

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Diseño de sistema de Climatización en Salones de Obras de
Arte”

TESIS DE GRADO

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentada por:

Walter José Gamarra Yépez

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2005

AGRADECIMIENTO

A todas las personas que de uno u otro modo colaboraron con la realización de este trabajo, especialmente al Ing. Angel Vargas director de Tesis y el Ing. Miltón Palacios, por su invaluable ayuda.

DEDICATORIA

A MI FAMILIA

MIS PADRES

MI ESPOSA

MIS HIJAS

TRIBUNAL DE GRADUACION

Ing. Eduardo Rivadeneira P.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

Ing. Ángel Vargas Z.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Eduardo Donoso P.
VOCAL

Ing. Francisco Andrade S.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de graduación de la ESPOL)

Walter José Gamarra Yépez

RESUMEN

El presente trabajo consiste en el diseño de un sistema de climatización en salones de obras de arte, que son las que normalmente se encuentran como un museo. Por la naturaleza del proyecto el sistema de enfriamiento será el llamado por agua helada, y se realizará de acuerdo a las consideraciones permisibles de cargas térmicas, confort térmico, renovación de aire, condiciones exteriores ambientales, niveles de ruido, velocidad de flujo de aire en ductos, difusores y rejillas, indicadas por la Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción Refrigeración y Aire Acondicionado ASHRAE.

Dado que el sistema de climatización debe ser usado como una herramienta para la conservación de los bienes culturales, se deben mantener parámetros como humedad y temperatura del aire dentro de los valores permisibles en cada área.

Se realizará un calculo de carga zonificado del edificio y se presentará un análisis del sistema de enfriamiento por agua halada a usar, de igual manera se incorporarán los cálculos para la selección de los equipos y demás accesorios para dicho sistema de enfriamiento. Finalmente se presentarán los resultados del calculo y diseño del sistema de

climatización del Museo, incluyendo un listado de sus características técnicas y un similar comercial

INDICE GENERAL

RESUMEN	II
INDICE GENERAL.....	IV
ABREVIATURAS	VI
SIMBOLOGIA	VII
INDICE DE FIGURAS.....	X
INDICE DE PLANOS	¡Error! Marcador no definido.
INDICE DE TABLAS	XIII
INTRODUCCION.....	1
1 CRITERIOS DE DISEÑO EN SISTEMA DE CLIMATIZACION EN MUSEO.....	3
1.1. CONDICIONES EXTERIORES DE LA CIUDAD.....	3
1.2. CONDICIONES INTERIORES Y CRITERIOS DE DISEÑO SEGÚN AREA POR CLIMATIZAR	4
1.3. CRITERIOS DE DISEÑO PARA ÉL CALCULO DE TUBERIAS.....	8
2 CALCULO DE CARGA DEL EDIFICIO.....	11
2.1. CALCULO DE COEFICIENTES DE RESISTENCIA TERMICA DE CUBIERTA, PAREDES Y VENTANAS DEL EDIFICIO.....	13
2.2 CALCULO DE GANANCIA DE CALOR DEL EDIFICIO DEBIDO A CARGAS SOLARES.....	18
2.2 CALCULO DE GANANCIA DE CALOR POR AIRE EXTERIOR	24

2.3	CALCULO DE GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS	31
2.4	CALCULO DE GANANCIA DE CALOR POR LUCES Y EQUIPOS	32
2.5	GANANCIA TERMICA TOTAL DEL EDIFICIO Y CARGA DE ENFRIAMIENTO POR AREAS.....	33
3	CALCULO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA INSTALACION CENTRALIZADA.....	39
3.1	SELECCIÓN DEL TIPO DE ENFRIADOR DE LIQUIDO.....	39
3.2	SELECCION DEL TIPO DE COMPRESOR	44
3.3	SELECCIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.....	48
3.4	SELECCIÓN DE UNA MANEJADORA DE AIRE	54
3.5	CALCULO Y SELECCIÓN DE BOMBAS CENTRIFUGAS	57
3.6	DESCRIPCION DEL SISTEMA DE CONTROL	66
4	DISEÑO DEL SISTEMA DE AGUA HELADA Y DISTRIBUCION DE AIRE	67
4.1	DISEÑO Y ESPECIFICACION DEL SISTEMA DE AGUA HELADA.....	68
4.2	DISEÑO Y ESPECIFICACION DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION DE AIRE	79
5	ANALISIS ECONOMICO DE LOS EQUIPOS DEL SISTEMA DE CLIMATIZACION	84
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	87
	ANEXOS.....	
	BIBLIOGRAFÍA.....	

ABREVIATURAS

ASHRAE:	Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción Refrigeración y Aire Acondicionado
SMACNA:	Sociedad Americana de Manufactura de Aire Acondicionado.
ARI:	Instituto de Aire Acondicionado
ASME:	Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos.
ASTM:	Sociedad Americana de Pruebas de Materiales.
Btu:	Unidad Térmica Inglesa.
E.E.R:	Ratio de Eficiencia de Energía.
HR :	Humedad Relativa.
TR :	Toneladas de refrigeración.
GPM:	Galones por minuto de agua.
NPSHR:	Altura neta positiva de Aspiración Requerida.
NPSHA:	Altura neta positiva de Aspiración Disponible.

SIMBOLOGIA

Lb :	Libra
Cfm:	Pie cúbico por minuto
P_w :	Presión del vapor de agua.
n:	Numero de moles.
X:	Ratio de humedad.
P_{ws} :	Presión de saturación del vapor de agua.
ϕ :	Humedad relativa.
μ :	Grado de saturación.
h_g :	Entalpía del vapor de agua saturado a la Temp.. de la mezcla.
X_w :	Fracción molar del vapor de agua
X_{ws} :	Fracción molar saturado a misma presión y temperatura.
q_t :	Calor total.
q_s :	Calor sensible.

q_t :	Calor latente
ρ :	Densidad.
α :	Calor específico
Q_s :	Caudal de aire
v :	Velocidad
g :	Gravedad.
ΔF :	Perdida de presión.
U :	Coeficiente de transmisión de calor
h_i :	Coeficiente convectivo del aire interior
l_2 :	Espesor de la plancha de la lana de vidrio
l_3 :	Espesor de la plancha del acabado decorativo
$H_{ext.}$:	Entalpía a las condiciones del aire exterior.
$H_{int.}$:	Entalpía a las condiciones de diseño para el aire interior.
ΔH :	Diferencia de entalpías entre el aire exterior y el interior.
ΔT :	Diferencia de temperaturas de bulbo seco entre el aire exterior y el interior

$U:$	Coeficiente global de transferencia de calor
$A:$	Área de transferencia de calor
$W_1 :$	El Caudal del agua que sale de la torre.
$C_e :$	Calor específico del agua
$W_b :$	Caudal del agua evaporada
$L :$	Calor latente de evaporación a temperatura media
$W_a :$	Caudal del aire
$V_t =$	Capacidad mínima del tanque de expansión
$V_s =$	Volumen total del sistema
$P_a =$	Presión atmosférica
$P_f =$	Presión mínima del tanque
$P_o =$	Presión máxima del tanque

