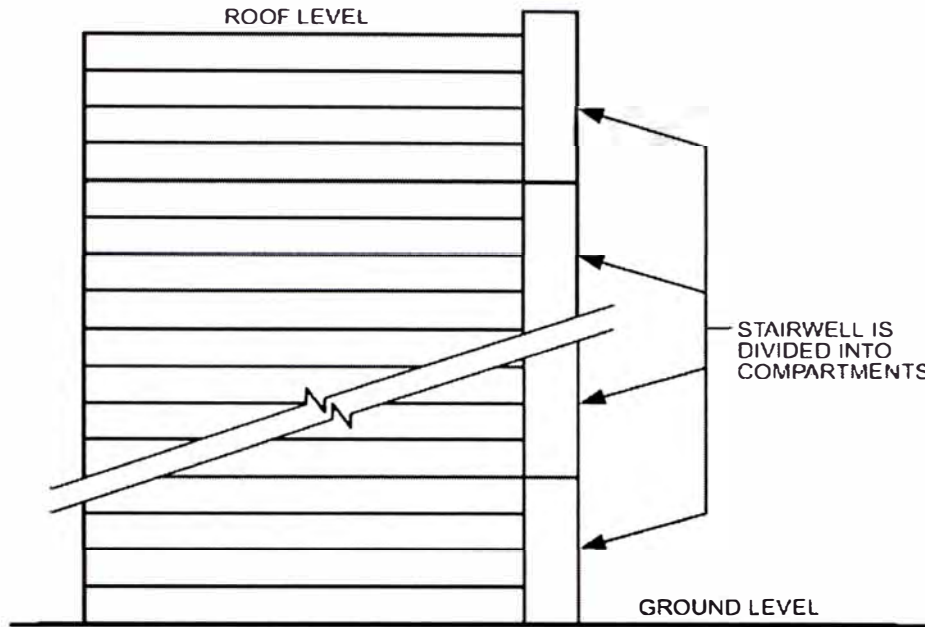


Figure 13. Stairwell Pressurization by Multiple Injection with Roof-Mounted Fan

Stairwell Compartmentation

Compartmentation of the stairwell into a number of sections is one alternative to multiple injection (Figure 14). When the doors between compartments are open, the effect of compartmentation is lost. For this reason, compartmentation is inappropriate for densely populated buildings where total building evacuation by the stairwell is planned in the event of fire. However, when a staged evacuation plan is used and the system is designed to operate successfully with the maximum number of doors between compartments open, compartmentation can effectively pressurize tall stairwells.



Note: Each four-floor compartment has a least one supply air injection point

Figure 14. Compartmentation of Pressurized Stairwell

Stairwell Analysis

This section presents an analysis for a pressurized stairwell in a building without vertical leakage. This method closely approximates the performance of pressurized stairwells in buildings without elevators. It is also useful for buildings with vertical leakage because it yields conservative results. For evaluating vertical leakage through the building or with open stairwell doors, computer analysis is recommended. The analysis is for buildings where the leakage areas are the same for each floor of the building and where the only significant driving forces are the stairwell pressurization system and the indoor-outdoor temperature difference.

The pressure difference Δp_{sb} between the stairwell and the building can be expressed as

$$\Delta p_{sb} = \Delta p_{sbb} + \frac{By}{1 + (A_{sb}/A_{bo})^2} \tag{17}$$

where

Δp_{sbb} = pressure difference between stairwell and building at stairwell bottom, in. of water

$B = 7.64(1/T_o - 1/T_s)$ at sea level standard pressure

y = distance above stairwell bottom, ft

A_{sb} = flow area between stairwell and building (per floor), ft²

A_{bo} = flow area between building and outside (per floor), ft²

T_o = temperature of outside air, °R

T_s = temperature of stairwell air, °R

For a stairwell with no leakage directly to the outside, the flow rate of pressurization air is

$$Q = 1740 NA_{sb} \left(\frac{\Delta p_{sbt}^{3/2} - \Delta p_{sbb}^{3/2}}{\Delta p_{sbt} - \Delta p_{sbb}} \right) \tag{18}$$

where

Q = volumetric flow rate, cfm

N = number of floors

Δp_{sbt} = pressure difference from stairwell to building at stairwell top, in. of water

Example 7

Each story of a 15-story stairwell is 10.8 ft high. The stairwell has a single-leaf door at each floor leading to the occupant space and one ground-level door to the outside. The exterior of the building has a wall area of 6030 ft² per floor. The exterior building walls and stairwell walls are of average leakiness. The stairwell wall area is 560 ft² per floor. The area of the gap around each stairwell door to the building is 0.26 ft². The exterior door is well gasketed, and its leakage can be neglected when it is closed.

Outside design temperature $T_o = 474^\circ\text{R}$; stairwell temperature $T_s = 530^\circ\text{R}$; maximum design pressure differences when all stairwell

doors are closed is 0.35 in. of water; the minimum allowable pressure difference is 0.052 in. of water.

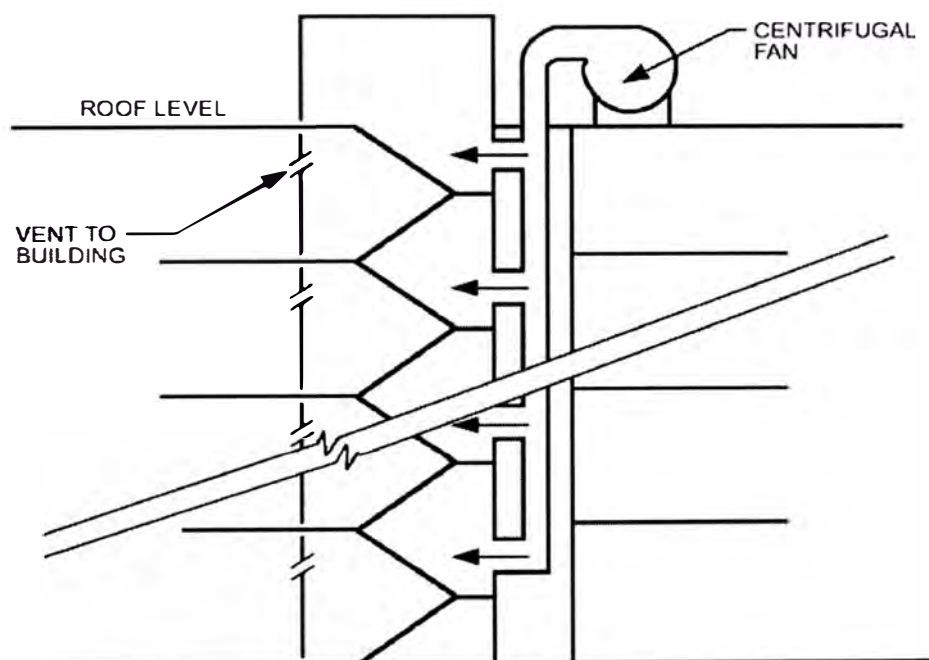
Using the leakage ratio for an exterior building wall of average tightness from Table 1, $A_{bo} = 6030(0.17 \times 10^{-3}) = 1.025 \text{ ft}^2$. Using the leakage ratio for a stairwell wall of average tightness from Table 1, the leakage area of the stairwell wall is $560(0.11 \times 10^{-3}) = 0.06 \text{ ft}^2$. The value of A_{sb} equals the leakage area of the stairwell wall plus the gaps around the closed doors: $A_{sb} = 0.06 + 0.26 = 0.32 \text{ ft}^2$. The temperature factor B is calculated at 0.00170 in. of water/ft. The pressure difference at the stairwell bottom is selected as $\Delta p_{sbb} = 0.080$ in. of water to provide an extra degree of protection above the minimum allowable value of 0.052 in. of water. The pressure difference Δp_{sbt} is calculated from Equation (17) at 0.331 in. of water, using $\gamma = 15(10.8) = 162 \text{ ft}$. Thus, Δp_{sbt} does not exceed the maximum allowable pressure. The flow rate of pressurization air is calculated from Equation (18) at 5585 cfm.

The flow rate depends strongly on the leakage area around the closed doors and on the leakage area in the stairwell walls. In practice, these areas are difficult to evaluate and even more difficult to control. If flow area A_{sb} in Example 7 were 0.54 ft^2 rather than 0.32 ft^2 , Equation (18) would give a flow rate of pressurization air of 9500 cfm. A fan with a sheave allows adjustment of supply air to offset for variations in actual leakage from the values used in design calculations.

Stairwell Pressurization and Open Doors

The simple pressurization system discussed in the previous section has two limitations regarding open doors. First, when a stairwell door to the outside and building doors are open, the simple system cannot provide enough airflow through building doorways to prevent smoke backflow. Second, when stairwell doors are open, pressure difference across the closed doors can drop to low levels. Two systems used to overcome these problems are overpressure relief (Tamura 1990) and supply fan bypass.

Overpressure Relief. The total airflow rate is selected to provide the minimum air velocity when a specific number of doors are open. When all the doors are closed, part of this air is relieved through a vent to prevent excessive pressure build-up, which could cause excessive door-opening forces. This excess air should be vented from the stairwell to the street-level floor. Fire and relief dampers should be the low-leakage type. Stairwell doors should have gasket seals at sides and top, leaving the bottom gap open for relief.



- Notes:
1. Vents to building have barometric damper and fire damper in series.
 2. Roof-mounted supply fan is shown; however, fan may be located at any level.
 3. Manually operated damper may be located at stairwell top for smoke purging by fire department.

Figure 15. Stairwell Pressurization with Vents to Building at Each Floor

Barometric dampers that close when pressure drops below a specified value can minimize air loss through the vent when doors are open. Figure 15 illustrates a pressurized stairwell with overpressure relief vents to the building at each floor. In systems with vents between stairwell and building, the vents typically have a fire damper in series with the barometric damper. To conserve energy, these fire dampers are normally closed, but they open when the pressurization system is activated. This arrangement also reduces the possibility of the annoying damper chatter that frequently occurs with barometric dampers.

An exhaust duct can provide overpressure relief in a pressurized stairwell. The system is designed so that the normal resistance of a nonpowered exhaust duct maintains pressure differences within the design limits.

Exhaust fans can also relieve excess pressure when all stairwell doors are closed. An exhaust fan should be controlled by a differential pressure sensor, so that it will not operate when the pressure difference between stairwell and building falls below a specified level. This control should prevent the fan from pulling smoke into the stairwell when a number of open doors have reduced stairwell pressurization. The exhaust fan should be specifically sized so that the pressurization system performs within design limits. A wind shield is recommended because an exhaust fan can be adversely affected by the wind.

CLIENTE : G Y M
Obra : Edificio Santo Toribio
Atención : Ing. Enrique Mendoza- Ing. Karen K.
Fecha : 25-04-08
Referencia : Mantenimiento Preventivo

Nº	UBICACIÓN	Marca	MODELO	TIPO	CAPAC. BTU/HR	PRECIO UNIT.US\$	PRECIO TOTAL US\$
1	UMA-1 / UC-1	LENNOX	CBH17-135V HS29-120-3Y	SPLIT DUCTO	120,000	90.00	90.00
2	UMA-2/ UC-2	LENNOX	CBH17-135V HS29-120	SPLIT DUCTO	120,000	90.00	80.00
3	UMA-3.1/ UC-3.1	LENNOX	CBH17-95V HS29-090-3Y	SPLIT DUCTO	90,000	70.00	70.00
4	UMA-3.2/ UC-3.2	LENNOX	CBH17-60 HS29-060-13Y	SPLIT DUCTO	60,000	50.00	50.00
5	UMA-4/ UC-4	LENNOX	CBH17-135V HS29-120	SPLIT DUCTO	120,000	90.00	80.00
6	UMA-5/ UC-5	LENNOX	CBH17-95V HS29-090	SPLIT DUCTO	90,000	70.00	70.00
7	UMA-6/ UC-6	LENNOX	CBH17-95V HS29-090	SPLIT DUCTO	90,000	70.00	70.00
Sub Total \$						510.00	
IGV US\$						96.90	
Total \$						606.90	

Condiciones Generales

Inicio del Trabajo : 02 días útiles despues de aprobada la proforma.

Tiempo Entrega : 03 días útiles.

Esta proforma no incluye repuestos ni reparaciones adicionales, de ser necesario se proformará por separado.

El precio de esta cotización es por cada mantenimiento.

Los trabajos dominicales y de amanecida tendran un recargo del 30%.

De Aceptar nuestra proforma agradeceremos reenviarla con su firma y sello de aprobación u orden de Compra al TeleFax 241-0255 anexo 205, o bien a nuestro mail (mant@refricorp.com) para la ejecución de la obra.

Atte.



Luis Descalzi

División Técnica

Nextel 417*2549

G y M: AIRE ACONDICIONADO PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO TRIMESTRAL

	2008						2009			
	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar	Abr
1. Unidad condensadora										
<ul style="list-style-type: none"> - Desarmado parcial de la unidad. - Lavado de los serpentines con hidrolavadora y con producto químico, si fuera necesario - Lavado de bandejas de condensado - Lubricación de motor ventilador - Medición de parámetros de funcionamiento (presión, amperaje, temperatura). - Verificación de posibles fugas. - Pintado con anticorrosivo y pintura sintética de bases si fuera necesario - Armado de la unidad, pruebas, ajustes y puesta en marcha. 										
2. Unidad evaporadora										
<ul style="list-style-type: none"> - Desarmado parcial de la unidad - Lavado de serpentines con producto químico presurizado si fuera necesario - Lavado de filtros de la unidad evaporadora. - Lubricación de motor ventilador - Lavado de rodets difusores con producto químico presurizado. - Lavado y clorado de bandeja de condensado y tuberías de drenaje. - Medición de temperatura de suministro, retorno y amperaje del motor difusor. - Armado de la unidad, pruebas, ajustes y puesta en marcha. - Limpieza de rejillas de suministro y retorno. 										
3. Sistema Eléctrico										
<ul style="list-style-type: none"> - Verificación de voltaje de Operación - Verificación de cableado eléctrico y ordenamiento de los mismos - Ajuste de conexiones eléctricas. - Limpieza de contactores con solventes eléctricos y verificación funcionamiento. - Limpieza de tarjetas ó elementos electrónicos con solventes electrónicos - Chequeo y verificación de funcionamiento de sistema automatizado (termostatos, controles remotos, etc). 										

Atentamente,

Luis Descalzi

División Técnica

G y M: EQUIPOS DE VENTILACION MECANICA
PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO

UNIDAD MECÁNICA	2008						2009			
	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar	Abr
1. Verificación general del estado del equipo.										
2. Desmontaje de motores eléctricos para verificación de rodamientos.										
3. Lubricación de rodamientos de motores eléctricos y chumaceras.										
4. Alineamiento de fajas.										
5. Limpieza de rodets o álabes axiales.										
6. Limpieza externa de ductos.										
7. Pruebas y ajustes finales.										

SISTEMA ELÉCTRICO	2008						2009			
	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar	Abr
1. Ajuste de conexiones eléctricas.										
2. Verificación de voltaje de operación.										
3. Medición y registro de amperaje de operación de motor.										
4. Limpieza de contactores con solventes y verificación de operación.										
5. Verificación de cableado eléctrico y ordenamiento de los mismos.										
6. Cambio de terminales eléctricos cuando fuera necesario.										
7. Chequeo y verificación del sistema automatizado.										
8. Presentación de informe sobre el estado actual del equipo.										
9. Atención permanente y servicios de emergencia.										
10. Pintura General										

Luis Descalzi C.
 División Técnica

***Edificio Price Water House Coopers
HVAC Load Analysis***

for

Price Water House

Lima - Perú



**CHVAC COMMERCIAL
HVAC LOADS**

Prepared By:

REFRICORP

Lima - Perú
241-0833

sábado, 24 de noviembre de 2012



General Project Data Input

General Project Information

Project file name: C:\Users\Rudy\Desktop\Edificio Price Water House Coopers3.CHV
 Project title: Edificio Price Water House Coopers
 Project date: 23 de abril 2008
 Weather reference city: LIMA, PERU
 Client name: Price Water House
 Client city: Lima - Perú
 Company name: REFRICORP
 Company city: Lima - Perú
 Company phone: 241-0833

Barometric pressure: 29.219 in.Hg.
 Altitude: 656 feet
 Latitude: -12 Degrees
 Mean daily temperature range: 15 Degrees
 Starting & ending time for HVAC load calculations: 9am - 7pm
 Number of unique zones in this project: 4

Building Default Values

Calculations performed: Cooling loads only
 Lighting requirements: 1.87 Watts per square foot
 Equipment requirements: 0.00 Watts per square foot
 People sensible load multiplier: 250 Btuh per person
 People latent load multiplier: 200 Btuh per person
 Zone sensible safety factor: 10 %
 Zone latent safety factor: 10 %
 Zone heating safety factor: 10 %
 People diversity factor: 90 %
 Lighting profile number: 1
 Equipment profile number: 1
 People profile number: 1
 Building default ceiling height: 8.90 feet
 Building default wall height: 11.00 feet

Internal Operating Load Profiles (C = 100)

	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr	hr
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1	0	0	0	0	0	0	0	0	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
3	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
4	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
5	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
6	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
7	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
8	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
9	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
10	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C

**General Project Data Input (cont'd)****Building-Level Design Conditions**

Design Month	Outdoor Dry Bulb	Outdoor Wet Bulb	Indoor Rel. Hum	Indoor Dry Bulb	Grains Diff	In/Outdoor Correction
December	85	75	55%	72	53.11	-1
January	85	75	55%	72	53.11	-1
February	85	75	55%	72	53.11	-1
March	85	75	55%	72	53.11	-1
Winter	0			0		

Master Roofs

Roof No.	ASHRAE Roof#	Roof U-Fac	Dark Color	Susp. Ceil
1	8	0.350	Si	Si

Master Walls

Wall No.	ASHRAE Group	Wall U-Fac	Wall Color
1	A	0.325	M

Master Partitions

Partition No.	Partition U-Factor	Cool T-D	Heat T-D
1	0.350	10	0

Master Glass

Glass No.	Summer U-Factor	Winter U-Factor	Glass Shd. Coef.	Interior Shading	Interior Shd. Coef
1	1.040	1.040	0.700	2	0.640



Building Summary Loads

Building peaks in December at 5pm.

Bldg Load Descriptions	Area Quan	Sen Loss	%Tot Loss	Lat Gain	Sen Gain	Net Gain	%Net Gain
Roof	14,480	0	0.00	0	177,836	177,836	6.16
Wall	9,693	0	0.00	0	42,757	42,757	1.48
Glass	7,984	0	0.00	0	586,597	586,597	20.32
Floor Slab	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Skin Loads		0	0.00	0	807,190	807,190	27.96
Lighting	93,724	0	0.00	0	351,781	351,781	12.18
Equipment	96,600	0	0.00	0	362,574	362,574	12.56
People	554	0	0.00	121,770	152,213	273,983	9.49
Partition	41,261	0	0.00	0	158,855	158,855	5.50
Cool. Pret.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Heat. Pret.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Vent.	9,225	0	0.00	329,935	118,911	448,846	15.55
Heat. Vent.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Infil.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Heat. Infil.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Draw-Thru Fan	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Blow-Thru Fan	0	0	0.00	0	131,268	131,268	4.55
Reserve Cap.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Reheat Cap.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Supply Duct	0	0	0.00	0	117,526	117,526	4.07
Return Duct	0	0	0.00	0	235,052	235,052	8.14
Misc. Supply	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Misc. Return	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Building Totals		0	0.00	451,705	2,435,370	2,887,075	100.00

Building Summary	Sen Loss	%Tot Loss	Lat Gain	Sen Gain	Net Gain	%Net Gain
Ventilation	0	0.00	329,935	118,911	448,846	15.55
Infiltration	0	0.00	0	0	0	0.00
Pretreated Air	0	0.00	0	0	0	0.00
Zone Loads	0	0.00	121,770	1,832,613	1,954,383	67.69
Plenum Loads	0	0.00	0	0	0	0.00
Fan & Duct Loads	0	0.00	0	483,846	483,846	16.76
Building Totals	0	0.00	451,705	2,435,370	2,887,075	100.00

Check Figures

Total Building Supply Air (based on a 17° TD):	109,411	CFM
Total Building Vent. Air (8.43% of Supply):	9,225	CFM
Total Conditioned Air Space:	50,120	Sq.ft
Supply Air Per Unit Area:	2.1830	CFM/Sq.ft
Area Per Cooling Capacity:	208.3	Sq.ft/Ton
Cooling Capacity Per Area:	0.0048	Tons/Sq.ft
Heating Capacity Per Area:	0.00	Btuh/Sq.ft
Total Heating Required With Outside Air:	0	Btuh
Total Cooling Required With Outside Air:	240.59	Tons



Air Handler #1 - Piso 8 - Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
1	Piso 8 6pm February	14,480 180 128,872	0 0 0.00	672,594 38,846 2.68	39,600 0 0	None 0 0	15/P 2,700 2,700
	Zone Peak Totals:	14,480	0	672,594	39,600		
	Total Zones: 1	180	0	38,846	0	0	2,700
	Unique Zones: 1	128,872	0.00	2.68	0	0	2,700



Air Handler #1 - Piso 8 - Total Load Summary

Air Handler Description: Piso 8 Constant Volume - Proportion
 Supply Air Fan: Blow-Thru with program estimated horsepower of 18.80 HP
 Fan Input: 65% motor and fan efficiency with 2 in. water across the fan
 Sensible Heat Ratio: 0.95 --- This system occurs 1 time(s) in the building. ---
 Air System Peak Time: 5pm in February.
 Outdoor Conditions: 84° DB, 75° WB, 120.53 grains

Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in February at 6pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 667,644.

Summer: Ventilation controls outside air, ----- Winter: Exhaust controls outside air.

Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.977 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	657,018 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	41,728 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			698,746 Btuh
Cooling Supply Air: $709,372 / (.977 \times 1.1 \times 17) =$		38,846 CFM	
Summer Vent Outside Air (7.0% of supply) =		2,700 CFM	
Return duct sensible gain:	83,456 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	34,803 Btuh	2,700 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	46,607 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			164,866 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			863,611 Btuh
Zone space latent gain:	35,640 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	96,566 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			132,206 Btuh
Total system sensible and latent gain:			995,818 Btuh

Check Figures

Total Air Handler Supply Air (based on a 17° TD):	38,846 CFM
Total Air Handler Vent. Air (6.95% of Supply):	2,700 CFM
Total Conditioned Air Space:	14,480 Sq.ft
Supply Air Per Unit Area:	2.6828 CFM/Sq.ft
Area Per Cooling Capacity:	174.5 Sq.ft/Ton
Cooling Capacity Per Area:	0.0057 Tons/Sq.ft
Heating Capacity Per Area:	0.00 Btuh/Sq.ft
Total Heating Required With Outside Air:	0 Btuh
Total Cooling Required With Outside Air:	82.98 Tons



Air Handler #2 - Piso 7 - Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
2	Piso 7 5pm January	14,480 180 128,872	0 0 0.00	497,959 28,685 1.98	39,600 0 0	7/P 0 0	15/P 2,700 2,700
	Zone Peak Totals:	14,480	0	497,959	39,600		
	Total Zones: 1	180	0	28,685	0	0	2,700
	Unique Zones: 1	128,872	0.00	1.98	0	0	2,700

**Air Handler #2 - Piso 7 - Total Load Summary**

Air Handler Description: Piso 7 Constant Volume - Proportion
 Supply Air Fan: Blow-Thru with program estimated horsepower of 13.88 HP
 Fan Input: 65% motor and fan efficiency with 2 in. water across the fan
 Sensible Heat Ratio: 0.93 --- This system occurs 1 time(s) in the building. ---

Air System Peak Time: 5pm in January.
 Outdoor Conditions: 84° DB, 75° WB, 120.53 grains

Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.

Zone Space sensible loss:	0 Btuh	
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh	
Return Duct sensible loss:	0 Btuh	
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh	
Total System sensible loss:		0 Btuh

Heating Supply Air: $0 / (.977 \times 1.08 \times 0) =$	0 CFM
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =	0 CFM

Zone space sensible gain:	493,009 Btuh	
Infiltration sensible gain:	0 Btuh	
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh	
Supply duct sensible gain:	30,813 Btuh	
Reserve sensible gain:	0 Btuh	
Total sensible gain on supply side of coil:		523,822 Btuh

Cooling Supply Air: $523,822 / (.977 \times 1.1 \times 17) =$	28,685 CFM
Summer Vent Outside Air (9.4% of supply) =	2,700 CFM

Return duct sensible gain:	61,626 Btuh	
Return plenum sensible gain:	0 Btuh	
Outside air sensible gain:	34,803 Btuh	2,700 CFM
Blow-thru fan sensible gain:	34,416 Btuh	
Total sensible gain on return side of coil:		130,845 Btuh
Total sensible gain on air handling system:		654,667 Btuh

Zone space latent gain:	35,640 Btuh	
Infiltration latent gain:	0 Btuh	
Outside air latent gain:	96,566 Btuh	
Total latent gain on air handling system:		132,206 Btuh
Total system sensible and latent gain:		786,873 Btuh

Check Figures

Total Air Handler Supply Air (based on a 17° TD):	28,685 CFM
Total Air Handler Vent. Air (9.41% of Supply):	2,700 CFM
Total Conditioned Air Space:	14,480 Sq.ft
Supply Air Per Unit Area:	1.9810 CFM/Sq.ft
Area Per Cooling Capacity:	220.8 Sq.ft/Ton
Cooling Capacity Per Area:	0.0045 Tons/Sq.ft
Heating Capacity Per Area:	0.00 Btuh/Sq.ft
Total Heating Required With Outside Air:	0 Btuh
Total Cooling Required With Outside Air:	65.57 Tons



Air Handler #3 - Piso 6 - Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
3	Piso 6 10am January	6,680 75 59,452	0 0 0.00	236,927 13,665 2.05	16,500 0 0	7/P 0 0	15/P 1,125 1,125
	Zone Peak Totals:	6,680	0	236,927	16,500		
	Total Zones: 1	75	0	13,665	0	0	1,125
	Unique Zones: 1	59,452	0.00	2.05	0	0	1,125



Air Handler #3 - Piso 6 - Total Load Summary

Air Handler Description: Piso 6 Constant Volume - Proportion
 Supply Air Fan: Blow-Thru with program estimated horsepower of 6.61 HP
 Fan Input: 65% motor and fan efficiency with 2 in. water across the fan
 Sensible Heat Ratio: 0.94 --- This system occurs 1 time(s) in the building. ---

Air System Peak Time: 10am in January.
 Outdoor Conditions: 77° DB, 73° WB, 119.91 grains

Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.

Zone Space sensible loss:	0 Btuh	
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh	
Return Duct sensible loss:	0 Btuh	
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh	
Total System sensible loss:		0 Btuh

Heating Supply Air: $0 / (.977 \times 1.08 \times 0) =$	0 CFM
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =	0 CFM

Zone space sensible gain:	234,865 Btuh	
Infiltration sensible gain:	0 Btuh	
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh	
Supply duct sensible gain:	14,679 Btuh	
Reserve sensible gain:	0 Btuh	
Total sensible gain on supply side of coil:		249,544 Btuh

Cooling Supply Air: $249,544 / (.977 \times 1.1 \times 17) =$	13,665 CFM
Summer Vent Outside Air (8.2% of supply) =	1,125 CFM

Return duct sensible gain:	29,358 Btuh	
Return plenum sensible gain:	0 Btuh	
Outside air sensible gain:	6,042 Btuh	1,125 CFM
Blow-thru fan sensible gain:	16,395 Btuh	
Total sensible gain on return side of coil:		51,796 Btuh
Total sensible gain on air handling system:		301,340 Btuh

Zone space latent gain:	14,850 Btuh	
Infiltration latent gain:	0 Btuh	
Outside air latent gain:	39,674 Btuh	
Total latent gain on air handling system:		54,524 Btuh
Total system sensible and latent gain:		355,864 Btuh

Check Figures

Total Air Handler Supply Air (based on a 17° TD):	13,665 CFM
Total Air Handler Vent. Air (8.23% of Supply):	1,125 CFM
Total Conditioned Air Space:	6,680 Sq.ft
Supply Air Per Unit Area:	2.0457 CFM/Sq.ft
Area Per Cooling Capacity:	225.3 Sq.ft/Ton
Cooling Capacity Per Area:	0.0044 Tons/Sq.ft
Heating Capacity Per Area:	0.00 Btuh/Sq.ft
Total Heating Required With Outside Air:	0 Btuh
Total Cooling Required With Outside Air:	29.66 Tons



Air Handler #4 - Piso 2 - Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
4	Piso 2 5pm January	14,480 180 128,872	0 0 0.00	489,846 28,213 1.95	39,600 0 0	7/P 0 0	15/P 2,700 2,700
	Zone Peak Totals:	14,480	0	489,846	39,600		
	Total Zones: 1	180	0	28,213	0	0	2,700
	Unique Zones: 1	128,872	0.00	1.95	0	0	2,700



Air Handler #4 - Piso 2 - Total Load Summary

Air Handler Description: Piso 2 Constant Volume - Proportion
 Supply Air Fan: Blow-Thru with program estimated horsepower of 13.65 HP
 Fan Input: 65% motor and fan efficiency with 2 in. water across the fan
 Sensible Heat Ratio: 0.93 --- This system occurs 1 time(s) in the building. ---
 Air System Peak Time: 5pm in January.
 Outdoor Conditions: 84° DB, 75° WB, 120.53 grains

Summer: Ventiatiion controls outside air, ----- Winter: Exhaust controls outside air.

Zone Space sensible loss:	0 Btuh	
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh	
Return Duct sensible loss:	0 Btuh	
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh	
Total System sensible loss:		0 Btuh

Heating Supply Air: $0 / (.977 \times 1.08 \times 0) =$	0 CFM
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =	0 CFM

Zone space sensible gain:	484,896 Btuh	
Infiltration sensible gain:	0 Btuh	
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh	
Supply duct sensible gain:	30,306 Btuh	
Reserve sensible gain:	0 Btuh	
Total sensible gain on supply side of coil:		515,203 Btuh

Cooling Supply Air: $515,203 / (.977 \times 1.1 \times 17) =$	28,213 CFM
Summer Vent Outside Air (9.6% of supply) =	2,700 CFM

Return duct sensible gain:	60,612 Btuh	
Return plenum sensible gain:	0 Btuh	
Outside air sensible gain:	34,803 Btuh	2,700 CFM
Blow-thru fan sensible gain:	33,850 Btuh	
Total sensible gain on return side of coil:		129,265 Btuh
Total sensible gain on air handling system:		644,468 Btuh

Zone space latent gain:	35,640 Btuh	
Infiltration latent gain:	0 Btuh	
Outside air latent gain:	96,566 Btuh	
Total latent gain on air handling system:		132,206 Btuh
Total system sensible and latent gain:		776,674 Btuh

Check Figures

Total Air Handler Supply Air (based on a 17° TD):	28,213 CFM
Total Air Handler Vent. Air (9.57% of Supply):	2,700 CFM
Total Conditioned Air Space:	14,480 Sq.ft
Supply Air Per Unit Area:	1.9484 CFM/Sq.ft
Area Per Cooling Capacity:	223.7 Sq.ft/Ton
Cooling Capacity Per Area:	0.0045 Tons/Sq.ft
Heating Capacity Per Area:	0.00 Btuh/Sq.ft
Total Heating Required With Outside Air:	0 Btuh
Total Cooling Required With Outside Air:	64.72 Tons



Zone Detailed Loads (At Zone Peak Times)

Load Description	Unit Quan	-SC- CFAC	CLTD SHGF	U.Fac -CLF-	Sen. Gain	Lat. Gain	Htg. Mult.	Htg. Loss
------------------	-----------	-----------	-----------	-------------	-----------	-----------	------------	-----------

Zone 1-Piso 8 peaks (sensible) in February at 6pm, Air Handler 1 (Piso 8), Group 0, 724.0 x 20.0, Construction Type: 1 (Light)

Roof-1-8-Susp.C-D	14,480	1.00	36.4	0.350	184,475		0.000	0
Wall-1-E-A-M	363	0.83	18.0	0.325	2,122		0.000	0
Wall-2-S-A-M	1,276	0.83	8.4	0.325	3,503		0.000	0
Wall-3-W-A-M	371	0.83	13.8	0.325	1,670		0.000	0
Wall-4-N-A-M	765	0.83	7.6	0.325	1,892		0.000	0
Partition-5-1	3553		10/0	0.350	12,436		0.000	0
Gls-W-1-90-Tran	1,113.8	1.000	11	1.040	12,625		0.000	0
0%S-0-NS-Solar	1,113.8	0.700	204	0.610	97,017			
Gls-E-1-90-Tran	891.0	1.000	11	1.040	10,100		0.000	0
0%S-0-NS-Solar	891.0	0.700	204	0.190	24,175			
Gls-S-1-90-Tran	208.9	1.000	11	1.040	2,368		0.000	0
0%S-0-NS-Solar	208.9	0.700	39	0.840	4,790			
Gls-N-1-90-Tran	104.4	1.000	11	1.040	1,184		0.000	0
0%S-0-NS-Solar	104.4	0.700	40	0.360	1,053			
Lights-Prof=1	27,078	1.000			92,393			
Equipment-Prof=1	33,600	1.000			114,648	0		
People-Prof=1	180.0	1.000			45,000	36,000		

Sub-total					611,449	36,000		0
Safety factors:					+10%	+10%		+10%
Total w/ safety factors:					672,594	39,600		0

Zone 2-Piso 7 peaks (sensible) in January at 5pm, Air Handler 2 (Piso 7), Group 0, 724.0 x 20.0, Construction Type: 1 (Light)

Wall-1-E-A-M	363	0.83	17.6	0.325	2,073		0.000	0
Wall-2-S-A-M	1,276	0.83	12.6	0.325	5,224		0.000	0
Wall-3-W-A-M	371	0.83	12.6	0.325	1,520		0.000	0
Wall-4-N-A-M	765	0.83	6.4	0.325	1,583		0.000	0
Partition-5-1	3553		10/0	0.350	12,436		0.000	0
Partition-6-1	7500		10/0	0.350	26,250		0.000	0
Gls-W-1-90-Tran	1,113.8	1.000	12	1.040	13,784		0.000	0
0%S-0-NS-Solar	1,113.8	0.700	200	0.640	99,792			
Gls-E-1-90-Tran	891.0	1.000	12	1.040	11,027		0.000	0
0%S-0-NS-Solar	891.0	0.700	200	0.220	27,443			
Gls-S-1-90-Tran	208.9	1.000	12	1.040	2,585		0.000	0
0%S-0-NS-Solar	208.9	0.700	58	0.790	6,699			
Gls-N-1-90-Tran	104.4	1.000	12	1.040	1,292		0.000	0
0%S-0-NS-Solar	104.4	0.700	39	0.430	1,226			
Lights-Prof=1	27,078	1.000			92,393			
Equipment-Prof=1	30,000	1.000			102,364	0		
People-Prof=1	180.0	1.000			45,000	36,000		

Sub-total					452,690	36,000		0
Safety factors:					+10%	+10%		+10%
Total w/ safety factors:					497,959	39,600		0

Zone 3-Piso 6 peaks (sensible) in January at 10am, Air Handler 3 (Piso 6), Group 0, 334.0 x 20.0, Construction Type: 1 (Light)



Zone Detailed Loads (At Zone Peak Times) (cont'd)

Load Description	Unit Quan	-SC- CFAC	CLTD SHGF	U.Fac -CLF-	Sen. Gain	Lat. Gain	Htg. Mult.	Htg. Loss
Wall-1-E-A-M	363	0.83	12.6	0.325	1,486		0.000	0
Wall-2-S-A-M	567	0.83	12.6	0.325	2,319		0.000	0
Wall-4-N-A-M	438	0.83	5.5	0.325	789		0.000	0
Partition-5-1	2255		10/0	0.350	7,893		0.000	0
Partition-6-1	6680		10/0	0.350	23,380		0.000	0
Gls-E-1-90-Tran	891.0	1.000	3	1.040	2,687		0.000	0
0%S-0-NS-Solar	891.0	0.700	200	0.570	71,102			
Gls-S-1-90-Tran	104.4	1.000	3	1.040	315		0.000	0
0%S-0-NS-Solar	104.4	0.700	58	0.630	2,671			
Gls-N-1-90-Tran	34.8	1.000	3	1.040	105		0.000	0
0%S-0-NS-Solar	34.8	0.700	39	0.340	323			
Lights-Prof=1	12,492	1.000			42,623			
Equipment-Prof=1	12,000	1.000			40,946	0		
People-Prof=1	75.0	1.000			18,750	15,000		
Sub-total					215,389	15,000		0
Safety factors:					+10%	+10%		+10%
Total w/ safety factors:					236,927	16,500		0

Zone 4-Piso 2 peaks (sensible) in January at 5pm, Air Handler 4 (Piso 2), Group 0, 724.0 x 20.0, Construction Type: 1 (Light)

Wall-1-E-A-M	363	0.83	17.6	0.325	2,073		0.000	0
Wall-2-S-A-M	1,276	0.83	12.6	0.325	5,224		0.000	0
Wall-3-W-A-M	371	0.83	12.6	0.325	1,520		0.000	0
Wall-4-N-A-M	765	0.83	6.4	0.325	1,583		0.000	0
Partition-5-1	3240		10/0	0.350	11,340		0.000	0
Partition-6-1	14480		10/0	0.350	50,680		0.000	0
Gls-W-1-90-Tran	1,113.8	1.000	12	1.040	13,784		0.000	0
0%S-0-NS-Solar	1,113.8	0.700	200	0.640	99,792			
Gls-E-1-90-Tran	891.0	1.000	12	1.040	11,027		0.000	0
0%S-0-NS-Solar	891.0	0.700	200	0.220	27,443			
Gls-S-1-90-Tran	208.9	1.000	12	1.040	2,585		0.000	0
0%S-0-NS-Solar	208.9	0.700	58	0.790	6,699			
Gls-N-1-90-Tran	104.4	1.000	12	1.040	1,292		0.000	0
0%S-0-NS-Solar	104.4	0.700	39	0.430	1,226			
Lights-Prof=1	27,078	1.000			92,393			
Equipment-Prof=1	21,000	1.000			71,655	0		
People-Prof=1	180.0	1.000			45,000	36,000		
Sub-total					445,315	36,000		0
Safety factors:					+10%	+10%		+10%
Total w/ safety factors:					489,846	39,600		0



Air System #1 (Piso 8) Psychrometric Analysis

System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		64.379		55.000	
Draw-Thru Fan			0	0.000	0
Misc Load on Supply Side			0	0.000	0
Supply Air Duct			41,728	1.000	2,285
Zone Loads	35,640	1.382	667,644	16.000	36,561
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	35,640	65.760	709,372	71.600	38,846
Return Air Duct			83,456	2.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 2,700 CFM	96,566	3.750	34,803	0.695	
Blow-Thru Fan			46,607	1.117	
Entering Coil Condition	132,206	69.510	874,237	75.812	38,846

General Psychrometric Equations Used In Analysis:

$PR = (\text{Barometric pressure of site} / \text{Standard ASHRAE pressure of } 29.921)$
 $TSH = PR \times 1.10 \times CFM \times (DB \text{ entering} - DB \text{ leaving})$
 $TLH = PR \times 0.68 \times CFM \times (\text{Grains entering} - \text{Grains leaving})$
 $GTH = PR \times 4.50 \times CFM \times (\text{Enthalpy entering} - \text{Enthalpy leaving})$

$TSH = 0.977 \times 1.10 \times 38,846 \times (75.812 - 55.000) = 868,437 \text{ Btuh}$
 $TLH = 0.977 \times 0.68 \times 38,846 \times (69.510 - 64.379) = 132,362 \text{ Btuh}$

$SUM = 1,000,799 \text{ Btuh}$
 $GTH = 0.977 \times 4.50 \times 38,846 \times (29.067 - 23.184) = 1,004,157 \text{ Btuh}$
Total System Load = 995,818 Btuh

Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement

$\text{Cooling GPM} = 1,004,157 / (10.00 \times 500) = 200.8 \text{ GPM}$
 $\text{Heating GPM} = 0 / (20.00 \times 500) = 0.0 \text{ GPM}$
 $\text{Steam Req.} = 0 / 970 = 0.0 \text{ lb./hr}$

Entering Cooling Coil Conditions

Dry bulb temperature: 75.81
 Wet bulb temperature: 63.41
 Relative humidity: 51.05
 Enthalpy: 29.07 Btu/lbm

Entering Heating Coil Conditions

Dry bulb temperature: .00

Leaving Cooling Coil Conditions

Dry bulb temperature: 55.00
 Wet bulb temperature: 54.61
 Relative humidity: 97.67
 Enthalpy: 23.18 Btu/lbm

Leaving Heating Coil Conditions

Dry bulb temperature: .00



Air System #2 (Piso 7) Psychrometric Analysis

System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		63.859		55.000	
Draw-Thru Fan			0	0.000	0
Misc Load on Supply Side			0	0.000	0
Supply Air Duct			30,813	1.000	1,687
Zone Loads	35,640	1.871	493,009	16.000	26,998
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	35,640	65.730	523,822	71.600	28,685
Return Air Duct			61,626	2.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 2,700 CFM	96,566	5.081	34,803	0.941	
Blow-Thru Fan			34,416	1.117	
Entering Coil Condition	132,206	70.811	654,667	76.058	28,685

General Psychrometric Equations Used In Analysis:

$PR = (\text{Barometric pressure of site} / \text{Standard ASHRAE pressure of } 29.921)$
 $TSH = PR \times 1.10 \times CFM \times (DB \text{ entering} - DB \text{ leaving})$
 $TLH = PR \times 0.68 \times CFM \times (\text{Grains entering} - \text{Grains leaving})$
 $GTH = PR \times 4.50 \times CFM \times (\text{Enthalpy entering} - \text{Enthalpy leaving})$

$TSH = 0.977 \times 1.10 \times 28,685 \times (76.058 - 55.000) = 648,867 \text{ Btuh}$
 $TLH = 0.977 \times 0.68 \times 28,685 \times (70.811 - 63.859) = 132,416 \text{ Btuh}$
 $SUM = 781,283 \text{ Btuh}$
 $GTH = 0.977 \times 4.50 \times 28,685 \times (29.331 - 23.104) = 784,893 \text{ Btuh}$
Total System Load = 786,873 Btuh

Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement

$\text{Cooling GPM} = 784,893 / (10.00 \times 500) = 157.0 \text{ GPM}$
 $\text{Heating GPM} = 0 / (20.00 \times 500) = 0.0 \text{ GPM}$
 $\text{Steam Req.} = 0 / 970 = 0.0 \text{ lb./hr}$

Entering Cooling Coil Conditions

Dry bulb temperature: 76.06
 Wet bulb temperature: 63.77
 Relative humidity: 51.56
 Enthalpy: 29.33 Btu/lbm

Entering Heating Coil Conditions

Dry bulb temperature: .00

Leaving Cooling Coil Conditions

Dry bulb temperature: 55.00
 Wet bulb temperature: 54.49
 Relative humidity: 96.93
 Enthalpy: 23.10 Btu/lbm

Leaving Heating Coil Conditions

Dry bulb temperature: .00



Air System #3 (Piso 6) Psychrometric Analysis

System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		64.109		55.000	
Draw-Thru Fan			0	0.000	0
Misc Load on Supply Side			0	0.000	0
Supply Air Duct			14,679	1.000	804
Zone Loads	14,850	1.636	234,865	16.000	12,862
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	14,850	65.745	249,544	71.600	13,665
Return Air Duct			29,358	2.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 1,125 CFM	39,674	4.381	6,042	0.247	
Blow-Thru Fan			16,395	1.117	
Entering Coil Condition	54,524	70.126	301,340	75.364	13,665

General Psychrometric Equations Used In Analysis:

$PR = (\text{Barometric pressure of site} / \text{Standard ASHRAE pressure of } 29.921)$
 $TSH = PR \times 1.10 \times CFM \times (DB \text{ entering} - DB \text{ leaving})$
 $TLH = PR \times 0.68 \times CFM \times (\text{Grains entering} - \text{Grains leaving})$
 $GTH = PR \times 4.50 \times CFM \times (\text{Enthalpy entering} - \text{Enthalpy leaving})$

$TSH = 0.977 \times 1.10 \times 13,665 \times (75.364 - 55.000) = 298,924 \text{ Btuh}$
 $TLH = 0.977 \times 0.68 \times 13,665 \times (70.126 - 64.109) = 54,600 \text{ Btuh}$
 $SUM = 353,524 \text{ Btuh}$
 $GTH = 0.977 \times 4.50 \times 13,665 \times (29.054 - 23.143) = 354,966 \text{ Btuh}$
Total System Load = 355,864 Btuh

Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement

$\text{Cooling GPM} = 354,966 / (10.00 \times 500) = 71.0 \text{ GPM}$
 $\text{Heating GPM} = 0 / (20.00 \times 500) = 0.0 \text{ GPM}$
 $\text{Steam Req.} = 0 / 970 = 0.0 \text{ lb./hr}$

Entering Cooling Coil Conditions

Dry bulb temperature: 75.36
 Wet bulb temperature: 63.39
 Relative humidity: 52.27
 Enthalpy: 29.05 Btu/lbm

Entering Heating Coil Conditions

Dry bulb temperature: .00

Leaving Cooling Coil Conditions

Dry bulb temperature: 55.00
 Wet bulb temperature: 54.55
 Relative humidity: 97.30
 Enthalpy: 23.14 Btu/lbm

Leaving Heating Coil Conditions

Dry bulb temperature: .00



Air System #4 (Piso 2) Psychrometric Analysis

System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		63.826		55.000	
Draw-Thru Fan			0	0.000	0
Misc Load on Supply Side			0	0.000	0
Supply Air Duct			30,306	1.000	1,660
Zone Loads	35,640	1.902	484,896	16.000	26,554
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	35,640	65.728	515,203	71.600	28,213
Return Air Duct			60,612	2.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 2,700 CFM	96,566	5.166	34,803	0.957	
Blow-Thru Fan			33,850	1.117	
Entering Coil Condition	132,206	70.894	644,468	76.074	28,213

General Psychrometric Equations Used In Analysis:

PR	=	(Barometric pressure of site / Standard ASHRAE pressure of 29.921)			
TSH	=	PR x 1.10 x CFM x (DB entering - DB leaving)			
TLH	=	PR x 0.68 x CFM x (Grains entering - Grains leaving)			
GTH	=	PR x 4.50 x CFM x (Enthalpy entering - Enthalpy leaving)			
TSH	=	0.977 x 1.10 x 28,213 x (76.074 - 55.000)	=	638,668	Btuh
TLH	=	0.977 x 0.68 x 28,213 x (70.894 - 63.826)	=	132,419	Btuh
SUM	=			771,087	Btuh
GTH	=	0.977 x 4.50 x 28,213 x (29.347 - 23.099)	=	774,709	Btuh
Total System Load				=	776,674 Btuh

Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement

Cooling GPM	=	774,709 / (10.00 x 500)	=	154.9	GPM
Heating GPM	=	0 / (20.00 x 500)	=	0.0	GPM
Steam Req.	=	0 / 970	=	0.0	lb./hr

Entering Cooling Coil Conditions

Dry bulb temperature:	76.07
Wet bulb temperature:	63.79
Relative humidity:	51.59
Enthalpy:	29.35 Btu/lbm

Entering Heating Coil Conditions

Dry bulb temperature:	.00
-----------------------	-----

Leaving Cooling Coil Conditions

Dry bulb temperature:	55.00
Wet bulb temperature:	54.48
Relative humidity:	96.87
Enthalpy:	23.10 Btu/lbm

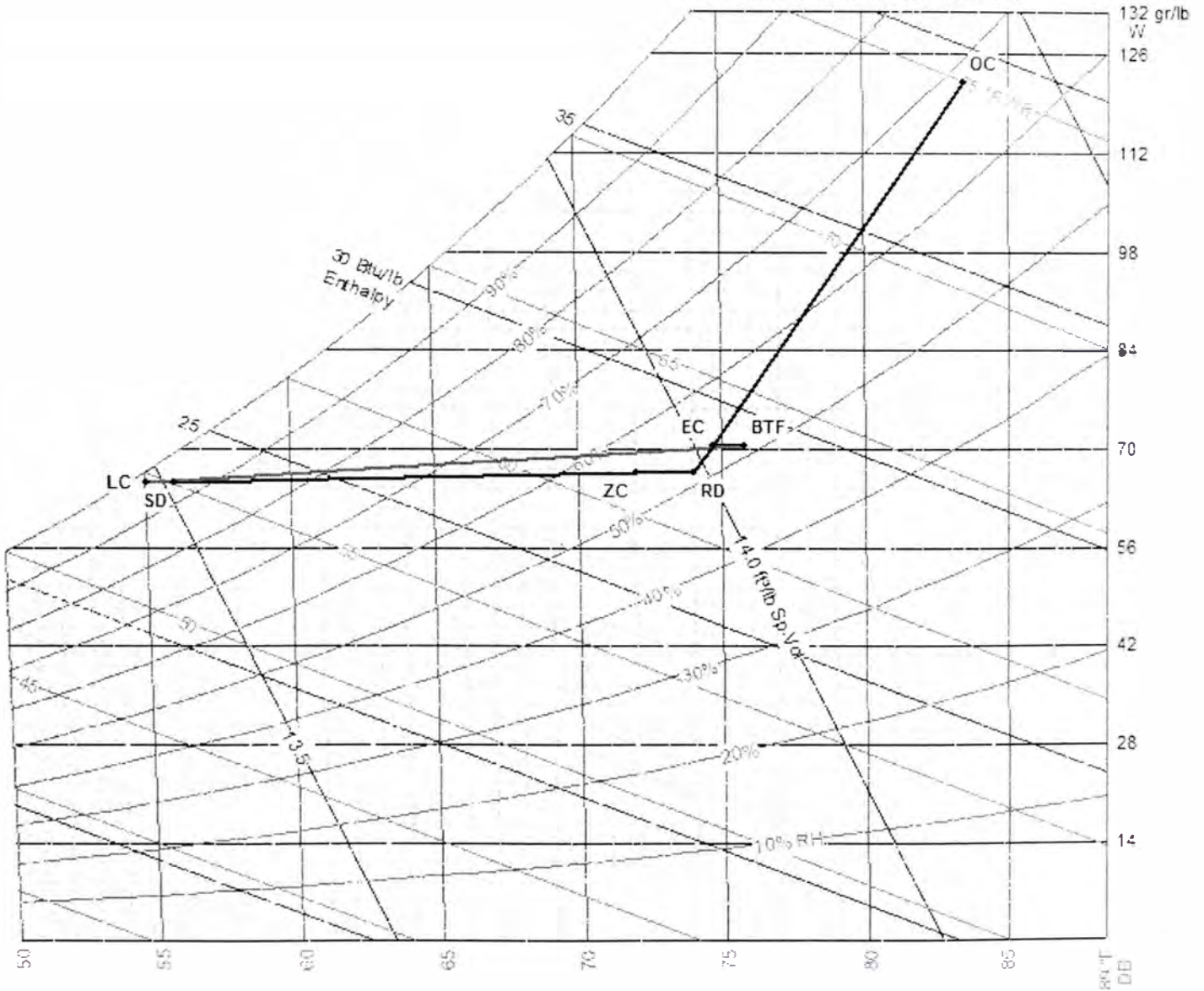
Leaving Heating Coil Conditions

Dry bulb temperature:	.00
-----------------------	-----



Air System #1 (Piso 8) Psychrometric Chart

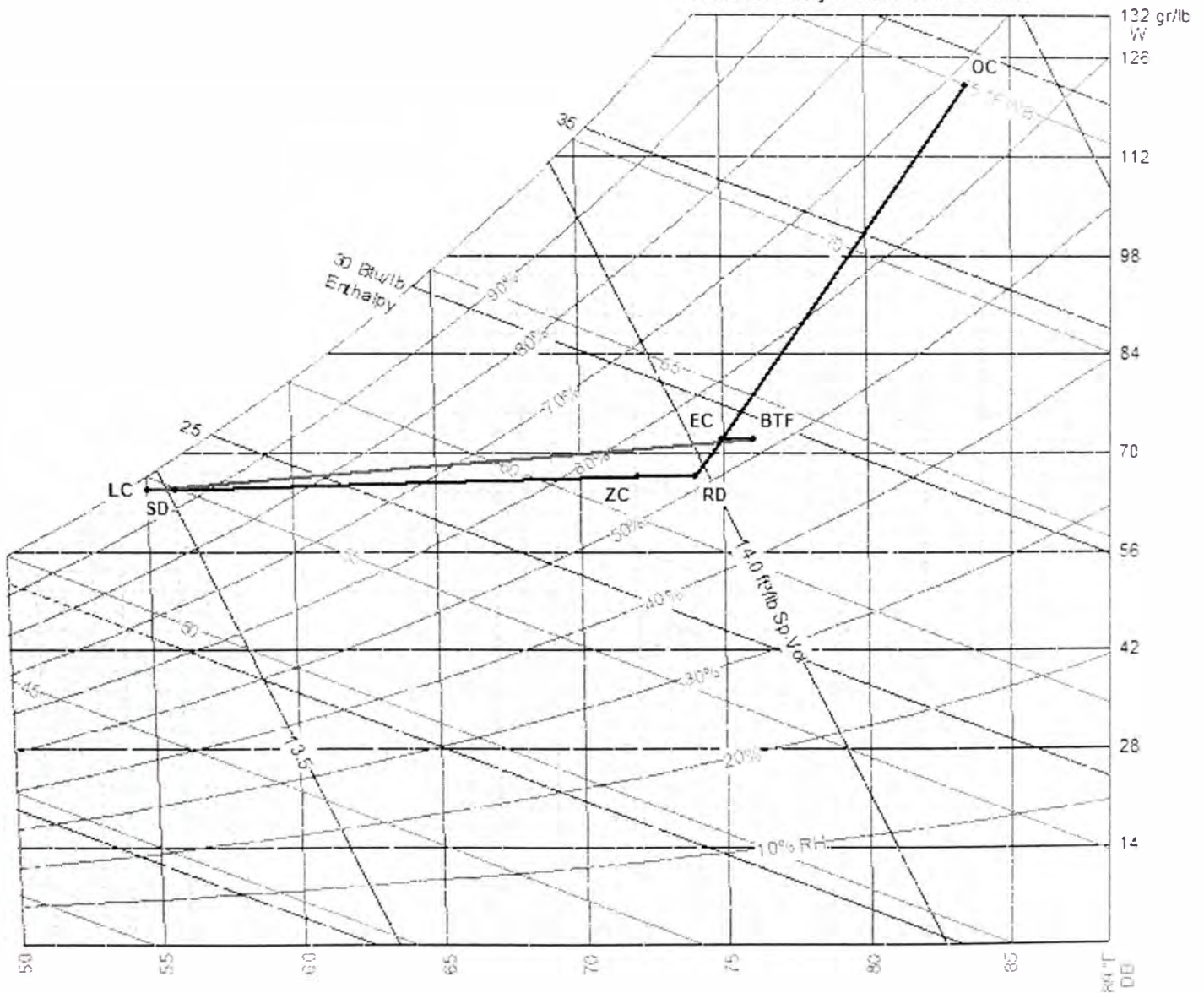
- | | | | |
|-----|---|-----|------------------------------------|
| ZC | Zone Condition | OC | Outdoor Condition |
| LC | Leaving Coil Condition | EC | Entering Coil Condition |
| SD | Supply Duct Temperature Rise | RD | Return Duct Temperature Rise |
| DTF | Draw Through Fan Sensible Gain | BTF | Blow Through Fan Sensible Gain |
| RE | Reserve or Reheat Sensible Gain | PL | Return Air Plenum Sensible Gain |
| SM | Supply Side Miscellaneous Sensible Gain | RM | Return Side Miscellaneous Gain |
| PRE | Pretreated Air Condition | HRV | Heat Recovery Ventilator Condition |





Air System #2 (Piso 7) Psychrometric Chart

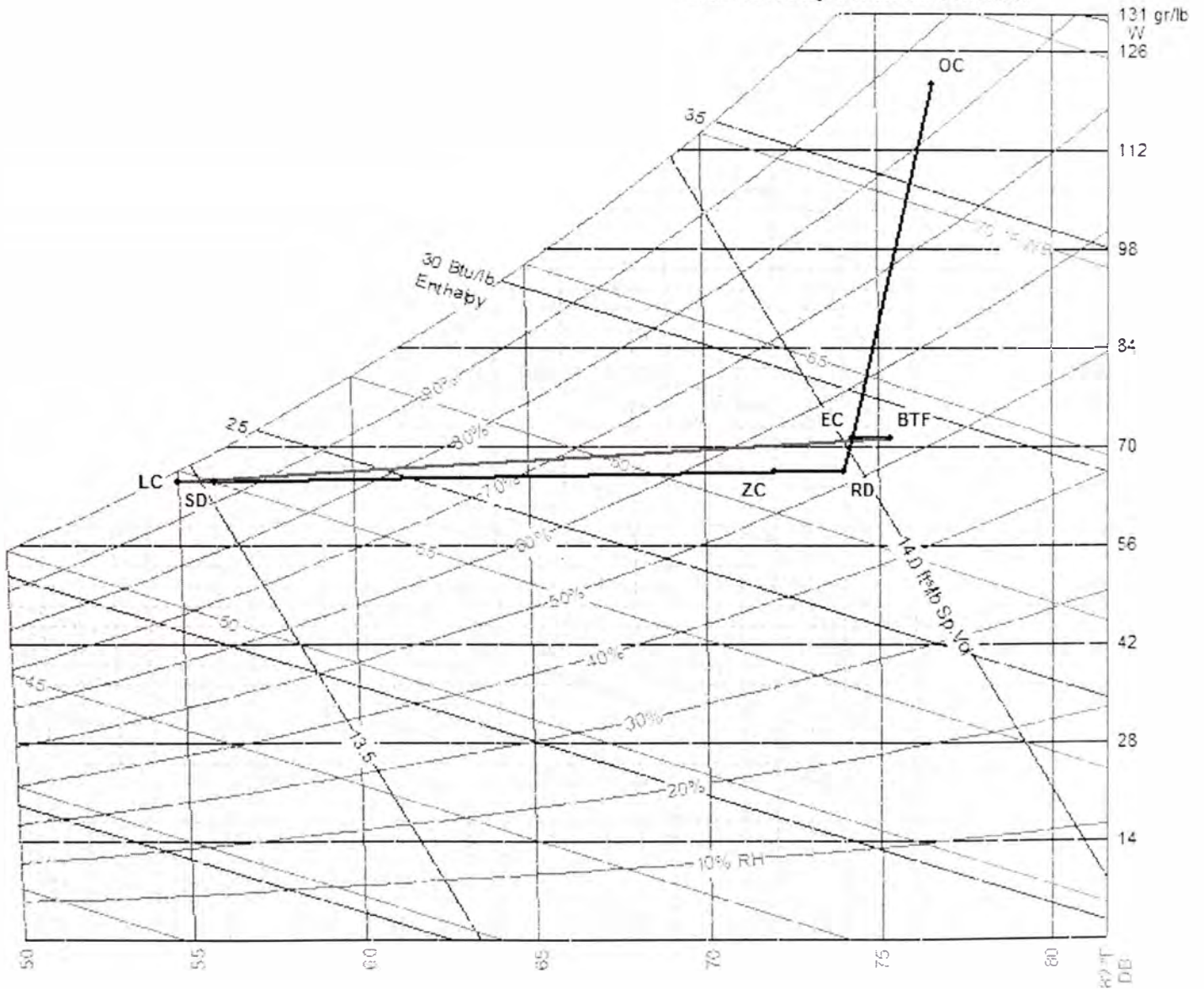
ZC	Zone Condition	OC	Outdoor Condition
LC	Leaving Coil Condition	EC	Entering Coil Condition
SD	Supply Duct Temperature Rise	RD	Return Duct Temperature Rise
DTF	Draw Through Fan Sensible Gain	BTF	Blow Through Fan Sensible Gain
RE	Reserve or Reheat Sensible Gain	PL	Return Air Plenum Sensible Gain
SM	Supply Side Miscellaneous Sensible Gain	RM	Return Side Miscellaneous Gain
PRE	Pretreated Air Condition	HRV	Heat Recovery Ventilator Condition





Air System #3 (Piso 6) Psychrometric Chart

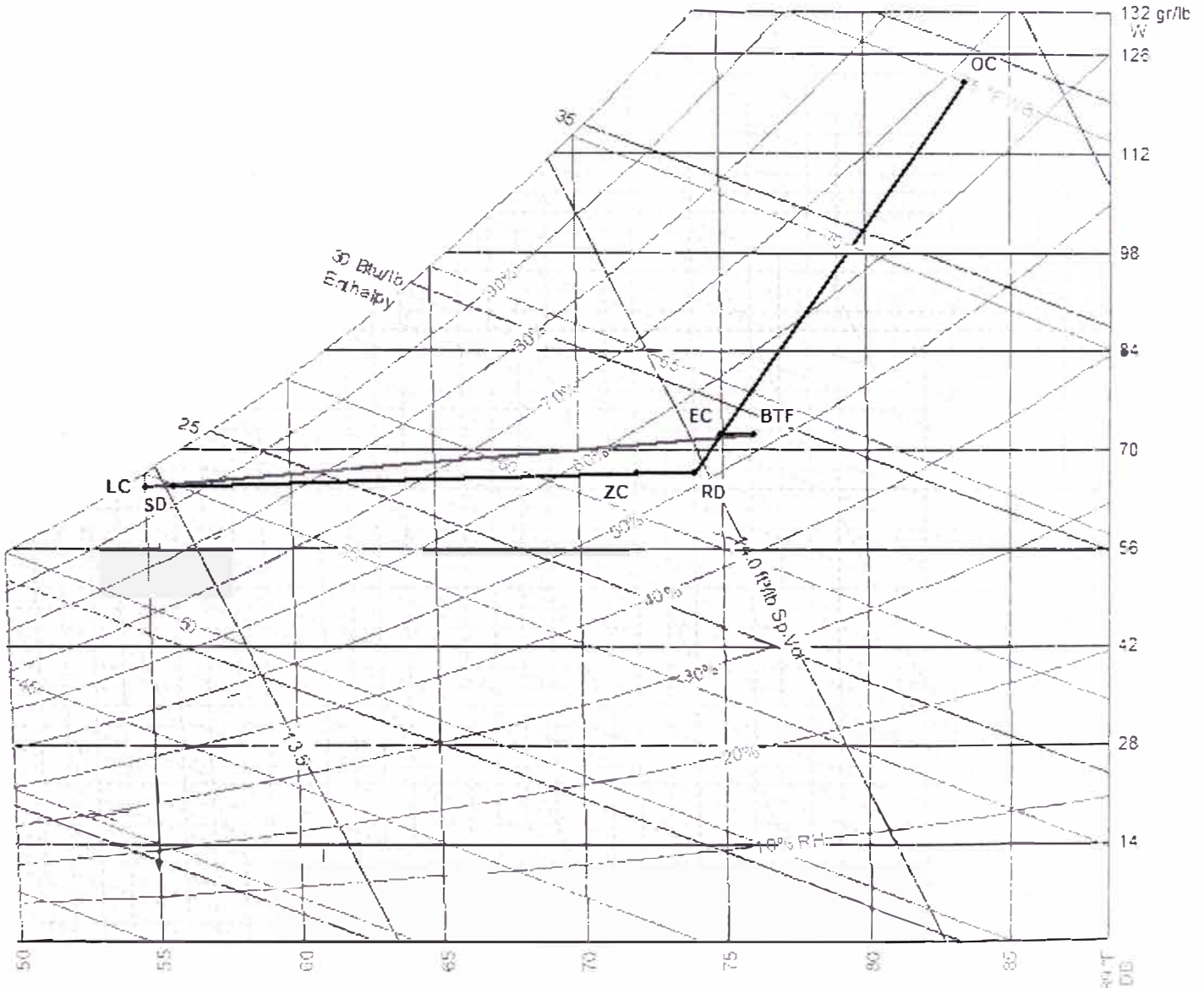
ZC	Zone Condition	OC	Outdoor Condition
LC	Leaving Coil Condition	EC	Entering Coil Condition
SD	Supply Duct Temperature Rise	RD	Return Duct Temperature Rise
DTF	Draw Through Fan Sensible Gain	BTF	Blow Through Fan Sensible Gain
RE	Reserve or Reheat Sensible Gain	PL	Return Air Plenum Sensible Gain
SM	Supply Side Miscellaneous Sensible Gain	RM	Return Side Miscellaneous Gain
PRE	Pretreated Air Condition	HRV	Heat Recovery Ventilator Condition





Air System #4 (Piso 2) Psychrometric Chart

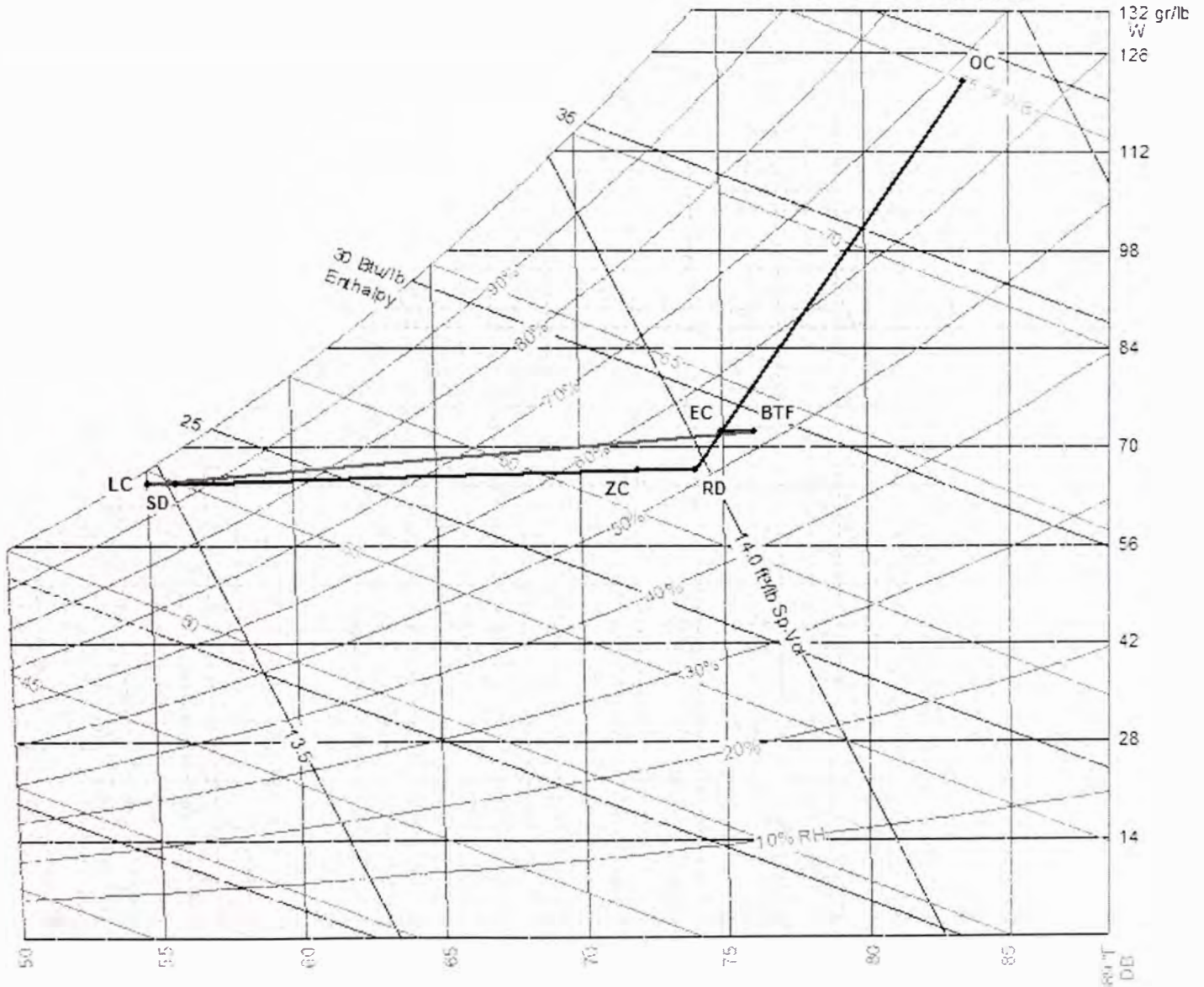
ZC	Zone Condition	OC	Outdoor Condition
LC	Leaving Coil Condition	EC	Entering Coil Condition
SD	Supply Duct Temperature Rise	RD	Return Duct Temperature Rise
DTF	Draw Through Fan Sensible Gain	BTF	Blow Through Fan Sensible Gain
RE	Reserve or Reheat Sensible Gain	PL	Return Air Plenum Sensible Gain
SM	Supply Side Miscellaneous Sensible Gain	RM	Return Side Miscellaneous Gain
PRE	Pretreated Air Condition	HRV	Heat Recovery Ventilator Condition