INDICE DE FIGURAS

	Pag.
Figura 2.1 Detalle de la pared exterior e interior del edificio.....	12
Figura 2.2 Detalle de la losa de cubierta del edificio.....	15
Figura 3.1 Enfriador de liquido enfriado por agua.....	34
Figura 3.2 Enfriador de liquido enfriado por aire.....	36
Figura 3.3 Unidad de compresión tipo semihermetica.....	40
Figura 3.4 Unidad de compresión tipo Abierta.....	41
Figura 3.5 Alabes de prerrotación (PRVS).....	43
Figura 3.6 Compresor tipo tornillo.....	44
Figura 3.7 Mecanismo de control de carga.....	46
Figura 3.8 Torre de enfriamiento de circuito cerrado.....	54
Figura 3.9 Sección típica de una manejadora de aire.....	56
Figura 3.10 Bomba centrífuga montada sobre bastidor.....	60

Figura 3.11 Curva de Selección de Bomba Comercial / Agua helada.....	64
Figura 3.12 Curva de Selección de Bomba Comercial / Agua de condensado.....	68
Figura 4.1 Diagrama de caída de presión en tuberías de acero negro sch40.....	72

INDICE DE PLANOS

Plano 1.	Implantación casa de maquinas.
Plano 2.	Detalle isométrico de casa de maquinas.
Plano 3	Diseño del sistema de ductos en área a climatizar.

INDICE DE TABLAS

	Pag.
Tabla I Factores K para accesorios de tuberías roscadas.....	9
Tabla II Factores K para accesorios de tuberías soldadas.....	9
Tabla III Resistencia térmica de materiales de construcción y materiales aislantes.....	13
Tabla IV Datos técnicos del vidrio templado azul lite	16
Tabla VI Calculo de ganancia de calor en una sala del edificio.....	19
Tabla VIII Factores de incremento de calor solar para 2.1488° de latitud sur – Septiembre 22.....	21
Tabla X Requerimientos por aplicación de aire exterior.....	24
Tabla XIV Estimación de Potencia eléctrica por área de uso.....	31
Tabla XVIII Perdidas por fricción en tuberías / Agua helada.....	62
Tabla XIX Perdidas por presión por accesorios / Agua helada.....	63
Tabla XX Perdidas por fricción en tuberías / Agua de condensado.....	66

Tabla XXI Perdidas por presión por accesorios / Agua de condensado.....	67
Tabla XXII Distancias entre soportes para tubería de acero sch 40.....	75
Tabla XXIII Especificación para tubería de diámetro nominal de ½"-2" ...	76
Tabla XXIV Especificación para tubería de diámetro nominal de 2"-6"....	76
Tabla XXV Especificación para tubería de diámetro nominal mayor a 6".....	76
Tabla XXVI Especificación para accesorios de ½"-2".....	77
Tabla XXVII Especificación para accesorios mayor a 2".....	77
Tabla XXVIII Especificación para válvulas de ½"-2".....	77
Tabla XXIX Especificación para válvulas mayor a 2".....	78
Tabla XXX Especificación para válvulas de retención de ½"-2".....	78
Tabla XXXI Especificación para válvulas de retención mayor a 2".....	78
Tabla XXXII Especificación aislamiento para diámetro nominal de tubería de ½"-4".....	79
Tabla XXXIII Especificación aislamiento para diámetro nominal de tubería mayor a 4".....	80

Tabla XXXIV Clasificación de ductos	82
Tabla XXXV Calibre de lamina galvanizada.....	83
Tabla XXXVI Fabricación de uniones transversales.....	84
Tabla XXXVII Refuerzos para ductos de acero galvanizado.....	84
Tabla XXXVIII Refuerzos para ductos de lana de vidrio.....	87
Tabla XXXIX Especificación de lamina de vidrio.....	88
Tabla XL Resumen de costo del sistema de agua helada.....	90
Tabla XLI Resumen de costo del sistema del sistema DX.....	91
Tabla XLII Resumen de costos operativos.....	92

INTRODUCCION.

Para el desarrollo del presente trabajo se ha escogido como modelo la nueva sede del Museo del Banco Central, que localiza en el Sector Norte del Proyecto Malecón 2000 en la ciudad de Guayaquil. El Museo del Banco Central del Ecuador se concibe como un sistema que tiene sus sedes principales en Quito, Cuenca y Guayaquil y de las cuales dependen a su vez sedes filiales. Estas sedes principales se han especializado en lo relativo a sus colecciones de arte de manera que Quito concentra la mayor parte de las colecciones de Arte Colonial, Cuenca las de Arte Republicano y Guayaquil las de Arte Moderno.

En el contexto anteriormente descrito la sede del Museo del Banco Central de Guayaquil, tiene un doble perfil que se apoya en dos grandes conjuntos de Bienes Culturales:

Una importante colección arqueológica de cerca de 45.000 piezas, básicamente de pequeño formato, con preponderancia numérica de cerámica, que permite exponer el panorama de las culturas ecuatorianas precolombinas.

Una colección de arte moderno y contemporáneo ecuatoriano, compuesta por cerca de 5.000 obras fundamentalmente pictóricas de pequeño y mediano formato. En aquellos espacios donde se alberguen colecciones, será de suma importancia en el diseño, no crear daño alguno a los bienes culturales sino que el sistema de climatización se convierta en un instrumento de conservación. Para esto se propone controlar 6 parámetros importantes como son:

Temperatura del aire

Humedad

Luz

Aire de circulación

Corrientes de aire contaminantes (De visitantes y por aire exterior)

Nivel de ruido.

CAPITULO I

1 CRITERIOS DE DISEÑO EN SISTEMA DE CLIMATIZACION EN MUSEO

El diseño del sistema de Aire Acondicionado será realizado de acuerdo a las consideraciones permisibles de cargas térmicas, confort térmico, renovación de aire, condiciones exteriores ambientales, niveles de ruido, velocidad de flujo de aire en ductos, difusores y rejillas, indicadas por la ASHRAE.

1.1. CONDICIONES EXTERIORES DE LA CIUDAD

Las condiciones exteriores de diseño para la ciudad de Guayaquil, son las siguientes:

Temperatura de Bulbo seco:	92 °F
Temperatura de Bulbo húmedo:	80 °F
Humedad relativa:	63 %

1.2. CONDICIONES INTERIORES Y CRITERIOS DE DISEÑO SEGÚN ÁREA POR CLIMATIZAR

Las condiciones interiores de diseño consideradas son las siguientes:

Área Arqueológica

SALAS

Temperatura de Bulbo seco 70 °F

Humedad Relativa: 50 % rh

Criterio de Ruido: 35 - 45 NC

Velocidad en difusores 400 FPM

Velocidad en Rejillas 350 FPM

Velocidad Máxima en ductos Principales 2500 FPM

Velocidad Máxima en ductos Secundarios 1600 FPM

FONDOS

Temperatura de Bulbo seco: 70 °F

Humedad Relativa: 50 % rh

Criterio de Ruido: 35 - 45 NC

Velocidad en difusores	400 FPM
Velocidad en Rejillas	350 FPM
Velocidad Máxima en ductos Principales	2500 FPM
Velocidad Máxima en ductos Secundarios	1600 FPM

Área de Arte

Salas

Temperatura de Bulbo seco:	(70 ± 2) °F
Humedad Relativa:	(50 ± 2) %
Criterio de Ruido:	35 - 45 NC
Velocidad en difusores	400 FPM
Velocidad en Rejillas	350 FPM
Velocidad Máxima en ductos Principales	2500 FPM
Velocidad Máxima en ductos Secundarios	1600 FPM

Fondos

Temperatura de Bulbo seco:	(70 ± 2) °F
----------------------------	-----------------

Humedad Relativa:	(50 ± 2) %
Criterio de Ruido:	35 - 45 NC
Humedad Relativa:	50 % rh
Criterio de Ruido:	400 FPM
Velocidad en Rejillas	350 FPM
Velocidad Máxima en ductos Principales	2500 FPM
Velocidad Máxima en ductos Secundarios	1600 FPM

Auditorio

Temperatura de Bulbo seco:	(70 ± 2) °F
Humedad Relativa:	(50 ± 2) %
Criterio de Ruido:	35 - 40 NC
Velocidad en difusores	400 FPM
Velocidad en Rejillas	350 FPM
Velocidad Máxima en ductos Principales	2500 FPM
Velocidad Máxima en ductos Secundarios	1600 FPM

Hall

Temperatura de Bulbo seco:	(70 ± 2) °F
Humedad Relativa:	55 % rh
Criterio de Ruido:	35 - 45 NC
Velocidad en difusores	370 FPM
Velocidad en Rejillas	350 FPM
Velocidad Máxima en ductos Principales	2500 FPM
Velocidad Máxima en ductos Secundarios	1600 FPM

Talleres

Temperatura de Bulbo seco:	72 °F
Humedad Relativa:	55 % rh
Criterio de Ruido:	35 - 45 NC
Velocidad en difusores	400 FPM
Velocidad en Rejillas	350 FPM
Velocidad Máxima en ductos Principales	2500 FPM
Velocidad Máxima en ductos Secundarios	1600 FPM

Oficinas

Temperatura de Bulbo seco:	72 °F
Humedad Relativa:	55 % rh
Criterio de Ruido:	35 - 45 NC
Velocidad en difusores	370 FPM
Velocidad en Rejillas	350 FPM
Velocidad Máxima en ductos Principales	2200 FPM
Velocidad Máxima en ductos Secundarios	1500 FPM

1.3. CRITERIOS DE DISEÑO PARA ÉL CALCULO DE TUBERIAS

Velocidad máxima en tuberías	8 ft/seg.
Caída de Presión	no mayor a 8ft /100 ft

Para él calculo de perdidas en válvulas y fittings se aplicará una formula derivada de la ecuación de Hazen-Williams:

$$\Delta f = K (v^2 / 2g) \quad (1)$$

Donde K depende de la geometría y tamaño del accesorio y se encuentran tabulados en la Tabla 1 y 2.

TABLA I.- Factores k para accesorios de tubería roscada							
Diámetro nominal in	Codo 90° corto	Codo 90° largo	Codo 45°	Tee	Válvula de globo	Válvula de compuerta	Válvula de retención
3/8	2.5	--	0.38	0.90	20	0.4	8.0
1/2	2.1	--	0.37	0.90	14	0.33	5.5
3/4	1.7	0.92	0.35	0.90	10	0.28	3.7
1	1.5	0.78	0.34	0.90	9	0.24	3.0
1 1/4	1.3	0.65	0.33	0.90	8.5	0.22	2.7
1 1/2	1.2	0.54	0.32	0.90	8	0.19	2.5
2	1.0	0.42	0.31	0.90	7	0.17	2.3
2 1/2	0.85	0.35	0.30	0.90	6.5	0.16	2.2

Fuente: Norma ASHRAE, Fundamentals 1998, Cap.33

TABLA II.- Factores k para accesorios de tubería soldada							
Diámetro nominal in	Codo 90° corto	Codo 90° largo	Codo 45°	Tee	Válvula de globo	Válvula de compuerta	Válvula de retención
1	0.43	0.41	0.22	0.26	13	--	2.0
1 1/4	0.41	0.37	0.22	0.25	12	--	2.0
1 1/2	0.40	0.35	0.21	0.23	10	--	2.0
2	0.38	0.3	0.2	0.20	9	0.34	2.0
2 1/2	0.35	0.28	0.19	0.18	8	0.27	2.0
3	0.34	0.25	0.18	0.17	7	0.22	2.0
4	0.31	0.22	0.18	0.15	6.5	0.16	2.0
6	0.29	0.18	0.17	0.12	6	0.1	2.0
8	0.27	0.16	0.17	0.10	2.7	0.08	2.0

Fuente: Norma ASHRAE, Fundamentals 1998, Cap.33

CAPITULO II

2 CALCULO DE CARGA DEL EDIFICIO.

Dadas ya las condiciones interiores y exteriores del edificio, es importante indicar que el sistema a usar para nuestro proyecto será de tipo centralizado, este sistema es el más indicado al no ocupar espacio dentro del local acondicionado y ser muy silencioso al reunirse en un solo punto equipos como bombas, compresores, etc.

En un sistema centralizado siempre se permite instalar un equipo con una potencia menor a utilizada en otros sistemas, normalmente en un sistema centralizado la potencia instalada es igual a la suma máxima de las cargas simultáneas que existe en el edificio en un momento dado Esta potencia es un generalmente un 80% de la suma de las cargas pico absolutas de un edificio.

Esto responde al fenómeno de diversidad, según el cual una instalación centralizada una misma potencia instalada puede dividirse según las

diferentes cargas parciales en cada momento, esto sumado a los fenómenos de almacenamiento y preenfriamiento del propio edificio permite al diseñador instalar un equipo con un 90-80% de potencia menor a la necesaria. El manual de ASHRAE, en su capítulo de fundamentos define este método como un procedimiento de un solo paso en el que se usa la diferencia total equivalente de temperatura, factores de carga de enfriamiento solar y factores de cargas internas.

La estimación de la carga de enfriamiento se la evaluará basándose en el calor producido por las siguientes fuentes:

Transmisión de calor a través de paredes, cubiertas y ventanas de vidrio

Disipación de calor (sensible y latente) de ocupantes

Ganancia de calor (sensible y latente) debida a aire exterior

Ganancia de calor debido a luces y otros equipos eléctricos

Además se ha considerado un 10% de factor de seguridad para carga sensible y 10% de carga latente, este factor de seguridad es necesario para este tipo de edificios públicos, ya que siempre se incrementan las necesidades de acondicionamiento de espacios al transcurrir del tiempo, además nos ayuda a despreciar pérdidas menores de carga y simplificar en alguna medida nuestros cálculos.