Air System #4 (Piso 2) Psychrometric Chart

ZC	Zone Condition	OC	Outdoor Condition
LC	Leaving Coil Condition	EC	Entering Coil Condition
SD	Supply Duct Temperature Rise	RD	Return Duct Temperature Rise
DTF	Draw Through Fan Sensible Gain	BTF	Blow Through Fan Sensible Gain
RE	Reserve or Reheat Sensible Gain	PL	Return Air Plenum Sensible Gain
SM	Supply Side Miscellaneous Sensible Gain	RM	Return Side Miscellaneous Gain
PRE	Pretreated Air Condition	HRV	Heat Recovery Ventilator Condition



LIMA-CALLAO/AEROP., Peru

WMO# 846280

Lat 12.00S Long 77.12W Elev 43 StdP 14.67 Time Zone -5.00 (SAP) Period 82-06 WBAN 99999

Annual Heating and Humidification Design Conditions

Coldest Month	Heating DB		Humidification DP/MCDB and HR						Coldest month WS/MCDB				MCWS/PCWD to 99.6% DB	
			99.6%			99%			0.4%		1%			
	99.6%	99%	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	WS	MCDB	WS	MCDB	MCWS	PCWD
8	57.1	58.2	53.3	60.6	60.9	53.8	61.6	61.0	21.9	63.1	19.2	63.6	4.0	170

Annual Cooling, Dehumidification, and Enthalpy Design Conditions

Hottest Month	Hottest Month DB Range	Cooling DB/MCWB						Evaporation WB/MCDB						MCWS/PCWD to 0.4% DB	
		0.4%		1%		2%		0.4%		1%		2%			
		DB	MCWB	DB	MCWB	DB	MCWB	WB	MCDB	WB	MCDB	WB	MCDB	MCWS	PCWD
2	11.4	84.8	74.5	82.7	73.0	80.9	72.0	75.6	81.9	74.6	80.5	73.4	79.5	12.3	170

DP	Dehumidification DP/MCDB and HR						Enthalpy/MCDB						Hours 8 to 4 & 55/69						
	0.4%			1%			2%			0.4%				1%			2%		
	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	Enth	MCDB	Enth		MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	
73.5	125.0	80.2	72.3	119.6	79.6	71.3	115.6	78.9	39.2	83.3	38.3	79.8	37.0	79.5	1594				

Extreme Annual Design Conditions

Extreme Annual WS			Extreme Max WB	Extreme Annual DB				n-Year Return Period Values of Extreme DB							
1%	2.5%	5%		Mean		Standard deviation		n=5 years		n=10 years		n=20 years		n=50 years	
Min	Max	Min		Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	
21.0	18.1	16.0	84.6	53.9	86.6	3.5	2.3	51.4	88.3	49.3	89.7	47.3	91.0	44.8	92.7

Monthly Climatic Design Conditions

		Annual	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
Temperatures, Degree-Days and Degree-Hours	Tavg	68.2	73.8	75.1	74.2	70.9	67.3	64.8	63.5	63.0	63.4	65.0	67.5	71.0
	Sd		2.87	2.74	3.24	3.49	3.85	3.92	3.20	2.67	2.42	2.18	2.43	2.80
	HDD50	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	HDD65	297	0	0	0	0	15	47	68	76	59	27	5	0
	CDD50	6657	737	703	750	626	537	443	418	401	403	464	524	651
	CDD65	1480	272	283	285	176	87	40	21	13	12	26	79	186
	CDH74	4715	1002	1294	1223	472	185	86	23	6	6	5	46	367
CDH80	620	120	189	205	57	17	5	0	0	0	1	0	26	
Monthly Design Dry Bulb and Mean Coincident Wet Bulb Temperatures	0.4%	DB	86.2	87.3	87.5	84.6	82.4	80.4	77.0	75.0	74.9	73.8	77.7	82.7
		MCWB	75.8	76.2	75.8	74.8	72.4	71.2	67.6	66.8	66.8	65.5	68.6	72.7
	2%	DB	82.8	84.4	84.5	81.6	78.6	76.6	73.1	71.1	71.0	71.7	75.2	79.6
		MCWB	73.1	74.2	73.9	72.8	70.3	69.1	66.4	65.1	64.3	64.4	66.9	70.8
	5%	DB	80.7	82.3	82.4	78.7	75.5	73.4	70.1	68.3	68.4	70.0	73.3	77.4
		MCWB	71.6	72.7	72.8	71.2	68.9	67.0	64.6	62.6	62.7	63.4	65.6	69.2
	10%	DB	78.8	80.5	80.0	76.7	73.3	70.2	67.9	66.4	67.2	68.3	71.7	75.6
		MCWB	71.2	72.0	71.8	69.9	66.6	64.3	62.2	61.1	61.8	62.5	65.1	68.4
Monthly Design Wet Bulb and Mean Coincident Dry Bulb Temperatures	0.4%	WB	76.6	77.1	77.2	76.0	73.9	71.7	68.5	67.8	67.3	66.4	69.9	73.5
		MCDB	84.5	85.4	84.8	82.7	79.9	78.3	74.7	72.6	73.4	72.7	74.5	81.4
	2%	WB	75.0	75.6	75.3	73.9	71.8	69.7	66.9	65.5	65.5	64.8	68.0	71.9
		MCDB	81.0	81.4	81.6	79.7	76.9	75.7	72.7	70.9	70.1	70.3	73.9	77.7
	5%	WB	73.5	74.5	74.0	72.0	69.0	67.5	65.1	63.1	63.3	63.8	66.5	70.7
		MCDB	78.9	80.1	80.4	77.6	75.6	73.5	70.4	67.7	67.9	68.8	71.8	76.4
	10%	WB	71.6	72.8	72.4	69.9	67.0	64.2	62.5	61.3	61.8	63.0	65.4	69.2
		MCDB	78.3	79.3	78.9	75.5	72.4	69.4	66.7	65.2	66.0	67.6	70.6	75.0
Mean Daily Temperature Range	5% DB	MDBR	10.6	11.4	11.6	10.5	9.2	7.0	6.2	6.2	7.2	8.0	8.9	9.8
		MCDBR	12.3	12.7	13.4	12.2	11.7	10.0	9.1	8.1	8.9	9.3	10.3	11.1
	5% WB	MCWBR	5.0	4.9	5.2	5.0	5.1	4.5	4.2	3.9	4.1	4.5	4.7	4.9
		MCWBR	10.8	11.4	12.8	10.6	10.9	9.2	8.7	7.4	8.6	8.9	9.7	10.6
Clear Sky Solar Irradiance	taub	0.603	0.610	0.601	0.546	0.484	0.457	0.446	0.507	0.586	0.611	0.612	0.638	
	taud	1.715	1.710	1.734	1.862	2.042	2.117	2.150	1.953	1.760	1.705	1.676	1.633	
	Ebn,noon	244	241	238	240	246	248	255	247	237	238	240	234	
	Edh,noon	80	80	76	64	50	46	45	57	73	80	83	86	

- CDDn Cooling degree-days base n°F, °F-day
- CDHn Cooling degree-hours base n°F, °F-hour
- DB Dry bulb temperature, °F
- DP Dew point temperature, °F
- Ebn,noon } Clear sky beam normal and diffuse hori-
- Edh,noon } zonal irradiances at solar noon, Btu/h/ft2
- Elev Elevation, ft
- Enth Enthalpy, Btu/lb
- HDDn Heating degree-days base n°F, °F-day
- Hours 8/4 & 55/69 Number of hours between 8 a.m. and 4 p.m. with DB between 55 and 69 °F
- HR Humidity ratio, grains of moisture per lb of dry air
- Lat Latitude, °
- Long Longitude, °
- MCDB Mean coincident dry bulb temperature, °F
- MCDBR Mean coincident dry bulb temp range, °F
- MCDP Mean coincident dew point temperature, °F
- MCWB Mean coincident wet bulb temperature, °F
- MCWBR Mean coincident wet bulb temp range, °F
- MCWS Mean coincident wind speed, mph
- MDBR Mean dry bulb temp range, °F
- PCWD Prevailing coincident wind direction, °, 0 = North, 90 = East
- Period Years used to calculate the design conditions
- Sd Standard deviation of daily average temperature, °F
- StdP Standard pressure at station elevation, psi
- taub Clear sky optical depth for beam irradiance
- taud Clear sky optical depth for diffuse irradiance
- Tavg Average temperature, °F
- Time Zone Hours ahead or behind UTC, and time zone code
- WB Wet bulb temperature, °F
- WBAN Weather Bureau Army Navy number
- WMO# World Meteorological Organization number
- WS Wind speed, mph

The top part of the table contains station information as follows:

- Name of the observing station, state (USA) or province (Canada), country.
- World Meteorological Organization (WMO) station identifier.
- Weather Bureau Army Navy (WBAN) number (–99999 denotes missing).
- Latitude of station, °N/S.
- Longitude of station, °E/W.
- Elevation of station, ft.
- Standard pressure at elevation, in psia (see [Chapter 1](#) for equations used to calculate standard pressure).
- Time zone, h ± UTC
- Time zone code (e.g., NAE = Eastern Time, USA and Canada). The CD-ROM contains a list of all time zone codes used in the tables.
- Period analyzed (e.g., 82-06 = data from 1982 to 2006 were used).

Annual Design Conditions

Annual climatic design conditions are contained in the first three sections following the top part of the table. They contain information as follows:

Annual Heating and Humidification Design Conditions.

- Coldest month (i.e., month with lowest average dry-bulb temperature; 1 = January, 12 = December).
- Dry-bulb temperature corresponding to 99.6 and 99.0% annual cumulative frequency of occurrence (cold conditions), °F.
- Dew-point temperature corresponding to 99.6 and 99.0% annual cumulative frequency of occurrence, °F; corresponding humidity ratio, calculated at standard atmospheric pressure at elevation of station, grains of moisture per lb of dry air; mean coincident dry-bulb temperature, °F.
- Wind speed corresponding to 0.4 and 1.0% cumulative frequency of occurrence for coldest month, mph; mean coincident dry-bulb temperature, °F.
- Mean wind speed coincident with 99.6% dry-bulb temperature, mph; corresponding most frequent wind direction, degrees from north (east = 90°).

Annual Cooling, Dehumidification, and Enthalpy Design Conditions.

- Hottest month (i.e., month with highest average dry-bulb temperature; 1 = January, 12 = December).
- Daily temperature range for hottest month, °F [defined as mean of the difference between daily maximum and daily minimum dry-bulb temperatures for hottest month].
- Dry-bulb temperature corresponding to 0.4, 1.0, and 2.0% annual cumulative frequency of occurrence (warm conditions), °F; mean coincident wet-bulb temperature, °F.
- Wet-bulb temperature corresponding to 0.4, 1.0, and 2.0% annual cumulative frequency of occurrence, °F; mean coincident dry-bulb temperature, °F.
- Mean wind speed coincident with 0.4% dry-bulb temperature, mph; corresponding most frequent wind direction, degrees true from north (east = 90°).
- Dew-point temperature corresponding to 0.4, 1.0, and 2.0% annual cumulative frequency of occurrence, °F; corresponding humidity ratio, calculated at the standard atmospheric pressure at elevation of station, grains of moisture per lb of dry air; mean coincident dry-bulb temperature, °F.
- Enthalpy corresponding to 0.4, 1.0, and 2.0% annual cumulative frequency of occurrence, Btu/lb; mean coincident dry-bulb temperature, °F.
- Number of hours between 8 AM and 4 PM (inclusive) with dry-bulb temperature between 55 and 69°F.

Extreme Annual Design Conditions.

- Wind speed corresponding to 1.0, 2.5, and 5.0% annual cumulative frequency of occurrence, mph.
- Extreme maximum wet-bulb temperature, °F.
- Mean and standard deviation of extreme annual minimum and maximum dry-bulb temperature, °F.
- 5-, 10-, 20-, and 50-year return period values for minimum and maximum extreme dry-bulb temperature, °F.

Monthly Design Conditions

Monthly design conditions are divided into subsections as follows:

Temperatures, Degree-Days, and Degree-Hours.

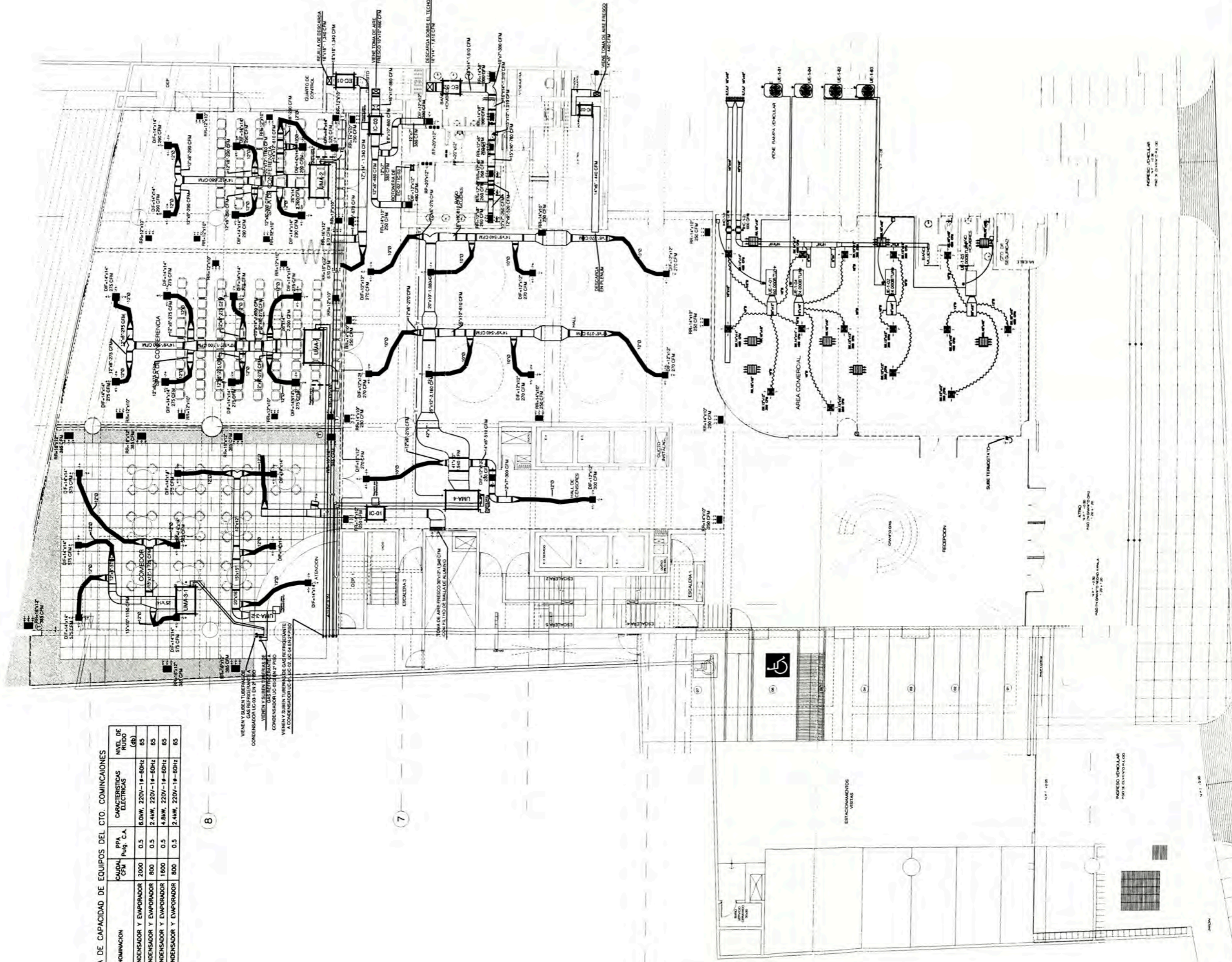
TABLA DE CAPACIDAD DE EQUIPOS DEL CTO. COMINCAIONES

EQUIPO	DENOMINACION	CAUSA	PPA	NIVEL DE RUIDO (dB)
		CFM	Paq. C.A.	
UC/UE-1-01	CONDENSADOR Y EVAPORADOR	2000	0.5	65
UC/UE-1-02	CONDENSADOR Y EVAPORADOR	800	0.5	65
UC/UE-1-03	CONDENSADOR Y EVAPORADOR	1600	0.5	65
UC/UE-1-04	CONDENSADOR Y EVAPORADOR	800	0.5	65

8

7

VIENEN SUBEN TUBERIAS DE GAS REFRIGERANTE A CONDENSADOR UC 03 EN 2" PISO
 CONDENSADOR UC 03 EN 2" PISO
 VIENEN Y SUBEN TUBERIAS DE GAS REFRIGERANTE A CONDENSADOR UC 04 EN 2" PISO
 CONDENSADOR UC 04 EN 2" PISO



PROPIETARIO: **PRICEWATERHOUSECOOPERS**

PROYECTO: SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE OFICINAS

UBICACION: EDIFICIO SANTO TORIBIO
Calle Comercio No. 100, San José

FECHA: 03 DE MAYO 2008

ESCALA: 1/125

PLANO: PI ANO DE DISTRIBUCION

LAMINA N°: **IM-01**

TABLA DE CAPACIDAD DEL EQUIPO TIPO FAN COIL DE AGUA HELADA (EQUIPOS NUEVOS)

EQUIPO	DENOMINACION	CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO		VENTILADOR	CARACTERISTICAS ELECTRICAS	NIVEL DE RUIDO (dB)
		NOMINAL (BTU/H)	PPA Puig. C.A.			
FC-2-01	FAN COIL	60,000	0.30	450W, 220V-1φ-60Hz	63	
FC-2-02	FAN COIL	60,000	0.30	450W, 220V-1φ-60Hz	63	
FC-2-03	FAN COIL	60,000	0.30	450W, 220V-1φ-60Hz	63	
FC-2-04	FAN COIL	60,000	0.30	450W, 220V-1φ-60Hz	63	
FC-2-05	FAN COIL	48,000	0.30	400W, 220V-1φ-60Hz	62	
FC-2-06	FAN COIL	12,000	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45	
FC-2-07	FAN COIL	12,000	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45	
FC-2-08	FAN COIL	60,000	0.30	450W, 220V-1φ-60Hz	63	
FC-2-09	FAN COIL	12,000	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45	
FC-2-10	FAN COIL	60,000	0.30	450W, 220V-1φ-60Hz	63	
FC-2-11	FAN COIL	12,000	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45	
FC-2-12	FAN COIL	12,000	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45	
FC-2-13	FAN COIL	12,000	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45	
FC-2-14	FAN COIL	48,000	1.800	400W, 220V-1φ-60Hz	62	
FC-2-15	FAN COIL	36,000	1.200	350W, 220V-1φ-60Hz	60	
FC-2-16	FAN COIL	36,000	1.200	350W, 220V-1φ-60Hz	60	
FC-2-17	FAN COIL	18,000	0.600	200W, 220V-1φ-60Hz	48	
FC-2-18	FAN COIL	18,000	0.600	200W, 220V-1φ-60Hz	48	

TABLA DE CAPACIDAD DE EQUIPOS DEL C.T.O. COMINCAIONES

EQUIPO	DENOMINACION	CAUDAL CFM	PPA Puig. C.A.	CARACTERISTICAS ELECTRICAS	NIVEL DE RUIDO (dB)
UC/VE-2-01	CONDENSADOR Y EVAPORADOR	600	0.5	1.8kW, 220V-1φ-60Hz	65

TABLA DE CAPACIDAD DE EQUIPOS INYECTOR

EQUIPO	DENOMINACION	CAUDAL CFM	PPA Puig. C.A.	CARACTERISTICAS ELECTRICAS	NIVEL DE RUIDO (dB)
IHC-2-1	INYECTOR	500	0.5	200W, 220V-1φ-60Hz	45
IHC-2-2	INYECTOR	500	0.5	200W, 220V-1φ-60Hz	45
IHC-2-3	INYECTOR	500	0.5	200W, 220V-1φ-60Hz	45
IHC-2-4	INYECTOR	500	0.5	200W, 220V-1φ-60Hz	45
IHC-2-5	INYECTOR	500	0.5	200W, 220V-1φ-60Hz	45
IHC-2-6	INYECTOR	500	0.5	200W, 220V-1φ-60Hz	45