2.1. CALCULO DE COEFICIENTES DE RESISTENCIA TERMICA DE CUBIERTA, PAREDES Y VENTANAS DEL EDIFICIO.

Para el cálculo de la carga térmica del edificio se procederá primero a calcular cada uno de los coeficientes de calor de las diferentes superficies del edificio. El coeficiente de transmisión de calor U , es un valor que nos indica la cantidad de calor que fluye o se transfiere a través de una superficie o estructura. Normalmente a este coeficiente se lo denomina con la letra "U" y viene expresada en BTU/hr/ ft² °F. El inverso del valor "U" representa la resistencia térmica "R" ejercida por los distintos materiales que componen la estructura; esto es :

$$U = 1/\Sigma R \quad (2)$$

2.1.1 CALCULO DE FACTOR U PARA PAREDES EXTERIORES Y INTERIORES

Las paredes del edificio tienen el siguiente tipo de construcción:

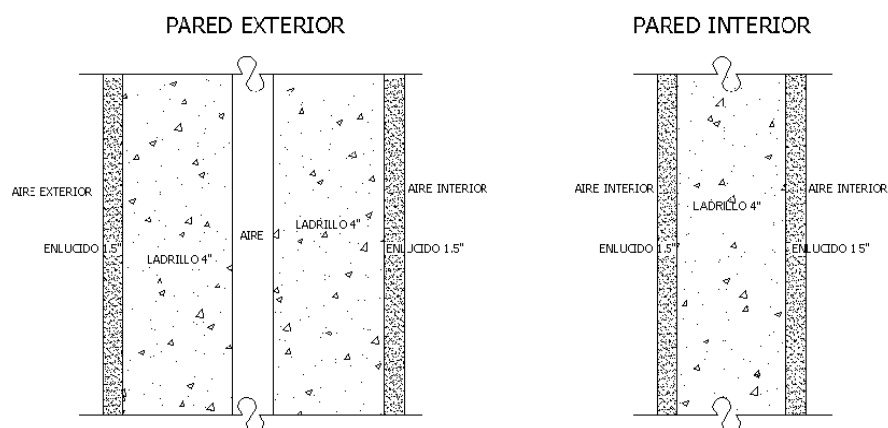


Fig. 2.1. - Detalle de la pared exterior e interior del edificio

A continuación se presenta una tabla de resistencia térmica para varios tipos de materiales comunes de construcción y materiales aislantes.

TABLA III. – Resistencia térmica de materiales de construcción y materiales aislantes			
Descripción	Densidad (LB/FT 3)	Resistencia Térmica	
		Por in. de espesor	Espesor descrito.
Enlucido o mortero	116	0.2	
Ladrillo común	120	0.2	
Adoquín común			0.17
Concreto aligerado 2"			2.19
Hormigón Armado 12"			1.28
Poliestireno Expandido al 30%		3.85	
Superficie de aire interior, vertical.			0.68
Superficie de aire exterior, 7.5 Mph			0.25
Tabla tomada de TRANE Application Guide Cap16			

Basándose en los valores de resistencia térmica de la tabla anterior se puede calcular el coeficiente U usando la fórmula siguiente:

$$U = 1 / [(1/h_o) + (l_1/K_1) + (l_2/k_2) + (l_3/k_3) + (1/h_i)] \quad (3)$$

Por lo que se tienen los siguientes valores:

PARED EXTERIOR

CONSTRUCCION	RESISTENCIA
Aire exterior 7.5 Mph.....	0.25
Enlucido 1".....	0.20
4-in de ladrillo Común.....	0.80
Espacio de aire no-refectivo .75".....	0.91
4-in de ladrillo Común.....	0.80
Enlucido 1".....	0.20
Aire interior no reflectivo.....	<u>0.68</u>
RESISTENCIA TOTAL	3.84

$$U = 1/3.84 = 0.26 \text{ BTU}/(\text{hr}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F})$$

PARED INTERIOR

CONSTRUCCION	RESISTENCIA
Aire exterior 7.5 Mph.....	0.25
Enlucido 1".....	0.20
4-in de ladrillo Común.....	0.80
Enlucido 1".....	0.20
Aire interior no reflectivo.....	<u>0.68</u>
RESISTENCIA TOTAL	2.13

$$U = 1/2.13 = 0.47 \text{ BTU}/(\text{hr}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F})$$

2.1.2 CALCULO DEL COEFICIENTE “U” PARA LOSA DE CUBIERTA

La losa de cubierta del edificio, en su gran parte tiene el siguiente tipo de construcción:

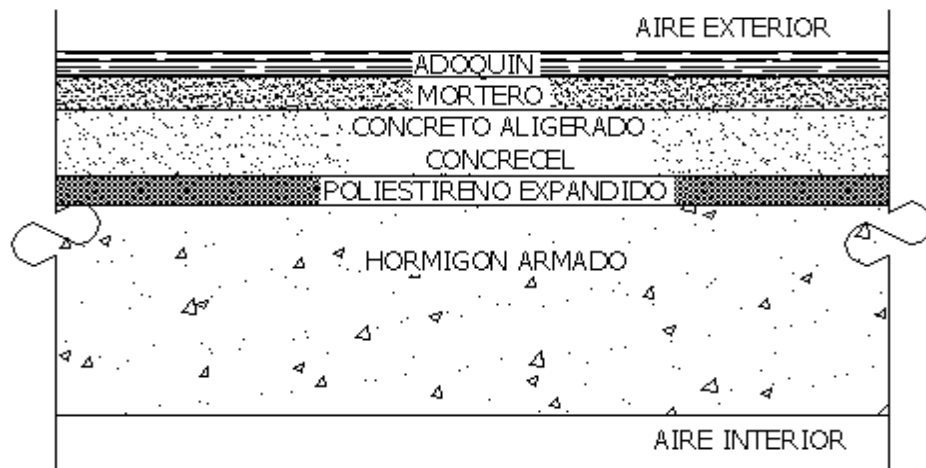


Fig. 2.2. - Detalle de la losa de cubierta del edificio

Igualmente basándose en los valores de resistencia térmica de la tabla 1, se puede calcular el coeficiente U usando la formula siguiente:

$$U= 1/[(1/h_o)+(l_1/K_1)+(l_2/k_2)+(l_3/k_3)+(1/h_i)] \tag{4}$$

Por lo que se tienen los siguientes valores:

CONSTRUCCION	RESISTENCIA
Aire exterior 7.5 Mph.....	0.25
Adoquín.....	0.17

Mortero 0.5".....	0.10
Concreto Aligerado.....	2.19
Poliestireno expandido 30%.....	3.85
Hormigón Armado.....	1.28
Aire interior no reflectivo.....	<u>0.68</u>
RESISTENCIA TOTAL	8.52

$$U = 1/8.52 = 0.117 \text{ BTU}/(\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})$$

2.1.3 COEFICIENTE U, COEFICIENTE DE SOMBRA E INCREMENTO RELATIVO DE CALOR DEL VIDRIO

Casi todo el vidrio que se ha colocado en el proyecto es vidrio templado de 6 mm, de color Azul Lite, con un peso aproximado de 3.27 lb/ft² (16 Kg/m²), dicho vidrio tiene los siguientes valores:

TABLA IV .- Datos técnicos del vidrio templado Azul Lite								
ESPESOR	INCREMENTO RELATIVO DE CALOR	VALOR U	COEFICIENTES DE SOMBRA					
			SIN SOMBRA	PÉRSIANAS		CORTINAS		
				CLARAS	MED.	CLARAS	MED.	OSCUR.
1/4"	155	1.09	0.7	0.53	0.57	0.45	0.47	0.54

El incremento relativo de calor está basado de un factor de incremento solar de 200 Btu/hr/pie² y una temperatura exterior mayor que la interior.