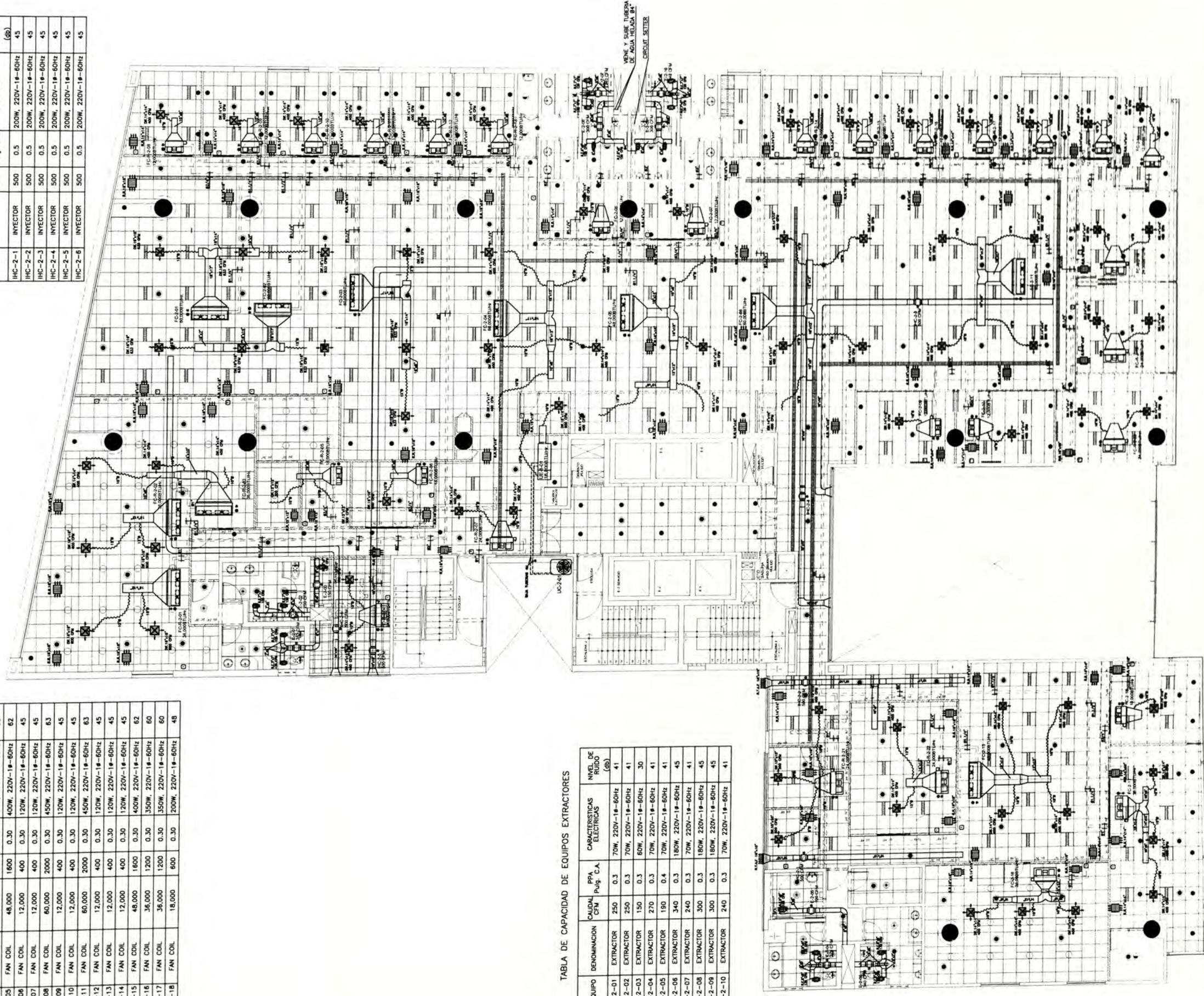


TABLA DE CAPACIDAD DE EQUIPOS EXTRACTORES

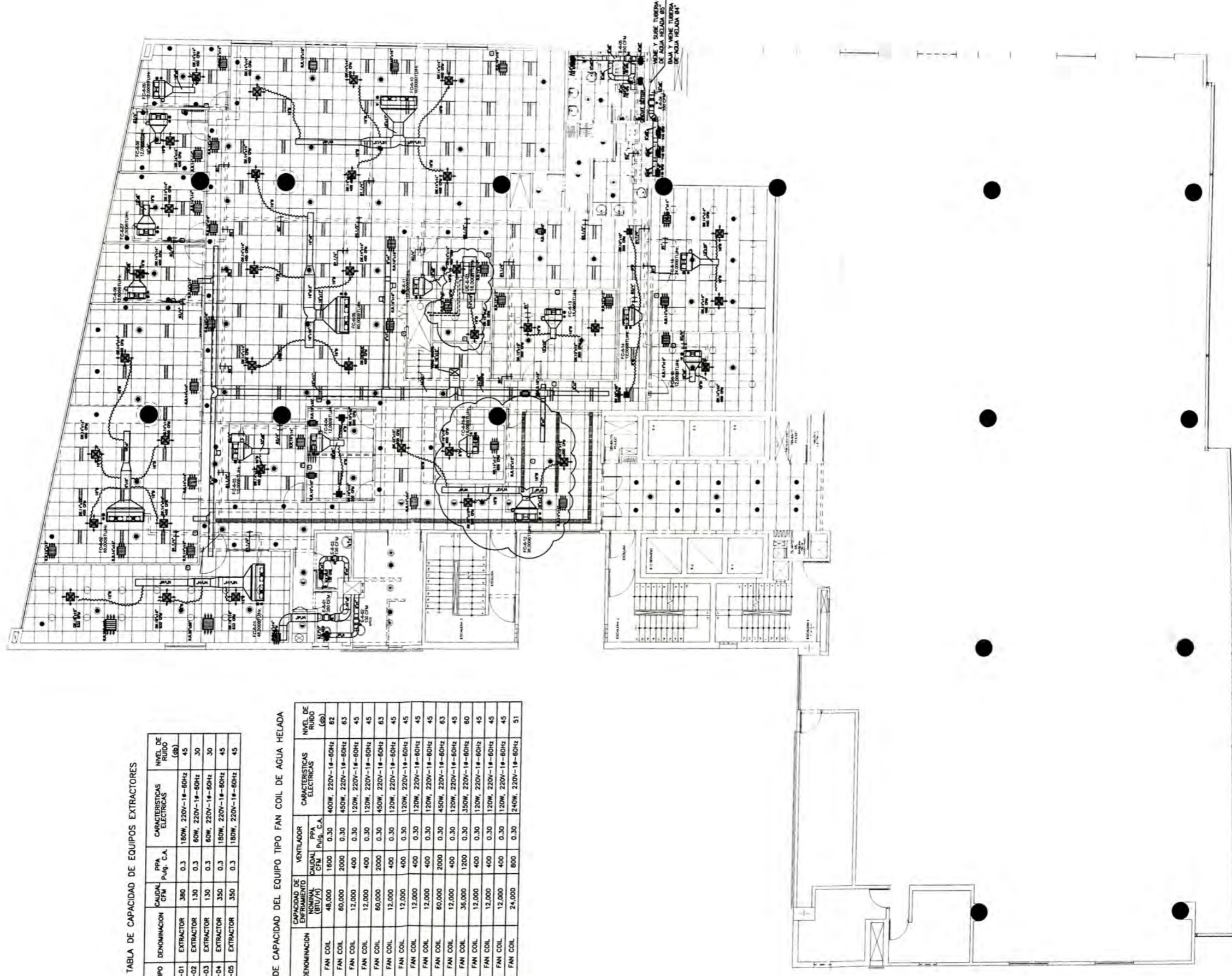
EQUIPO	DENOMINACION	CAUDAL CFM	PPA Puig. C.A.	CARACTERISTICAS ELECTRICAS	NIVEL DE RUIDO (dB)
E-2-01	EXTRACTOR	250	0.3	70W, 220V-1φ-60Hz	41
E-2-02	EXTRACTOR	250	0.3	70W, 220V-1φ-60Hz	41
E-2-03	EXTRACTOR	150	0.3	60W, 220V-1φ-60Hz	30
E-2-04	EXTRACTOR	270	0.3	70W, 220V-1φ-60Hz	41
E-2-05	EXTRACTOR	190	0.4	70W, 220V-1φ-60Hz	41
E-2-06	EXTRACTOR	340	0.3	180W, 220V-1φ-60Hz	45
E-2-07	EXTRACTOR	240	0.3	70W, 220V-1φ-60Hz	41
E-2-08	EXTRACTOR	300	0.3	180W, 220V-1φ-60Hz	45
E-2-09	EXTRACTOR	300	0.3	180W, 220V-1φ-60Hz	45
E-2-10	EXTRACTOR	240	0.3	70W, 220V-1φ-60Hz	41

TABLA DE CAPACIDAD DE EQUIPOS EXTRACTORES

EQUIPO	DENOMINACION	CAUDAL CFM	PPA P.UG. C.A.	CARACTERISTICAS ELECTRICAS	NIVEL DE RUIDO (dB)
E-6-01	EXTRACTOR	380	0.3	180W, 220V-18-60Hz	45
E-6-02	EXTRACTOR	130	0.3	60W, 220V-18-60Hz	30
E-6-03	EXTRACTOR	130	0.3	60W, 220V-18-60Hz	30
E-6-04	EXTRACTOR	350	0.3	180W, 220V-18-60Hz	45
E-6-05	EXTRACTOR	350	0.3	180W, 220V-18-60Hz	45

TABLA DE CAPACIDAD DEL EQUIPO TIPO FAN COIL DE AGUA HELADA

EQUIPO	DENOMINACION	CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO (BTU/H)	CAUDAL CFM	PPA P.UG. C.A.	CARACTERISTICAS ELECTRICAS	NIVEL DE RUIDO (dB)
FC-6-01	FAN COIL	48,000	1600	0.30	400W, 220V-18-60Hz	82
FC-6-02	FAN COIL	60,000	2000	0.30	450W, 220V-18-60Hz	83
FC-6-03	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-18-60Hz	45
FC-6-04	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-18-60Hz	45
FC-6-05	FAN COIL	60,000	2000	0.30	450W, 220V-18-60Hz	83
FC-6-06	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-18-60Hz	45
FC-6-07	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-18-60Hz	45
FC-6-08	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-18-60Hz	45
FC-6-09	FAN COIL	60,000	2000	0.30	450W, 220V-18-60Hz	83
FC-6-10	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-18-60Hz	45
FC-6-11	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-18-60Hz	45
FC-6-12	FAN COIL	36,000	1200	0.30	350W, 220V-18-60Hz	60
FC-6-13	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-18-60Hz	45
FC-6-14	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-18-60Hz	45
FC-6-15	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-18-60Hz	45
FC-6-16	FAN COIL	24,000	800	0.30	240W, 220V-18-60Hz	51



PROPIETARIO: **PRICEWATERHOUSECOOPERS**
 PROYECTO: SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE OFICINAS
 UBICACION: EDIFICIO SANTO TORIBIO
 PLANO: PLANO DE DISTRIBUCION EN PISO 6º
 FECHA: 30 DE MAYO 2008
 ESCALA: 1/125
 DISEÑADOR: EMP DEBILANTE

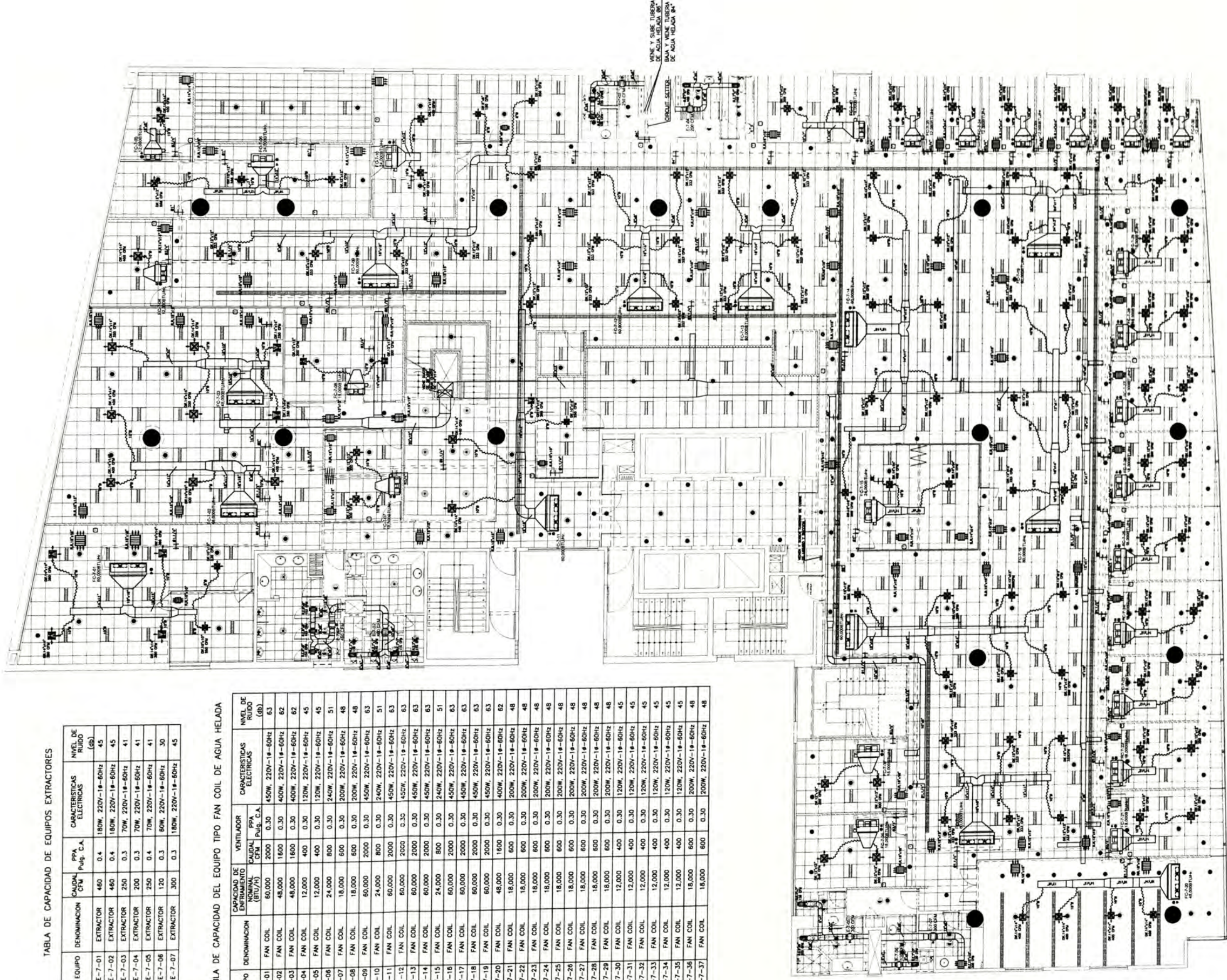
IM-03

TABLA DE CAPACIDAD DE EQUIPOS EXTRACTORES

EQUIPO	DENOMINACION	CAUDAL CFM	PPA Pufg. C.A.	CARACTERISTICAS ELECTRICAS	NIVEL DE RUIDO (dB)
E-7-01	EXTRACTOR	460	0.4	180W, 220V-18-60Hz	45
E-7-02	EXTRACTOR	460	0.4	180W, 220V-18-60Hz	45
E-7-03	EXTRACTOR	250	0.3	70W, 220V-18-60Hz	41
E-7-04	EXTRACTOR	200	0.3	70W, 220V-18-60Hz	41
E-7-05	EXTRACTOR	250	0.4	70W, 220V-18-60Hz	41
E-7-06	EXTRACTOR	120	0.3	60W, 220V-18-60Hz	30
E-7-07	EXTRACTOR	300	0.3	180W, 220V-18-60Hz	45

TABLA DE CAPACIDAD DEL EQUIPO TIPO FAN COIL DE AGUA HELADA

EQUIPO	DENOMINACION	CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO (BTU/H)	VENTILADOR		CARACTERISTICAS ELECTRICAS	NIVEL DE RUIDO (dB)
			CAUDAL CFM	PPA Pufg. C.A.		
FC-7-01	FAN COIL	60,000	2000	0.30	450W, 220V-18-60Hz	63
FC-7-02	FAN COIL	48,000	1600	0.30	400W, 220V-18-60Hz	62
FC-7-03	FAN COIL	48,000	1600	0.30	400W, 220V-18-60Hz	62
FC-7-04	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-18-60Hz	45
FC-7-05	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-18-60Hz	45
FC-7-06	FAN COIL	24,000	800	0.30	240W, 220V-18-60Hz	51
FC-7-07	FAN COIL	18,000	600	0.30	200W, 220V-18-60Hz	48
FC-7-08	FAN COIL	18,000	600	0.30	450W, 220V-18-60Hz	63
FC-7-09	FAN COIL	60,000	2000	0.30	240W, 220V-18-60Hz	51
FC-7-10	FAN COIL	24,000	800	0.30	200W, 220V-18-60Hz	48
FC-7-11	FAN COIL	60,000	2000	0.30	450W, 220V-18-60Hz	63
FC-7-12	FAN COIL	60,000	2000	0.30	450W, 220V-18-60Hz	63
FC-7-13	FAN COIL	60,000	2000	0.30	450W, 220V-18-60Hz	63
FC-7-14	FAN COIL	60,000	2000	0.30	450W, 220V-18-60Hz	63
FC-7-15	FAN COIL	24,000	800	0.30	240W, 220V-18-60Hz	51
FC-7-16	FAN COIL	60,000	2000	0.30	450W, 220V-18-60Hz	63
FC-7-17	FAN COIL	60,000	2000	0.30	450W, 220V-18-60Hz	63
FC-7-18	FAN COIL	60,000	2000	0.30	450W, 220V-18-60Hz	63
FC-7-19	FAN COIL	60,000	2000	0.30	450W, 220V-18-60Hz	63
FC-7-20	FAN COIL	48,000	1600	0.30	400W, 220V-18-60Hz	62
FC-7-21	FAN COIL	18,000	600	0.30	200W, 220V-18-60Hz	48
FC-7-22	FAN COIL	18,000	600	0.30	200W, 220V-18-60Hz	48
FC-7-23	FAN COIL	18,000	600	0.30	200W, 220V-18-60Hz	48
FC-7-24	FAN COIL	18,000	600	0.30	200W, 220V-18-60Hz	48
FC-7-25	FAN COIL	18,000	600	0.30	200W, 220V-18-60Hz	48
FC-7-26	FAN COIL	18,000	600	0.30	200W, 220V-18-60Hz	48
FC-7-27	FAN COIL	18,000	600	0.30	200W, 220V-18-60Hz	48
FC-7-28	FAN COIL	18,000	600	0.30	200W, 220V-18-60Hz	48
FC-7-29	FAN COIL	18,000	600	0.30	200W, 220V-18-60Hz	48
FC-7-30	FAN COIL	18,000	600	0.30	200W, 220V-18-60Hz	48
FC-7-31	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-18-60Hz	45
FC-7-32	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-18-60Hz	45
FC-7-33	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-18-60Hz	45
FC-7-34	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-18-60Hz	45
FC-7-35	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-18-60Hz	45
FC-7-36	FAN COIL	18,000	600	0.30	200W, 220V-18-60Hz	48
FC-7-37	FAN COIL	18,000	600	0.30	200W, 220V-18-60Hz	48



VENE Y CABLE TUBERIA DE AGUA HELADA 80" BAMA Y MENE TUBERIA DE AGUA HELADA 84"

PROPIETARIO: **PRICEWATERHOUSECOOPERS**

PROYECTO: SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE OFICINAS

UBICACION: EDIFICIO SANTO TORIBIO

PLANO: PLANO DE DISTRIBUCION EN PISO 7°

FECHA: FEBRERO 2008

ESCALA: 1/125

LAMINA N°: **IM-04**

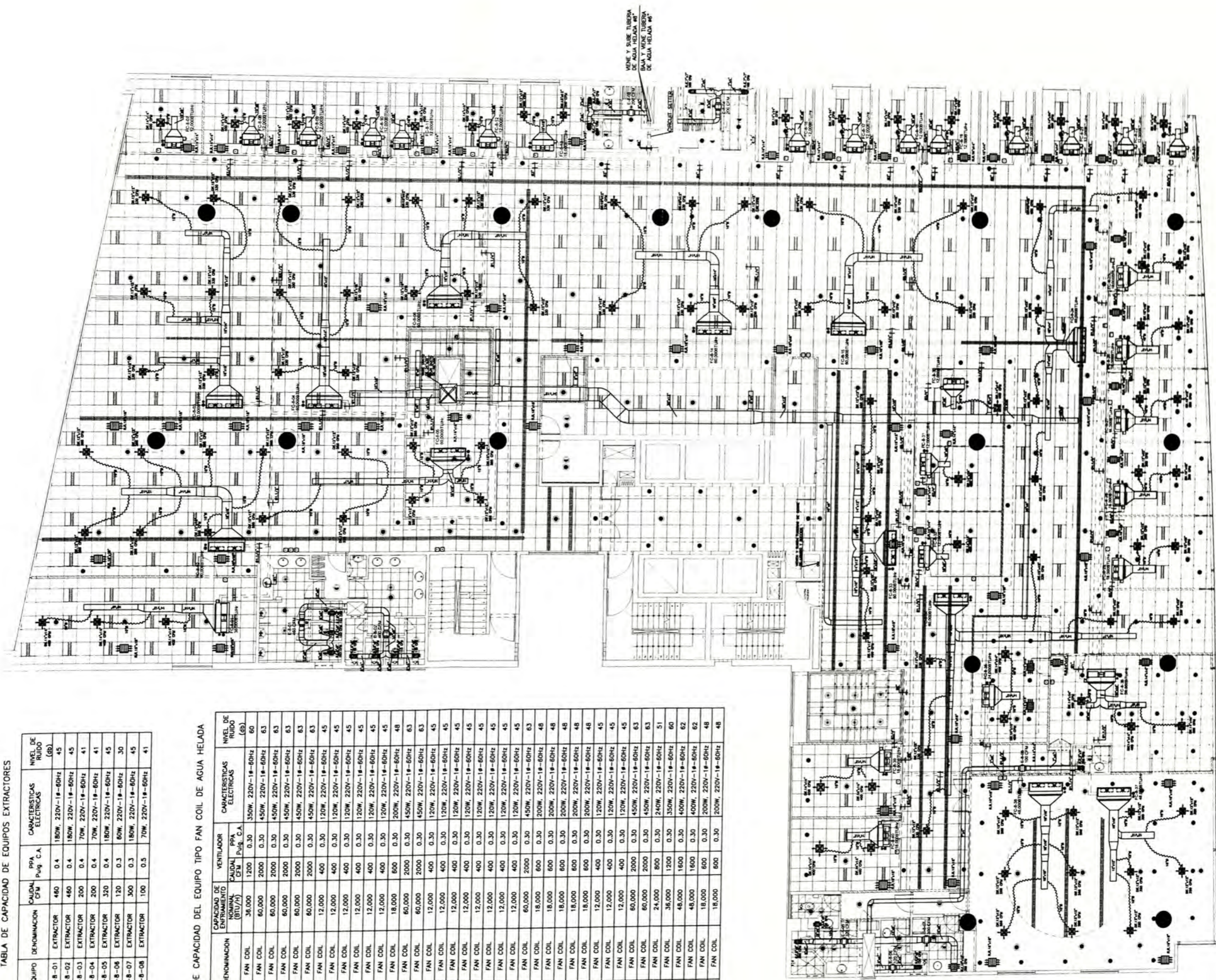
PROYECTANTE: G.S.P. DEBLUANTE

TABLA DE CAPACIDAD DE EQUIPOS EXTRACTORES

EQUIPO	DENOMINACION	CAUDAL CFM	PPA Puig. C.A.	CARACTERISTICAS ELECTRICAS	NIVEL DE RUIDO (dB)
E-B-01	EXTRACTOR	480	0.4	180W, 220V-1φ-60Hz	45
E-B-02	EXTRACTOR	480	0.4	180W, 220V-1φ-60Hz	45
E-B-03	EXTRACTOR	200	0.4	70W, 220V-1φ-60Hz	41
E-B-04	EXTRACTOR	200	0.4	70W, 220V-1φ-60Hz	41
E-B-05	EXTRACTOR	320	0.4	180W, 220V-1φ-60Hz	45
E-B-06	EXTRACTOR	120	0.3	60W, 220V-1φ-60Hz	30
E-B-07	EXTRACTOR	300	0.3	180W, 220V-1φ-60Hz	45
E-B-08	EXTRACTOR	100	0.5	70W, 220V-1φ-60Hz	41

TABLA DE CAPACIDAD DEL EQUIPO TIPO FAN COIL DE AGUA HELADA

EQUIPO	DENOMINACION	CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO (BTU/H)	VENTILADOR		CARACTERISTICAS ELECTRICAS	NIVEL DE RUIDO (dB)
			CAUDAL CFM	PPA Puig. C.A.		
FC-B-01	FAN COIL	36,000	1200	0.30	350W, 220V-1φ-60Hz	60
FC-B-02	FAN COIL	60,000	2000	0.30	450W, 220V-1φ-60Hz	63
FC-B-03	FAN COIL	60,000	2000	0.30	450W, 220V-1φ-60Hz	63
FC-B-04	FAN COIL	60,000	2000	0.30	450W, 220V-1φ-60Hz	63
FC-B-05	FAN COIL	60,000	2000	0.30	450W, 220V-1φ-60Hz	63
FC-B-06	FAN COIL	60,000	2000	0.30	450W, 220V-1φ-60Hz	63
FC-B-07	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45
FC-B-08	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45
FC-B-09	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45
FC-B-10	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45
FC-B-11	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45
FC-B-12	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45
FC-B-13	FAN COIL	18,000	600	0.30	200W, 220V-1φ-60Hz	48
FC-B-14	FAN COIL	60,000	2000	0.30	450W, 220V-1φ-60Hz	63
FC-B-15	FAN COIL	60,000	2000	0.30	450W, 220V-1φ-60Hz	63
FC-B-16	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45
FC-B-17	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45
FC-B-18	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45
FC-B-19	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45
FC-B-20	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45
FC-B-21	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45
FC-B-22	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45
FC-B-23	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45
FC-B-24	FAN COIL	60,000	2000	0.30	450W, 220V-1φ-60Hz	63
FC-B-25	FAN COIL	18,000	600	0.30	200W, 220V-1φ-60Hz	48
FC-B-26	FAN COIL	18,000	600	0.30	200W, 220V-1φ-60Hz	48
FC-B-27	FAN COIL	18,000	600	0.30	200W, 220V-1φ-60Hz	48
FC-B-28	FAN COIL	18,000	600	0.30	200W, 220V-1φ-60Hz	48
FC-B-29	FAN COIL	18,000	600	0.30	200W, 220V-1φ-60Hz	48
FC-B-30	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45
FC-B-31	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45
FC-B-32	FAN COIL	12,000	400	0.30	120W, 220V-1φ-60Hz	45
FC-B-33	FAN COIL	60,000	2000	0.30	450W, 220V-1φ-60Hz	63
FC-B-34	FAN COIL	60,000	2000	0.30	450W, 220V-1φ-60Hz	63
FC-B-35	FAN COIL	24,000	800	0.30	240W, 220V-1φ-60Hz	51
FC-B-36	FAN COIL	36,000	1200	0.30	350W, 220V-1φ-60Hz	60
FC-B-37	FAN COIL	48,000	1600	0.30	400W, 220V-1φ-60Hz	62
FC-B-38	FAN COIL	48,000	1600	0.30	400W, 220V-1φ-60Hz	62
FC-B-39	FAN COIL	18,000	600	0.30	200W, 220V-1φ-60Hz	48
FC-B-40	FAN COIL	18,000	600	0.30	200W, 220V-1φ-60Hz	48



PRICEMATERHOUSECOOPERS
 PROPIETARIO: EDIFICIO SANTO TORIBIO
 PROYECTO: SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE OFICINAS
 UBICACION: PLANO DE DISTRIBUCION EN PISO 8º
 G.S.P. DEBULTANTE
 FECHA: FEBRERO 2008
 ESCALA: 1/125
 LAMINA N°: IM-05

CUADRO DE CARACTERÍSTICAS DE CHILLER		
CARACTERÍSTICAS	CHILLER 1	CHILLER 2
UNIDAD	1	1
TIPO	ENTRANCO POR AIRE	ENTRANCO POR AIRE
CAPACIDAD (Tons)	125	125
CARGA ELÉCTRICA	131.2 kW	131.2 kW
CARACTERÍSTICAS ELÉCTRICAS	220V/3Ø/60Hz	220V/3Ø/60Hz
TIPO DE COMPRESOR	ROSCIL	ROSCIL
NÚMERO DE COMPRESORES	04	04
GAZ REFRIGERANTE	R-410a	R-410a
CONTROLES	AIR	AIR

ELECTROBOMBA DE AGUA HELADA	
SISTEMA PRIMARIO	
CANTIDAD	B-1
CAUDAL	300 GPM
PRESIÓN ESTÁTICA	55 PIES
POTENCIA	7.5 HP
CARACTERÍSTICAS ELÉCTRICAS	220V/3Ø/60Hz

ELECTROBOMBA DE AGUA HELADA	
SISTEMA SECUNDARIO	
CANTIDAD	B-2
CAUDAL	600 GPM
PRESIÓN ESTÁTICA	30 PIES
POTENCIA	10 HP
CARACTERÍSTICAS ELÉCTRICAS	220V/3Ø/60Hz

TABLA DE CAPACIDAD DE EQUIPOS EXTRACTORES

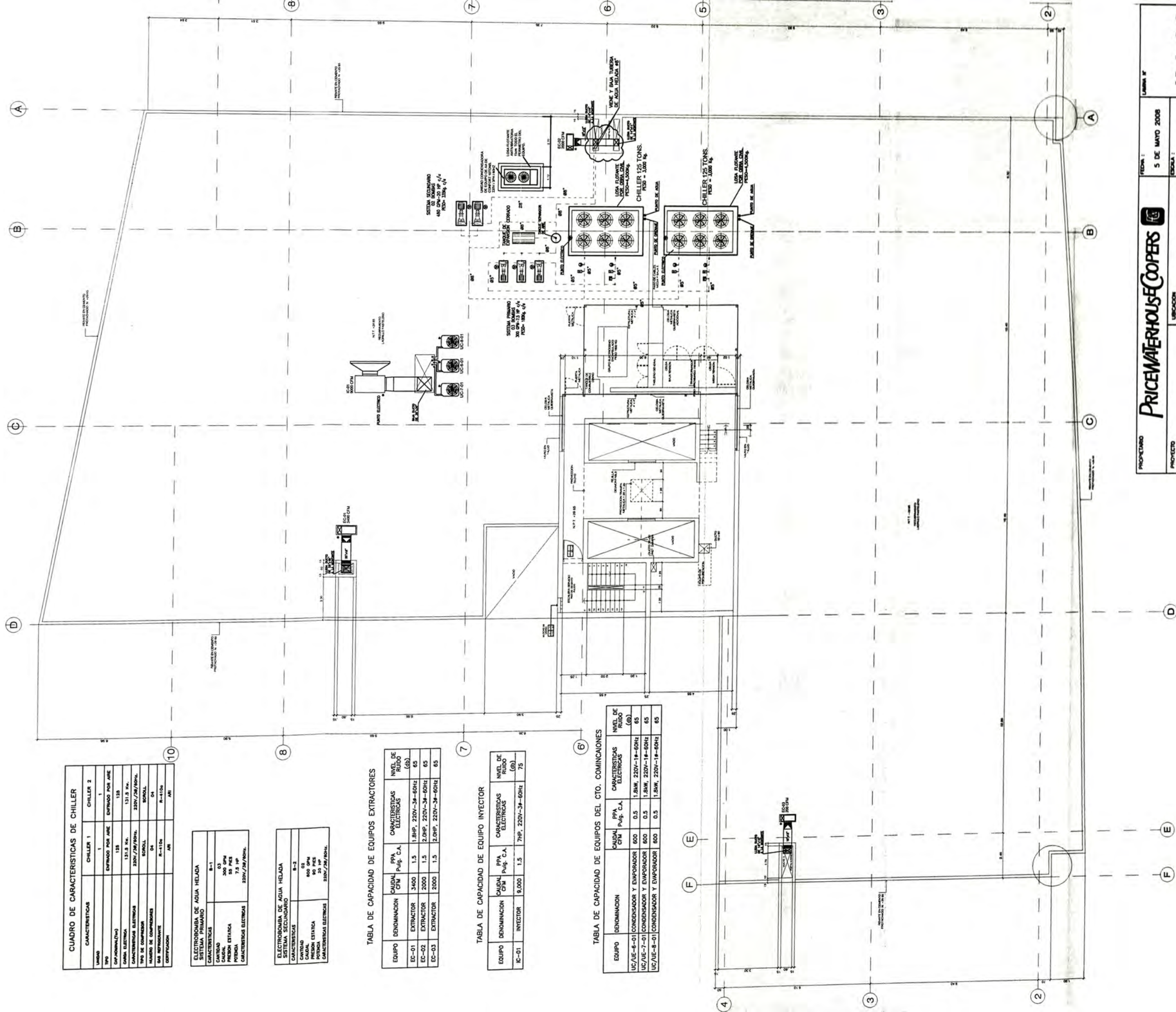
EQUIPO	DENOMINACION	CAUDAL CFM	PPA Púlg. C.A.	CARACTERÍSTICAS ELÉCTRICAS	NIVEL DE RUIDO (dB)
EC-01	EXTRACTOR	3400	1.5	1.8kW, 220V-3Ø-60Hz	65
EC-02	EXTRACTOR	2000	1.5	2.0HP, 220V-3Ø-60Hz	65
EC-03	EXTRACTOR	2000	1.5	2.0HP, 220V-3Ø-60Hz	65

TABLA DE CAPACIDAD DE EQUIPO INYECTOR

EQUIPO	DENOMINACION	CAUDAL CFM	PPA Púlg. C.A.	CARACTERÍSTICAS ELÉCTRICAS	NIVEL DE RUIDO (dB)
IC-01	INYECTOR	9,000	1.5	7HP, 220V-3Ø-60Hz	75

TABLA DE CAPACIDAD DE EQUIPOS DEL CTO. COMUNICACIONES

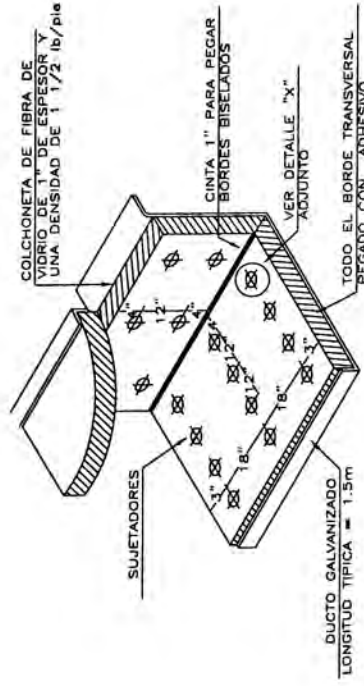
EQUIPO	DENOMINACION	CAUDAL CFM	PPA Púlg. C.A.	CARACTERÍSTICAS ELÉCTRICAS	NIVEL DE RUIDO (dB)
UC/AE-6-01	CONDENSADOR Y EVAPORADOR	600	0.5	1.8kW, 220V-1Ø-60Hz	65
UC/AE-7-01	CONDENSADOR Y EVAPORADOR	600	0.5	1.8kW, 220V-1Ø-60Hz	65
UC/AE-8-01	CONDENSADOR Y EVAPORADOR	600	0.5	1.8kW, 220V-1Ø-60Hz	65



PROPIETARIO	PRICEMATERHOUSECOOPERS		FECHA :	5 DE MAYO 2008
PROYECTO	SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE OFICINAS		ESCALA :	1/125
UBICACION	EDIFICIO SANTO TORIBIO		QUE	G.S.P
PLANO	PLANO DE DISTRIBUCION AZOTEA-TABLA DE CAPACIDADES		QUE	DEBUTANTE

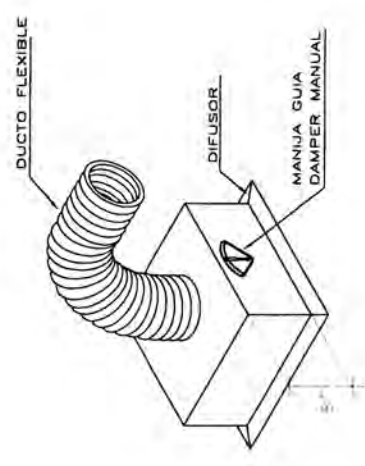
IM-06

LEYENDA	
	UNIDAD EVAPORADORA TIPO FAN COIL AGUA HELADA
	INYECTOR CENTRIFUGO
	EXTRACTOR CENTRIFUGO
	EXTRACTOR HELICOCENTRIFUGO
	REJILLA DE RETORNO
	DIFUSOR DE 4 VIAS
	TERMOSTATO
	PUNTO ELECTRICO
	PUNTO DE DRENAJE
	PUNTO DE AGUA
	TUBERIA DE SUMINISTRO DE AGUA HELADA
	TUBERIA DE RETORNO DE AGUA HELADA
	DUCTO FLEXIBLE
	DUCTO RIGIDO DE PLANCHA DE FIERRO GALVANIZADO

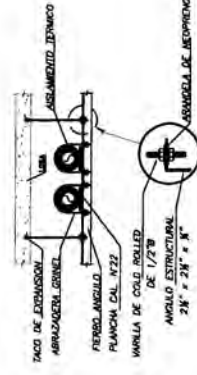


DETALLE TÍPICO DE AISLAMIENTO DE DUCTOS INTERIORES
SIN ESCALA

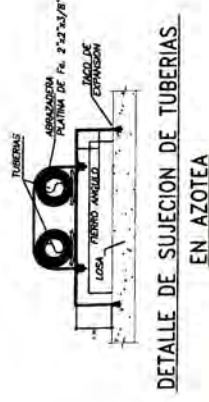
DETALLE DE AISLAMIENTO ACUSTICO INTERIOR
SIN ESCALA



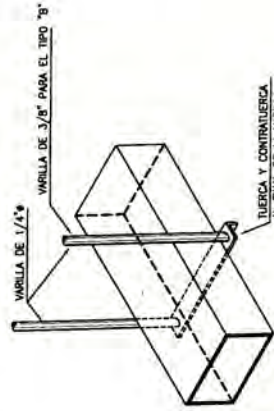
DETALLE TÍPICO DE CONEXION DE DIFUSOR
SIN ESCALA



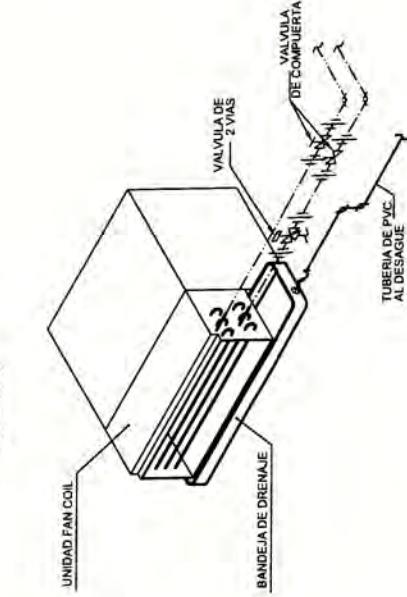
DETALLE TIPO DE SOPORTERIA PARA TUBERIAS HORIZONTALES
S/E



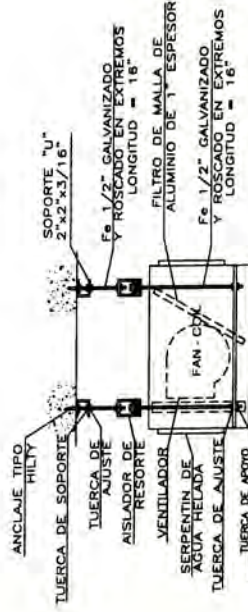
DETALLE DE SUJECION DE TUBERIAS EN AZOTEA



DETALLE DE COLGADOR DE DUCTOS
SIN ESCALA



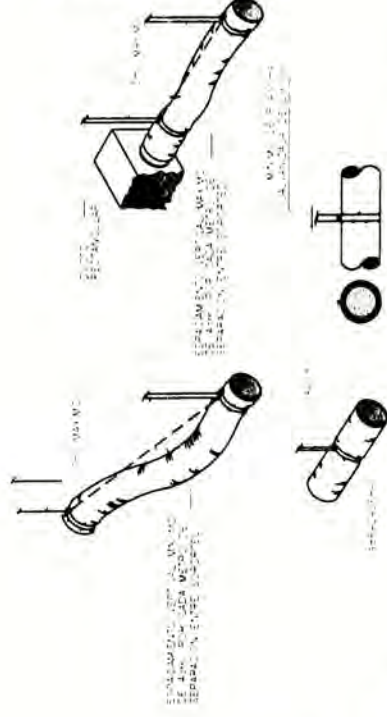
DETALLE DE INSTALACION DE UNIDADES FANCOIL
SIN ESCALA



DETALLE TÍPICO DE COLGADORES PARA FAN-COIL
SIN ESCALA



DETALLE DE AISLAMIENTO DE TUBERIAS DE AGUA HELADA
SIN ESCALA



DETALLE DE SOPORTES PARA DUCTOS FLEXIBLES
SIN ESCALA

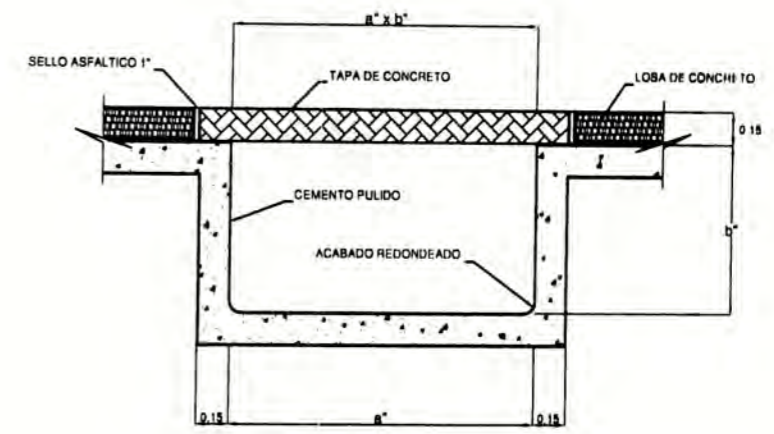
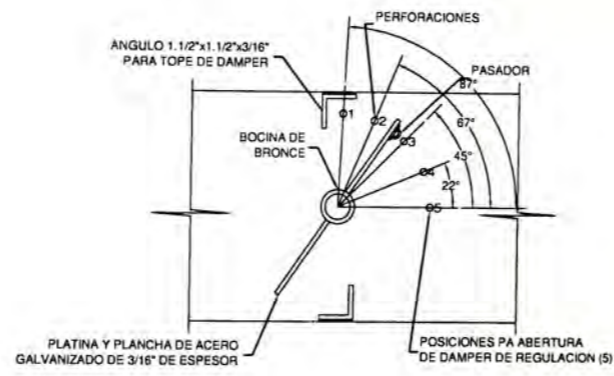
NOTAS:

- CORRERA POR CUENTA DE LA OBRA CIVIL LO SIGTE:
- PUNTO DE ALIMENTACION ELECTRICA CERCANO A CADA EQUIPO (MAX. A 1m DE DISTANCIA).
- PUNTO DE DRENAJE CERCANO A CADA EQUIPO INDICADO (MAX. A 1m DE DISTANCIA).
- EJECUCION DE PASES Y RESANES DONDE SEA NECESARIO PARA LA CORRECTA INSTALACION DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.
- EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO SE COORDINARA CON LOS OTROS SISTEMAS EN TODO EL RECORRIDO DE SU INSTALACION
- LA UBICACION FINAL DEL TERMOSTATO SE COORDINARA CON EL PROPIETARIO Y EL ARQUITECTO.
- LOS DUCTOS QUE VAN DENTRO DE FALSO TECHO IRAN AISLADOS CON LANA DE VIDRIO DE 1 1/2\"/>

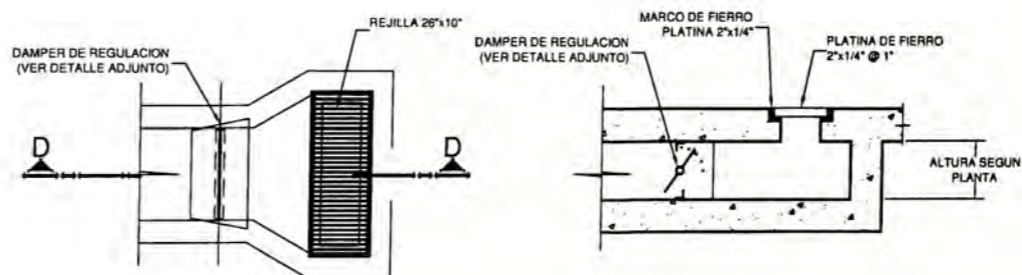
ESPEZOR (INCHES)	ESPESOR DE AISLAMIENTO (INCHES)
1.0	4.0
2.0	8.0
3.0 (MAXIMO)	12.0