2.2 CALCULO DE GANANCIA DE CALOR DEL EDIFICIO DEBIDO A CARGAS SOLARES

Esta ganancia de calor es causada principalmente por:

Diferencia de temperatura que se tiene en los dos lados de la barrera

Radiación solar sobre paredes y cubiertas expuestas al sol.

La transmisión de calor, Q , a través de barreras se lo calcula utilizando la siguiente ecuación:

$$Q= U*A*\Delta T \quad (5)$$

En lo que respecta a particiones o paredes interiores se estimó el ΔT como la diferencia entre la temperatura del ambiente adyacente no acondicionado y la temperatura de diseño del cuarto que queremos acondicionar y para efectos de nuestros cálculos se la fijó en un promedio de 10 °F.

2.1.4 CALCULO DE GANANCIA SOLAR A TRAVES DE PAREDES Y CUBIERTA

Las ganancias de calor por paredes exteriores y cubierta, se calculan a la hora de máximo flujo térmico y se deben, no solo a la diferencia entre las temperaturas del aire que baña a su cara interior y exterior sino también del calor que es absorbido por las superficies exteriores.

Por lo tanto se ha recurrido al concepto empírico de diferencia equivalente de temperatura, definida como la diferencia entre las temperaturas de aire interior y exterior capaz que resulta del flujo calórico total a través de la estructura originado por la radiación solar variable y la temperatura exterior, donde:

$$Q = U A \Delta T_{\text{equivalente}} \quad (6)$$

Esta temperatura equivalente toma en cuenta factores como:

Tipo de construcción

Orientación

Situación el edificio (Latitud)

Condiciones exteriores de la ciudad

En la Tabla V, (ver anexo), se presenta una diferencia de temperatura equivalente correspondiente a la ciudad de Guayaquil, cabe indicar que un aumento de la temperatura exterior se traduce en una disminución de la cantidad de calor absorbido que se cede al aire exterior y en un aumento del flujo hacia el interior. Este mismo proceso tiene lugar en mayor o menor grado en cualquier tipo de construcción, dependiendo de la resistencia y de la capacidad térmica donde esta es la densidad por el calor específico y por el volumen de su material.

Como en la gran mayoría de los materiales de construcción (concreto) el calor específico es de 0.20 Kcal/kg °C y, la capacidad térmica es proporcional a su peso por Ft², lo que permite interpolar valores de la Tabla V.

Es necesario determinar por medio de cálculos sucesivos el día crítico y la hora donde se encuentra la mayor carga instantánea del edificio que tiene el máximo valor a las 3 de tarde del 21 de septiembre, tomando como peso de la pared 60 lb/Ft² y cubierta de 100 lb/Ft².

Dado que el museo cuenta con áreas muy distintas entre sí se ha tomado como ejemplo de cálculo una sala representativa del museo como lo es la sala de exposición permanente y aplicando la ecuación 6 obtenemos una tabla donde se muestran las diferentes aportaciones dependiendo de la orientación del edificio:

Tabla VI .- Calculo de ganancia de calor en una sala del edificio				
ORIENTACION	AREA (Ft²)	U (Btu/ °F Ft² hr)	T EQUIVALENTE (°F)	Qsensible (Btu/hr)
S	1075.84	0.260	4	1245
E	1893.48	0.260	4	2192
P	1075.84	0.469	10	5611
P	1893.48	0.469	10	9876
C	11780.00	0.117	20	30628
TOTAL SALA DE EXPOSICION PERMANENTE				49551

Donde para ganancia solar tenemos:

$$Q_{TOTAL} = Q_{SENSIBLE} \quad (7)$$

A continuación se presenta un resumen zonificado del calculo de la ganancia de calor a través paredes y cubierta en el edificio.

Ganancia total a través paredes y cubierta en el edificio es 391 896 Btu/hr.

2.1.5 CALCULO DE GANANCIA SOLAR A TRAVES DEL VIDRIO

Básicamente, la ganancia solar a través del vidrio es debida a:

Radiación directa y difusa del sol (Radiación difusa es aquella que se refleja principalmente por partículas de polvo y humedad en el aire).

Conducción y convección resultante de diferencias de temperatura interior y exterior.

GANANCIA DE CALOR POR RADIACION SOLAR

La selección del vidrio y del tipo de dispositivo para sombra, influye en gran manera el incremento de calor en el edificio por radiación solar, así que la cantidad de calor que ingresa al edificio por radiación solar se calcula de la siguiente forma:

$$Q_{RADIACION} = F_{ACT. DEL INCREMENTO SOLAR REAL} \times C_{OEFI. SOMBRA} \times A_{AREA DE VISIÓN} \quad (8)$$

$$F_{\text{ACT. DEL INCREM. SOLAR REAL}} = F_{\text{ACT. DEL INCREM. SOLAR}} \times F_{\text{ACT. RELATIVO DE INCREM. SOLAR}} \quad (9)$$

Para la determinación del factor del incremento solar, es necesario determinar la orientación y ubicación del edificio con su latitud para determinar la fecha y la hora en que el incremento de calor solar (Btu/hr) es el mayor para la suma de elevaciones.

Al considerar la orientación del edificio, el área de visión del vidrio según elevación y los factores del incremento máximo de calor solar se tiene el máximo valor a las 3 de tarde del 21 de septiembre.