LEYENDA

SIMBOLO	DESCRIPCION
	TUBERIA PARA IMPULSION DE LIQUIDO REFRIGERANTE DE COBRE TIPO "L".
	TUBERIA PARA SUCCION DE GAS REFRIGERANTE DE COBRE TIPO "L".
	TUBERIA PARA TERMOSTATO 20mmØ PVC
	DAMPER REGULADOR DE CAUDAL.
	DUCTO QUE SUBE.
	DUCTO QUE BAJA.
	DIFUSOR 4 TIROS
	DIFUSOR 3 TIROS
	DIFUSOR 2 TIROS
	REJILLA DE RETORNO
	REJILLA DE RETORNO HORIZONTAL.
	TERMOSTATO DE AMBIENTE, h=1.20m. SNPT. (B.I.).
	BOTONERA PARA ARRANQUE DE EQUIPOS.
	REJILLA DE RETORNO EN PISO
	DUCTO QUE SUBE
	DUCTO DE MAMPOSTERIA, BAJO EL PISO
	DUCTO DE PLANCHA GALVANIZADA, COLGADO DEL TECHO
	SENSOR DE MONOXIDO, h=1.20m. SNPT. (EJE)
	TUBERIA DE 20mm.Ø PVC-P PARA CABLEADO DE SENSORES (VER INSTALACIONES ELECTRICAS)



CORTE A - A DETALLE DE DUCTO EN PISO
 NOTA: LAS DIMENSIONES SERAN CONFIRMADAS POR EL ING° ESTRUCTURAL



CUADRO DE EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO							
EVAPORADOR	UMA-1	UMA-2	UMA-3.1	UMA-3.2	UMA-4	UMA-5	UMA-6
TIPO	MANEJADORA	MANEJADORA	MANEJADORA	MANEJADORA	MANEJADORA	MANEJADORA	MANEJADORA
CAPACIDAD TOTAL (BTU/H)	120,000	120,000	90,000	60,000	120,000	90,000	90,000
POTENCIA APROXIMADA	2HP, 220V, 3Ø	2 HP, 220V, 3Ø	2 HP, 220V, 3Ø	3/4 HP, 220V, 1Ø	2 HP, 220V, 3Ø	2 HP, 220V, 3Ø	2 HP, 220V, 3Ø
CARACTERISTICAS CONDENSADOR	UC-1	UC-2	UC-3.1	UC-3.2	UC-4	UC-4	UC-6
CAPACIDAD TOTAL (BTU/H)	120,000	120,000	90,000	60,000	120,000	90,000	90,000
POTENCIA APROXIMADA	12.0 kW, 220 V., 3Ø	12.0 kW, 220 V., 3Ø	9.0 kW, 220 V., 3Ø	6.5 kW, 220 V., 3Ø	12.0 kW, 220 V., 3Ø	9.0 kW, 220 V., 3Ø	9.0 kW, 220 V., 3Ø

CUADRO DE VENTILADORES							
CARACTERISTICAS	EC-01	EC-02	EA-01	EA-02	IC-01	IC-02	IC-03
CAUDAL DE AIRE	EXTRACTOR CENTRIFUGO "IN GABINETE" 1,340 CFM	EXTRACTOR CENTRIFUGO "IN GABINETE" 1,610 CFM	AXIAL 180 CFM	AXIAL 600 CFM	INYECTOR CENTRIFUGO "IN GABINETE" 1,340 CFM	INYECTOR CENTRIFUGO "IN GABINETE" 440 CFM	INYECTOR CENTRIFUGO "IN GABINETE" 860 CFM
PRESION ESTATICA	0.75 Pulg. c.a. 3/4 HP, 220, 3Ø FAJAS Y POLEAS CON TERMOSTATO UMA-1, UMA-2	0.75 Pulg. c.a. 3/4 HP, 220, 3Ø FAJAS Y POLEAS BOTONERA	0.10 Pulg. c.a. 1/4 HP, 220, 1Ø DIRECTA INTERRUPTOR	0.25 Pulg. c.a. 1/3 HP, 220, 1Ø DIRECTA INTERRUPTOR DE SS.HH.	1.25 Pulg. c.a. 3/4 HP, 220, 3Ø FAJAS Y POLEAS CON TERMOSTATO UMA-1, UMA-2	1.25 Pulg. c.a. 1/2 HP, 220, 1Ø FAJAS Y POLEAS CON TERMOSTATO UMA-4	1.25 Pulg. c.a. 1/2 HP, 220, 1Ø FAJAS Y POLEAS BOTONERA

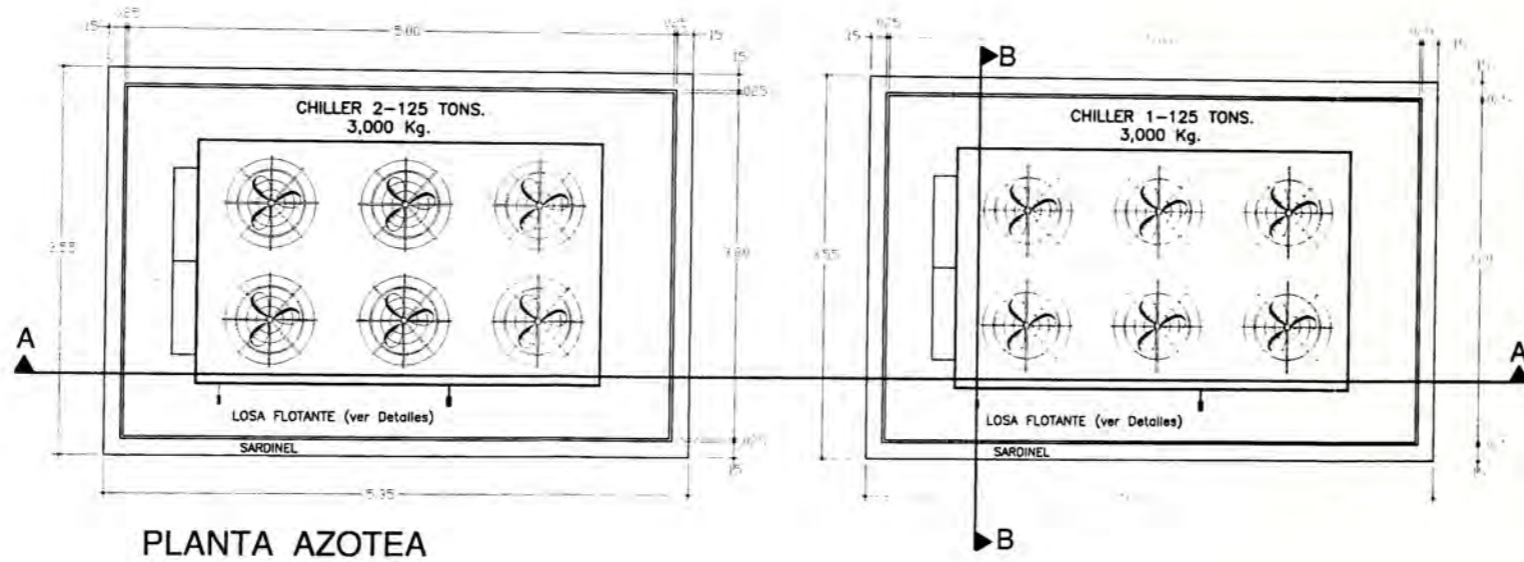
REFRICORP

PROYECTO: **PRICEWATERHOUSECOOPERS**

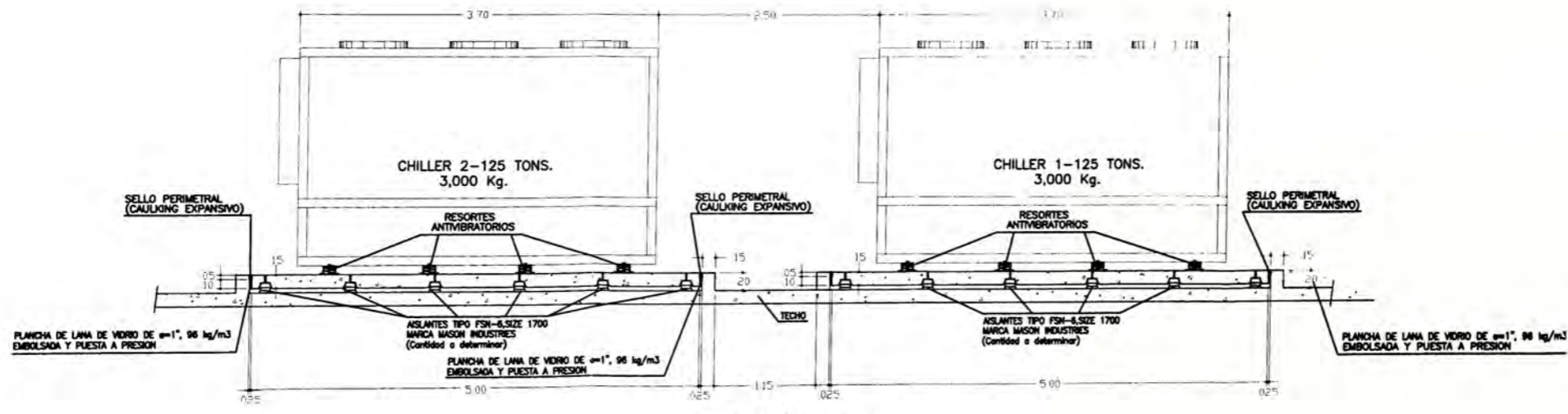
SISTEMA DE EXTRACCION DE MONOXIDO

FECHA: 21/04/08	PLANO: PLANO TABLAS DE EQUIPOS DX LEYENDAS Y DETALLES	N° DE PLANO: IM-08
ESCALA: S/N		

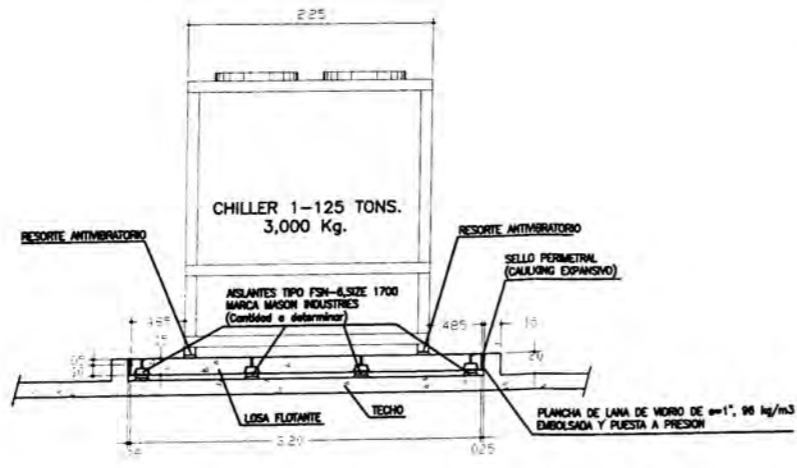
Av. Piura 868 - Miraflores - Telf: 241-0833 241-0255



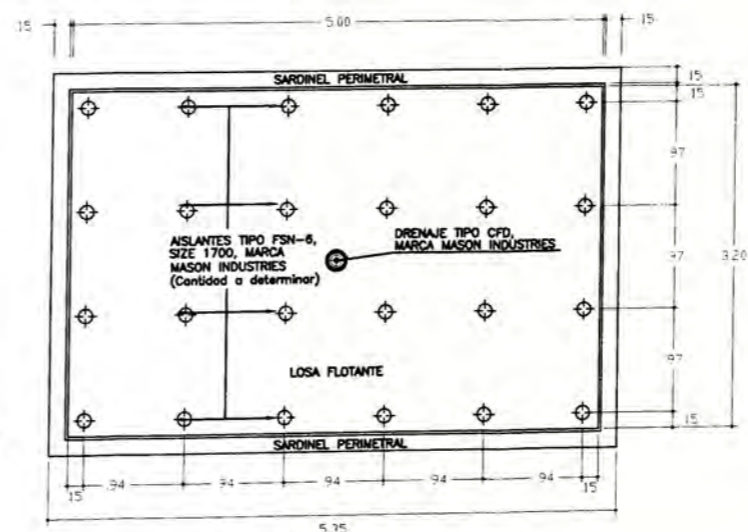
PLANTA AZOTEA



SECCIÓN A-A

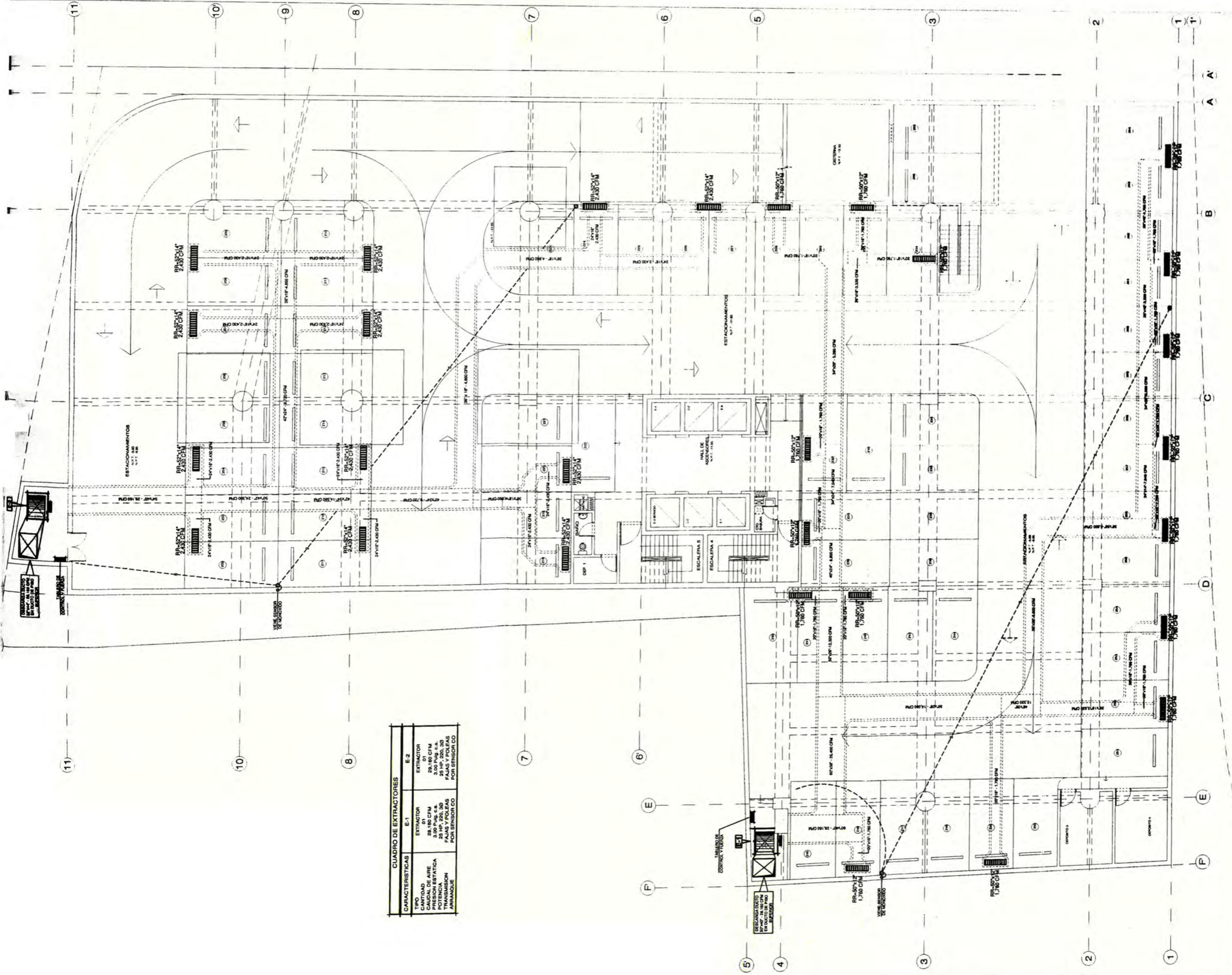


SECCIÓN B-B



PLANTA LOSA FLOTANTE

REFRICORP		
PROYECTO: SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO		
CLIENTE: EDIFICIO SANTO TORIBIO		
FECHA: 10-03-2008	PLANO: DETALLES BASE FLOTANTE PARA CHILLER Y BOMBAS	Nº DE PLANO: IM-09
ESC.PLOT: 1/200		
Av. Piura 868 - Miraflores - Telf: 241-0833 241-0255		



CUADRO DE EXTRACTORES		
CARACTERÍSTICAS	E-1	E-2
TIPO	EXTRACTOR	EXTRACTOR
CAUDAL DE AIRE	28,140 CFM	28,140 CFM
PRESIÓN ESTÁTICA	3.00 PULG. S.A.	3.00 PULG. S.A.
POTENCIA	25 HP, 220, 3/0	25 HP, 220, 3/0
ARMAZÓN	PAJAS Y POLEAS	PAJAS Y POLEAS
	CON SENSOR CO	CON SENSOR CO

PLANTA 4to SOTANO

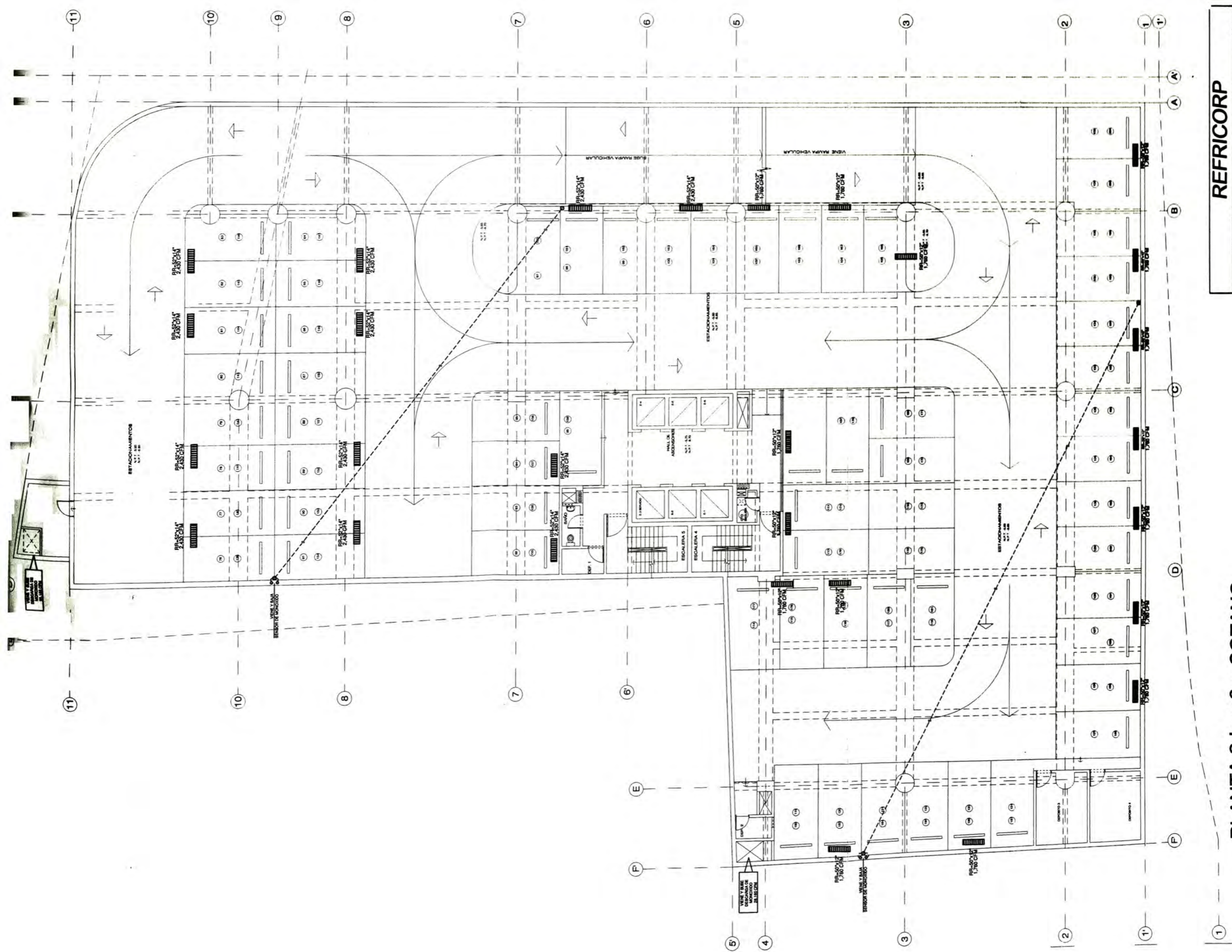
REFRICORP
PRICEMATERHOUSECOOPERS

PROYECTO: SISTEMA DE EXTRACCIÓN DE MONÓXIDO

FECHA: 21/04/08
 ESCALA: 1/200

PLANO: PLANO SOTANO 4
 EQUIPOS, REJILLAS Y SENSORES

Av. Puera 868 - Miraflores - Telf: 241-0833 241-0255



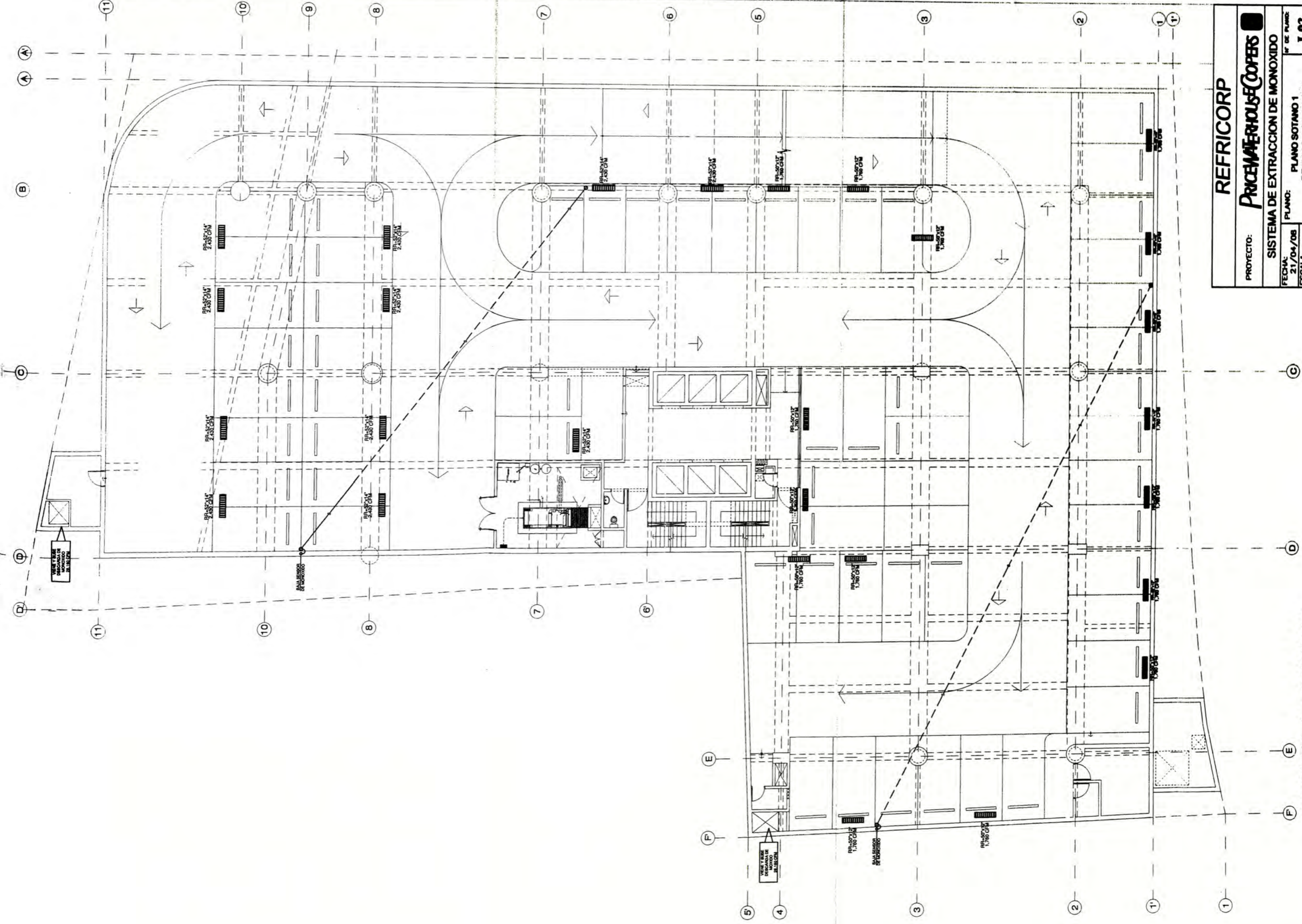
REFRICORP
PRICEMATERHOUSECOOPERS

PROYECTO: SISTEMA DE EXTRACCION DE MONOXIDO

FECHA: 21/04/08	PLANO: PLANO SOTANO 2, SOTANO 3	Nº DE PLANO: I-02
ESCALA: 1/200	REJILLAS Y SENSORES	

Av. Pluro 868 - Miraflores - Telf: 241-0833 241-0255

PLANTA 2do y 3er SOTANO



REFRICORP

PROYECTO: **PRICEMERHOUSE COOPERS**

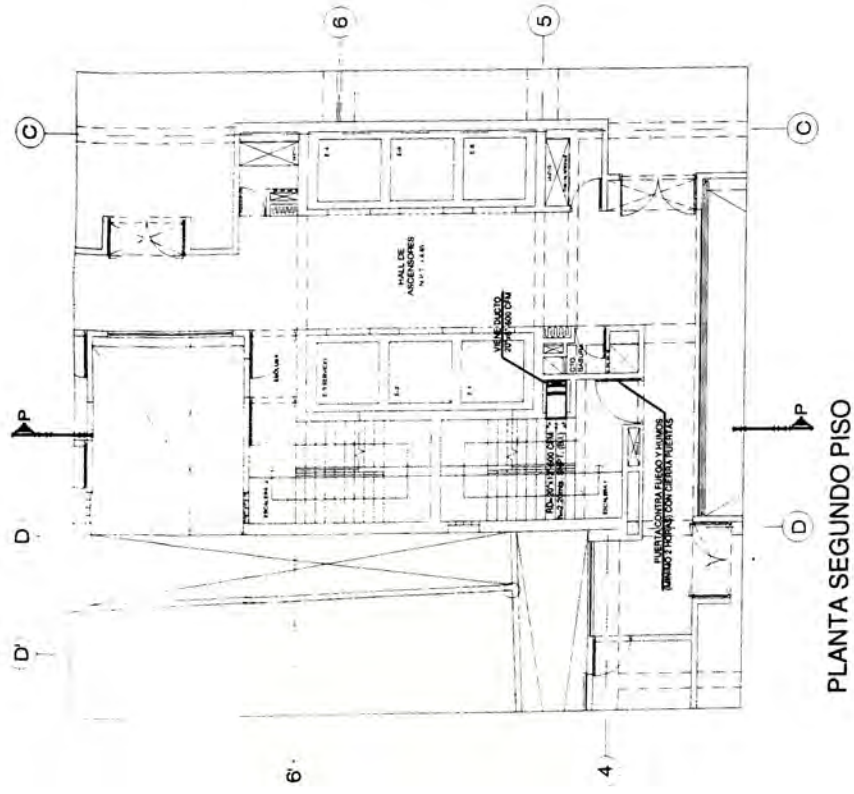
SISTEMA DE EXTRACCION DE MONOXIDO

FECHA: 21/04/08 PLANO: PLANO SOTANO 1

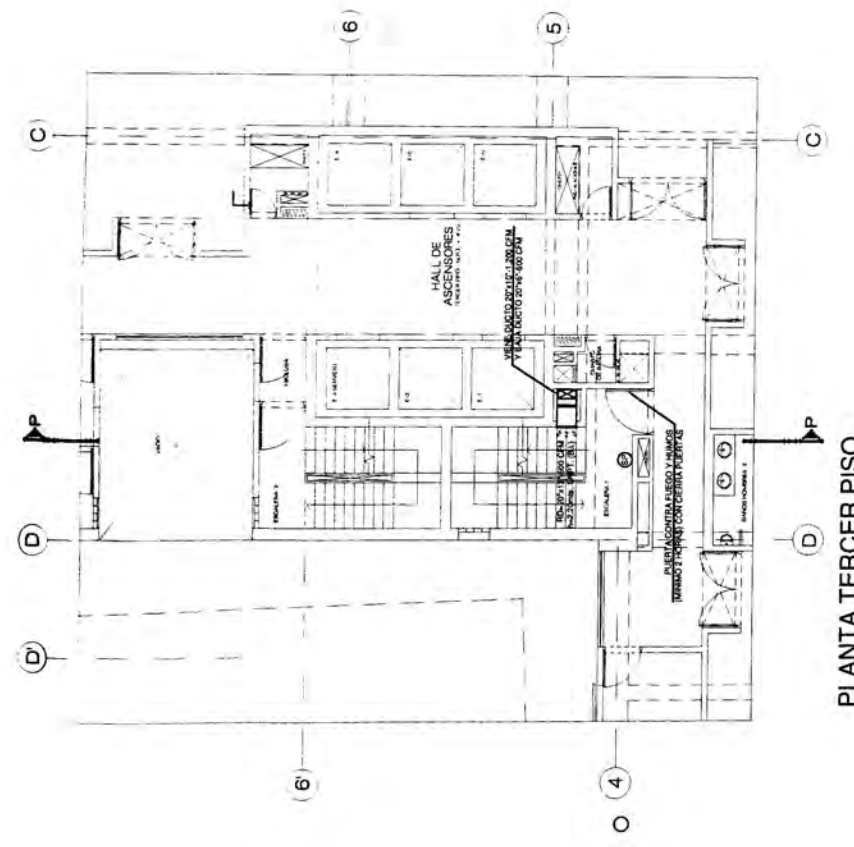
ESCALA: 1/200 REJILLAS Y SENSORES

Ar. Fluro 868 - Miraflores - Telef: 241-0833 241-0255

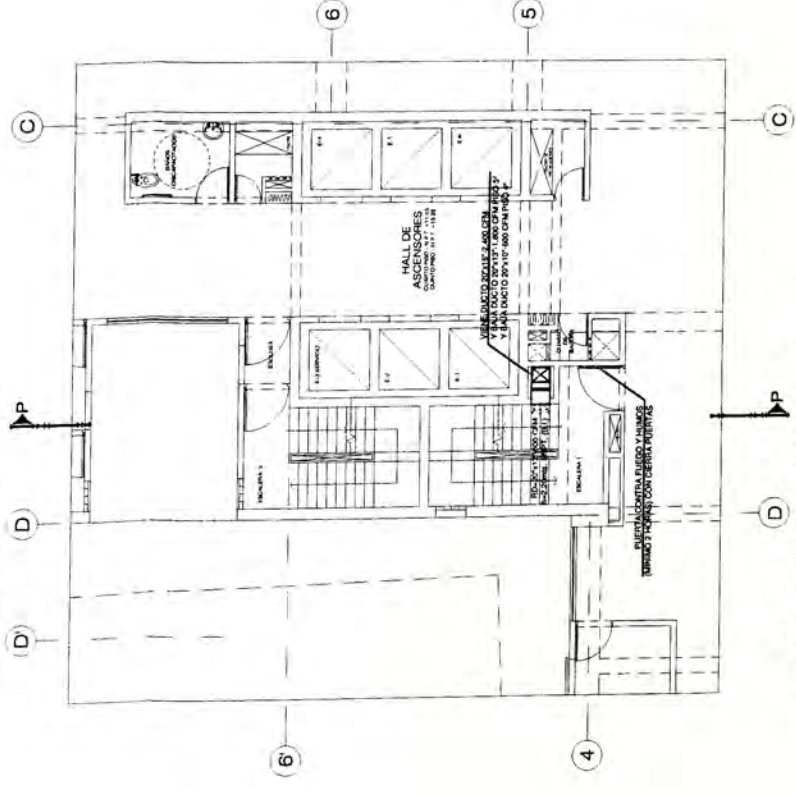
PLANTA 1er SOTANO



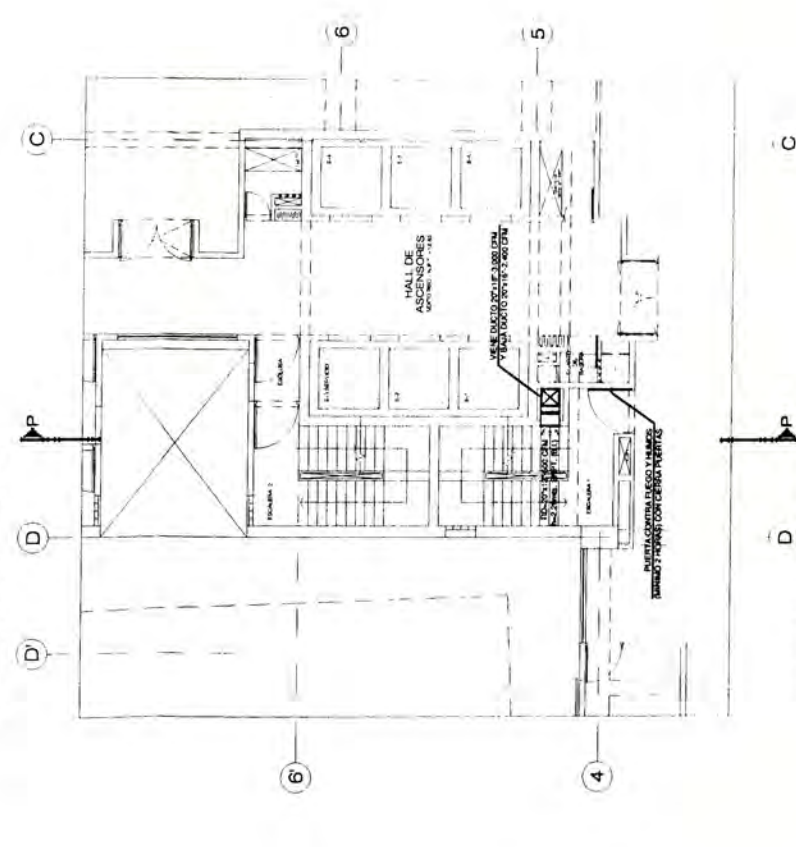
PLANTA SEGUNDO PISO



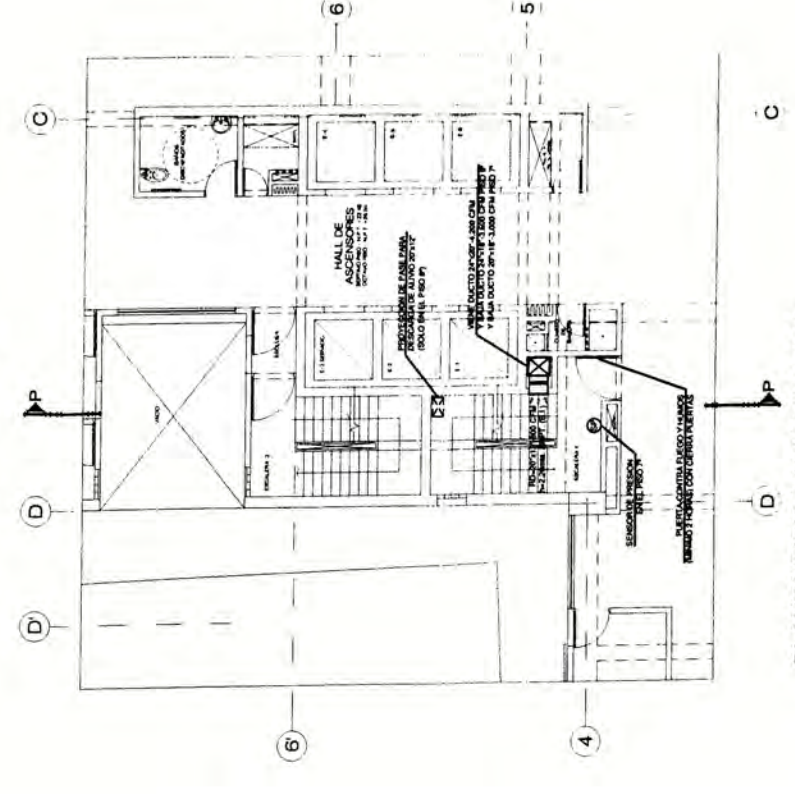
PLANTA TERCER PISO



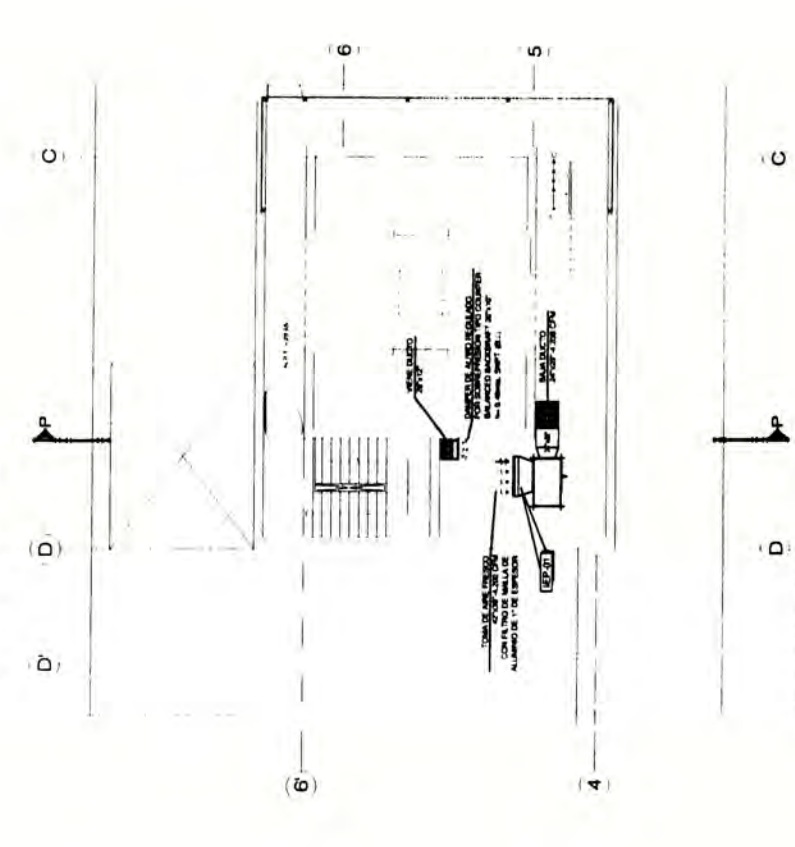
PLANTA TIPICA (4º Y 5º PISO)



PLANTA TIPICA (6º Y 7º PISO)



PLANTA TIPICA (7º Y 8º PISO)



PLANTA TECHO

REFRICORP PRICEMATERHOUSECOOPERS	
PROYECTO: SISTEMA DE PRESURIZACION DE ESCALERA	PLANO: PLANTAS PISO 2 - PISO 8 PLANTA TECHOS
FECHA: 21/04/08	N° DE PLANO: PC-01
ESCALA: 1/100	Av. Pura 868 - Miraflores - Telf: 241-0833 241-0255

LEYENDA

DUCTO GALVANIZADO

REGILLA DE DESCARGA

SENSOR DE PRESION, h=2.20m. SNPT. CAJA RECTANGULAR (VER INSTALACIONES ELECTRICAS)

NOTAS:

- ESTOS PLANOS SE COMPLEMENTAN CON LA MEMORIA DESCRIPTIVA Y LAS ESPECIFICACIONES TECNICAS.
- LAS DIMENSIONES DE CAJAS Y EMBUTADO DE SENSORES ES REFERENCIAL
- LA FABRICACION E INSTALACION DEL SISTEMA SE EJECUTARA SIGUIENDO LAS NORMAS DE LA ASHRAE, AMCA, RNC, CODIGO ELECTRICO DEL PERU Y DEMAS NORMAS VICENTES.
- EL SENSOR DE PRESION SE INSTALARA A h=2.20m. SNPT, INDICANDO CUANDO ARRANCA EL INYECTOR EN CASO BAJE LA PRESION DE LA CAJA DE LA ESCALERA.
- EN CASO DE ALARMA DE FUEGO EL INYECTOR FUNCIONARA MIENTRAS PERSISTA LA ALARMA.

N.P.T. +29.65
AZOTEA

N.P.T. +26.05
8° PISO

N.P.T. +22.45
7° PISO

N.P.T. +18.85
6° PISO

N.P.T. +15.25
5° PISO

N.P.T. +11.65
4° PISO

N.P.T. -8.05
3° PISO

N.P.T. -4.45
2° PISO

N.P.T. -0.50
1° PISO

N.P.T. -2.95
1° SOTANO

DAMPER DE ALUMINO REGULADO
POR SOBREPRESION TIPO COUNTER
BALANCED BACKDRAFT 20"x10"
h= 0.40m. SNPT. (B.1)

RD-20"x12"-600 CFM
h=2.20m. SNPT. (B.1)

RD-20"x12"-600 CFM
h=2.20m. SNPT. (B.1)

RD-20"x12"-600 CFM
h=2.20m. SNPT. (B.1)

RD-20"x12"-600 CFM
h=2.20m. SNPT. (B.1)

RD-20"x12"-600 CFM
h=2.20m. SNPT. (B.1)

RD-20"x12"-600 CFM
h=2.20m. SNPT. (B.1)

RD-20"x12"-600 CFM
h=2.20m. SNPT. (B.1)

SENSOR DE PRESION
h=2.20m. SNPT. (B.1)

CORTE P - P

INYECTOR DE AIRE (IC-01) (ESCALERA PRESURIZADA)	
TIPO	INYECTOR CENTRIFUGO DE SIMPLE ENTRADA
CANTIDAD	1
CAUDAL DE AIRE	4.200 CFM
PRESION ESTATICA	2.00 pulg.c.a.
POTENCIA APROX.	3.0 HP, 220, 3Ø
TRANSMISION	FAJAS Y POLEAS
ARRANQUE POR	SENSOR DE PRESION EN 3° Y 7° PISO

SENSOR DE PRESION DE 0.05 A 2.1/2" C.A.
PARA VERIFICAR FUNCIONAMIENTO DE VENTILADOR

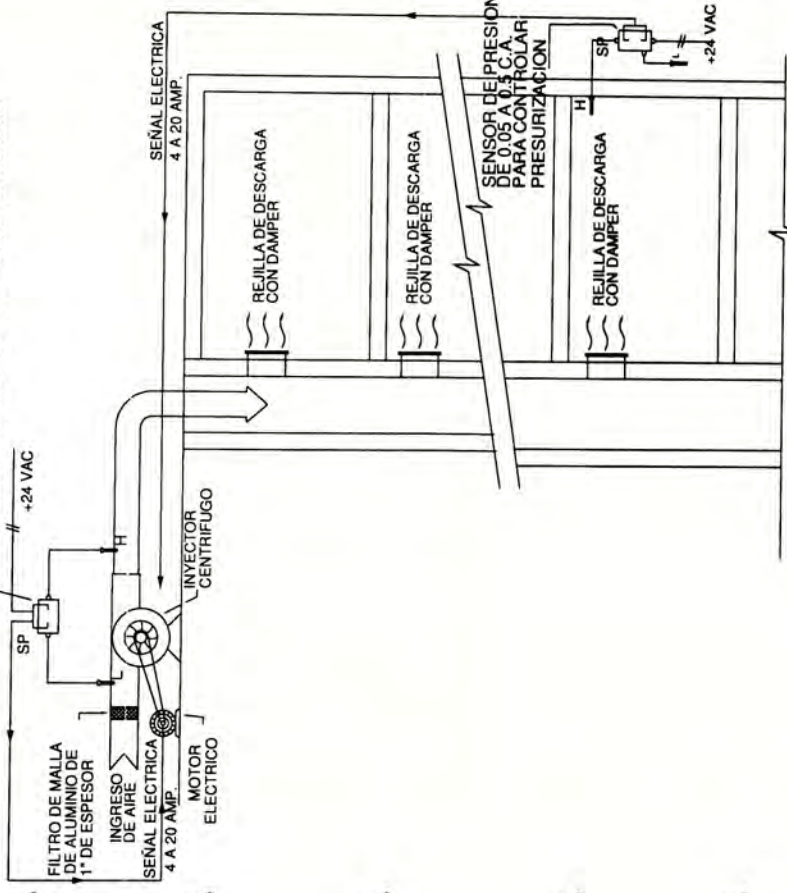


DIAGRAMA DE CONTROL PARA LA PRESURIZACION DE LA ESCALERA

REFRICORP

PROYECTO: PRICEWATERHOUSECOOPERS

SISTEMA DE PRESURIZACION DE ESCALERA

FECHA: 21/04/08

ESCALA: 1/100

PLANO: CORTES, TABLAS Y LEYENDA

N° DE PLANO: PC-02

Av. Piura 868 - Miraflores - Telf: 241-0833 241-0255