Los factores del incremento de calor solar en BTU/HR / Ft², para la latitud 2.1488° Sur y son:

TABLA VIII. - Factores del incremento de Calor Solar para 2.1488° de latitud Sur –septiembre 22.													
Orientación	HORA SOLAR												
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
S	0	6.06	12.1	13.3	14.39	14.39	14.4	14.39	14.4	13.3	12.1	6.06	0
SE	0	97.3	121	103	69.69	31.82	14.4	14.39	14.4	13.3	12.1	6.06	0
E	0	137	171	155	109.8	48.1	14.4	14.39	14.4	13.3	12.1	6.06	0
NE	0	97.3	121	103	69.69	31.82	14.4	14.39	14.4	13.3	12.1	6.06	0
N	0	6.06	12.1	13.3	14.39	14.39	14.4	14.39	14.4	13.3	12.1	6.06	0
NO	0	6.06	12.1	13.3	14.39	14.39	14.4	31.82	69.7	103	121	97.35	0
O	0	6.06	12.1	13.3	14.39	14.39	14.4	48.1	110	155	171	137.5	0
SO	0	6.06	12.1	13.3	14.39	14.39	14.4	31.82	69.7	103	121	97.35	0
Horizontal	0	32.6	99.6	167	215.5	246.2	257	246.2	226	167	103	32.57	0

Tomado de: Tabla 15, cap. 1, del Manual de Aire Acondicionado de CARRIER

Para calcular el factor del incremento real del calor solar se procede de la siguiente manera:

El valor del incremento relativo de calor obtenido del catalogo del vidrio se divide para el valor que está basado la tabla de dicho catalogo y este valor se multiplica a los valores del incremento de factor solar para la latitud -2.1488° .

Así para calcular el calor que ingresa al edificio por radiación en un área como la exposición temporal de arte 1, que tiene un vidrio horizontal, tenemos:

$$F_{\text{FACTOR DE INCREMENTO SOLAR}} = 167.4 \text{ Btu/hr / FT}^2$$

$$F_{\text{FACTOR DE INCREMENTO SOLAR RELATIVO}} = 155/200$$

$$C_{\text{COEFICIENTE DE SOMBRA}} = 0.7$$

$$A_{\text{AREA DE VISION}} = 800 \text{ FT}^2$$

$$Q_{\text{RADIACION}} = 167.4 \times 155/200 \times 0.7 \times 800 = 72651.6 \text{ Btu/hr}$$

GANANCIA DE CALOR POR CONDUCCION Y CONVECCION

Para calcular la ganancia de calor por conducción y convección, se multiplica el valor U del vidrio ($1.09 \text{ Btu/Hr-Ft}^2/^\circ\text{F}$), por el área del vidrio (Ft^2), por la diferencia de temperatura interior y exterior ($^\circ\text{F}$), según las temperaturas de diseño.

Así para la misma área anterior calculada y haciendo uso de la ecuación 5 tenemos:

$$Q_{\text{CONDUCCION Y CONVECCION}} = 1.09 \times (92-72) \times 800 = 17440 \text{ Btu/Hr}$$

Por lo que al sumar ambos resultados, se obtiene la ganancia solar total a través del vidrio en el edificio:

$$Q_{\text{TOTAL}} = Q_{\text{RADIACION}} + Q_{\text{CONDUCCION Y CONVECCION}} \quad (10)$$

$$Q_{\text{TOTAL}} = 72\,651.6 + 17\,440 = 90\,091 \text{ Btu /hr}$$

A este valor hay que añadir el 10% de carga sensible como factor de seguridad y tenemos que:

$$Q_{\text{TOTAL}} = 90\,091 \times 1.1 = 100\,111 \text{ Btu /hr}$$

En la tabla IX (ver anexo) se presenta un resumen zonificado del cálculo de la ganancia de calor a través del vidrio en el edificio.

Ganancia total en el edificio a través del vidrio = 305 595 btu/hr.

2.2 CALCULO DE GANANCIA DE CALOR POR AIRE EXTERIOR

Ahora determinaremos la cantidad de calor (BTU/hr), en forma sensible o latente, que introducimos al sistema por el caudal de aire exterior que ingresa al edificio.

El estándar 62-ASRHAЕ, proporciona valores estimados del número de personas como de requerimientos de aire exterior para cada aplicación, el ingreso de un adecuado valor de aire exterior garantiza el confort de las personas que allí se encuentran al permitir eliminar olores, CO₂ y garantizar un aire siempre fresco.

TABLA X. - Requerimientos por aplicación de aire exterior		
Aplicación	Estimado máx. (P/1000Ft²)	Requerimientos de aire exterior (cfm/persona)
Área exposición	25	15
Área reserva	30	15
Auditorios	150	5
Hall	35	10
Talleres	20	20
Laboratorios	30	20
Cafeterías peq.	100	20
Oficinas	30	10

Para el cálculo de las relaciones de mezcla entre el aire seco y el vapor de agua, primero se asume que ambos por separado cumplen la relación perfecta de los gases por separado.

$$p_a V = n_a R T \quad \text{aire seco} \quad (11)$$

$$p_w V = n_w R T \quad \text{vapor de agua} \quad (12)$$

y dado que la mezcla también obedece a la ecuación de los gases perfectos:

$$(p_w + p_a) V = (n_w + n_a) R T, \quad (13)$$

donde $p_w + p_a$ es la presión total y $n_w + n_a$ es el número total de moles en la mezcla, entonces:

$$X_a = p_a / (p_w + p_a) = p_a / p \quad (14)$$

$$X_w = p_w / (p_w + p_a) = p_w / p \quad (15)$$

Definiéndose ratio de humedad W , como la masa de vapor de agua presente en una masa de aire:

$$W = M_w / M_a \quad (16)$$

Donde $W = 18.01528 X_w / 28.9645 X_a$, entonces:

$$W = 0.62198 X_w / X_a \quad (17)$$

Combinando las ecuaciones 4, 5, 7

$$W = 0.62198 \frac{p_w}{p - p_w} \quad (18)$$

En el punto de saturación el grado de saturación está expresado por α

donde:

$$\alpha = W / W_s |_{t,p} \quad (19)$$

por lo tanto para expresar el ratio de humedad en el punto de saturación, tenemos:

$$W_s = 0.62198 \frac{p_{ws}}{p - p_{ws}} \quad (20)$$

El termino p_{ws} representa la presión de saturación del vapor de agua en ausencia del aire a la temperatura dada y solo difiere ligeramente de la presión de vapor del aire húmedo saturado y se lo puede calcular usando formulas experimentales como la de Hyland and Wexler 1983, que nos ayuda a calcular la presión de saturación en el rango de temperaturas es de: 32 a 392°F , donde:

$$\ln(p_{ws}) = C_8/T + C_9 + C_{10}T + C_{11}T^2 + C_{12}T^3 + C_{13}\ln T \quad (11) \quad (21)$$

$$C_8 = -1.044\ 039\ 7\ E+04$$

$$C_9 = -1.129\ 465\ 0\ E+01$$

$$C_{10} = -2.702\ 235\ 5\ E-02$$

$$C_{11} = 1.289\ 036\ 0\ E-05$$

$$C_{12} = -2.478\ 068\ 1\ E-09$$

$$C_{13} = 6.545\ 967\ 3\ E+00$$

$$T : T (^{\circ}R) = t(^{\circ}F) + 459.67$$

Definiendo como humedad relativa \downarrow como la proporción de fracción molar de vapor de agua en una muestra húmeda dada, sobre la fracción molar saturada a la misma temperatura y presión, es decir:

$$\downarrow = X_W / X_{ws} |_{t,p} \quad (22)$$

Combinando las ecuaciones 10, 11 y 12, tenemos una relación entre la humedad relativa \downarrow , el ratio de humedad W_s y el grado de saturación ∞ :

$$\infty = \frac{\downarrow}{1 + (1 - \downarrow) W_s / 0.62198} \quad (23)$$

Esta relación nos permite calcular junto con la ecuación 9, a W , es decir la masa de agua por masa de aire seco. La entalpía de una mezcla de gases perfectos es igual a la suma parcial de las entalpías del vapor de sus componentes. Entonces la entalpía del aire húmedo puede ser escrita:

$$h = h_a + W h_g \quad (24)$$

donde h_a es la entalpía específica del aire seco y h_g es la entalpía del vapor de agua saturado a la temperatura de la mezcla:

$$h_a = 0.240t \quad \text{Btu/lb} \quad (25)$$

$$h_g = 1061 + 0.444 t \quad \text{Btu/lb} \quad (26)$$

donde t °F es la temperatura de bulbo seco, combinado 14,15,16:

$$h = 0.240t + W (1061 + 0.444 t) \text{ Btu/lb} \quad (27)$$

Para calcular la ganancia de total de calor se asume condiciones normales del aire como el calor específico $\alpha_a = 0.24$ Btu/ (lb °F), calor específico del vapor de agua $\alpha_{ws} = 0.45$ Btu/ (lb °F) y su densidad $\rho = 0.075$ lb/ft³.

Calor total (Btu/h) :

$$q_T = \rho Q_s \Delta h \quad (28)$$

$$q_T = 60 \times 0.075 Q_s \Delta h$$

$$q_T = 4.5 Q_s \Delta h \quad (29)$$

Calor sensible (Btu/h):

$$q_s = \rho (\alpha_a + \alpha_{ws} W) Q_s \Delta T \quad (30)$$

$$q_s = 60 \times 0.075 (0.24 + 0.45 W) Q_s \Delta T$$

Cuando $W = 0$, el valor $60 \times 0.075 (0.24 + 0.45W) = 1.08$, cuando $W = 0.01$, el valor es 1.10 y cuando $W = 0.02$, el valor es 1.12, debido a que el valor de $W = 0.01$ se aproxima a muchos de los problemas de aire acondicionado el calor sensible normalmente se lo puede hallar como:

$$q_s = 1.10 Q_s \Delta T \quad (31)$$

Calor latente (Btu/hr):

$$q_L = q_T - q_s \quad (32)$$

Usando la ecuación 17 se calculan $h_{ext.}$ y $h_{int.}$, para las condiciones siguientes

$$T_{ext \text{ db}} = 92 \text{ }^\circ\text{F}, \downarrow_{ext} = 63\% \text{ rh}$$

$$T_{int \text{ db}} = 72 \text{ }^\circ\text{F}, \downarrow_{ext} = 50\% \text{ rh}$$

$$h_{ext} = 44.747 \text{ BTU/lb}$$

$$h_{int} = 26.429 \text{ BTU/lb}$$

$$\underline{\Delta h = 18.317 \text{ BTU/lb}}$$

Aplicando 19, 20, 21, tenemos:

$$q_s = 22.00 \text{ BTU/hr*CFM} \quad (33)$$

$$q_L = 60.42 \text{ BTU/hr*CFM} \quad (34)$$

Estos valores representan la cantidad de calor que ingresa al edificio por cada CFM de aire exterior que se introduzca al mismo ya sea por ventilación o infiltración y en la tabla XI (ver anexo) se incluye la ganancia de calor total por aire exterior en cada una de las áreas de trabajo:

Ganancia total de calor por aire de ventilación en el edificio = 2 495 584 Btu/hr.

Para calcular la cantidad de aire que ingresa al edificio por infiltración se estima el tipo de construcción en base del tiempo y del mantenimiento realizado al mismo, para este caso una construcción nueva es de prever el mejor tipo de construcción, asumiendo una velocidad del aire exterior de 7.5 mph y una temperatura de aire interior de 75°F, se escoge un coeficiente de cambios por hora (ACH), basándose en la temperatura exterior y el tipo de construcción, ACH = 0.35.

Por lo que el caudal de aire exterior que entra al edificio por infiltración está dado por la siguiente ecuación:

$$Q = \text{ACH} * (\text{volumen del cuarto}) / 60 \quad (35)$$

Aplicando las ecuaciones 22 y 23 se calcula la cantidad de calor sensible y latente que ingresa al edificio, en la Tabla XII (ver anexo) se presenta un resumen zonificado de las ganancias de calor en el edificio por infiltración de aire.

Ganancia total de calor por aire de infiltración en el edificio =676 999Btu/hr.

2.3 CALCULO DE GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS

En la siguiente tabla se presenta los diferentes valores de aporte calorífico sensible o latente de las personas, tomando como grado de actividad típica de las personas que trabajan o visitan las diferentes áreas del museo. El número de personas fue determinado en la Tabla # VI y ajustados junto con los asesores arquitectónicos del proyecto.

$$Q_{\text{SENSIBLE PERSONAS}} = \text{FACTOR DE CALOR SENSIBLE} \times \# \text{ PERSONAS} \quad (36)$$

$$Q_{\text{LATENTE PERSONAS}} = \text{FACTOR DE CALOR LATENTE} \times \# \text{ PERSONAS} \quad (37)$$

$$Q_{\text{TOTAL PERSONAS}} = Q_{\text{SENSIBLE PERSONAS}} + Q_{\text{LATENTE PERSONAS}} \quad (38)$$

Con el número de personas ya estimado para el cálculo de ventilación y usando las ecuaciones 36,37,38, tenemos en la Tabla XIII (ver anexo) un resumen zonificado de la ganancia de calor en cada una de las áreas del edificio.

Ganancia total de calor por personas en el edificio =1 202 933 Btu/hr.

2.4 CALCULO DE GANANCIA DE CALOR POR LUCES Y EQUIPOS

El calor generado por las luces es de naturaleza sensible, en donde la potencia eléctrica de entrada (watt) es convertida en luz y calor; para determinar el valor de calor generado por luces del tipo incandescentes se utiliza la siguiente relación:

$$Q = (\text{watt.entrada}) * 3.41 \quad (39)$$

Si las luces son del tipo fluorescente, la ganancia de calor en BTU/hr esta dado por:

$$Q = (\text{watt.entrada}) * 3.41 * 1.25 \quad (40)$$

En donde el 1.25 se debe al calor generado por él balaustro.

TABLA XIV.- Estimación de potencia eléctrica por área de uso		
Aplicación	Luces (watt/ft²)	
	Bajo	Alto
Área exposición	1.0	3.0
Área reserva	1.0	3.0
Auditorios	1.0	3.0
Hall	1.0	3.0
Talleres	3.0□	6.0□
Laboratorios	3.0□	6.0□
Cafeterías	1.0	2.0

Tomada del Engineering Cookbook

La tabla anterior presenta valores estimados de potencia eléctrica por tipo de área para nuestro calculo térmico

Estos valores fueron de referencia para nuestro calculo, ya que después de consultar con el diseño eléctrico del edificio, se decidió que para efectos de calculo térmico se usen los valores exactos del diseño que se resumen en la Tabla XXV (ver anexo), que presenta las ganancias por área a climatizar debido a carga de luces y equipos.

En este caso el Calor sensible es igual al Calor Total por carga de luces y equipos en el edificio = 996 763 Btu/hr

2.5 GANANCIA TERMICA TOTAL DEL EDIFICIO Y CARGA DE ENFRIAMIENTO POR AREAS.

Ahora según la ecuación (41) se obtiene la Tabla 16, donde se resume la ganancia térmica total del edificio, la misma permite apreciar la carga de enfriamiento, cantidad de aire fresco para ventilación y la cantidad de aire de suministro en cada zona para la correcta selección de unidades de climatización, también se encuentran dos factores de rápida inspección de resultados como es el Btu/m² y el FT²/cfm.

$$Q_{TOTAL} = \Sigma (q_{SOLAR} + q_{VENTILACIÓN} + q_{INFILTRACIÓN} + q_{PERSONAS} + q_{LUCES}) \quad (41)$$

TABLA XVI. RESUMEN DE CARGA DEL EDIFICIO									
EQUIPO	ZONA CLIMATIZADA	AREA (M2)	AREA (FT2)	CFM TOTAL	SENSIBLE MBTU/HR	LATENTE MBTU/HR	TOTAL MBTU/HR	FACTOR CFM/FT2	FACTOR BTU/M2
UP1	EXPO- PERMANENTE	1095	11780.4	21625	394768	414308	809076	1.8	739
UP2	FONDO ARQUEOLOGIA	500	5379.2	14093	256796	246080	502876	2.6	1006
UP3	FONDO DE ARTE	390	4195.8	11261	206198	191942	398140	2.7	1021
UP4	EXPO- ARQUEOLOGICA	580	6239.9	14117	248793	284341	533134	2.3	919
UP5	TRANSITO	79	849.9	3121	56540	52680	109220	3.7	1383
UP6	EXPO-ARTE	590	6347.5	14928	259291	312922	572213	2.4	970
UP7	EXPO-TEMP ART1	240	2582.0	8451	175262	60739	236001	3.3	983
UP8	EXPO-TEMP ART2	280	3012.4	8697	178918	70862	249780	2.9	892
UP9	TALLER 1-2	295	3173.7	7401	134902	124901	259803	2.3	881
UP10	PLANIFICACION	77	828.4	1720	32380	29743	62123	2.1	807
UP11	AUDITORIO	244	2625.0	11560	202347	232158	434505	4.4	1781
UP12	HALL	950	10220.5	21697	398639	416390	815029	2.1	858
UP13	RESTAURACION ARQ	50	537.9	1830	34584	28703	63287	3.4	1266
UP14	RESTAURACION	44	473.4	1445	27616	21049	48665	3.1	1106
UP15	LABORATORIOS	68	731.6	2385	42813	46276	89089	3.3	1310
UP16	OFICINA ADMINISTRATIVA	190	2044.1	4115	77042	66919	143961	2.0	758
UP17	OFICINA ADMINISTRATIVA	190	2044.1	4333	81825	66919	148744	2.1	783
UP18	SALA DE MULTIMEDIAS	190	2044.1	4313	81398	66919	148317	2.1	781
UP19	SALA DE MULTIMEDIAS	190	2044.1	4531	86181	66919	153100	2.2	806
UP20	OFICINA ADMINISTRATIVA	190	2044.1	4115	77042	66919	143961	2.0	758
UP21	OFICINA ADMINISTRATIVA		190	2044.1	4333	81825	66919	148744	2.1
TOTAL BTU/HR								6069768	

A continuación se realizara un calculo de carga térmica del edificio según horario de ocupación del mismo, a continuación se presentan los resultados.

TABLA XVII. OCUPACIÓN DEL EDIFICIO					
EQUIPO	ZONA CLIMATIZADA	07-10 HORAS	10-18 HORAS	18-24 HORAS	24-08 HORAS
UP1	EXPO- PERMANENTE	75 %	100 %	75 %	50 %
UP2	FONDO ARQUEOLOGIA	75 %	100 %	75 %	50 %
UP3	FONDO DE ARTE	75 %	100 %	75 %	50 %
UP4	EXPO- ARQUEOLOGICA	75 %	100 %	75 %	50 %
UP5	TRANSITO	75 %	100 %	75 %	50 %
UP6	EXPO-ARTE	75 %	100 %	75 %	50 %
UP7	EXPO-TEMP ART1	75 %	100 %	75 %	50 %
UP8	EXPO-TEMP ART2	75 %	100 %	75 %	50 %
UP9	TALLER 1-2	75 %	100 %	0 %	0 %
UP10	PLANIFICACION	75 %	100 %	0 %	0 %
UP11	AUDITORIO	0 %	50 %	100 %	0 %
UP12	HALL	0 %	50 %	100 %	0 %
UP13	RESTAURACION ARQ	75 %	100 %	0 %	0 %
UP14	RESTAURACION	75 %	100 %	0 %	0 %
UP15	LABORATORIOS	75 %	100 %	0 %	0 %
UP16	OFICINA ADMINISTRATIVA	75 %	100 %	0 %	0 %
UP17	OFICINA ADMINISTRATIVA	75 %	100 %	0 %	0 %
UP18	SALA DE MULTIMEDIAS	75 %	100 %	0 %	0 %
UP19	SALA DE MULTIMEDIAS	75 %	100 %	0 %	0 %
UP20	OFICINA ADMINISTRATIVA	75 %	100 %	0 %	0 %
UP21	OFICINA ADMINISTRATIVA	75 %	100 %	0 %	0 %

TABLA XVIII. CALCULO DE CARGA DEL EDIFICIO A LAS 15: 00 HORAS					
EQUIPO	ZONA CLIMATIZADA	AREA (M2)	SENSIBLE MBTU/HR	LATENTE MBTU/HR	TOTAL MBTU/HR
UP1	EXPO- PERMANENTE	1095	394768	414308	809076
UP2	FONDO ARQUEOLOGÍA	500	256796	246080	502876
UP3	FONDO DE ARTE	390	206198	191942	398140
UP4	EXPO- ARQUEOLOGICA	580	248793	284341	533134
UP5	TRANSITO	79	56540	52680	109220
UP6	EXPO-ARTE	590	259291	312922	572213
UP7	EXPO-TEMP ART1	240	175262	60739	236001
UP8	EXPO-TEMP ART2	280	178918	70862	249780
UP9	TALLER 1-2	295	134902	124901	259803
UP10	PLANIFICACION	77	32380	29743	62123
UP11	AUDITORIO	244	101173	116079	217252
UP12	HALL	950	199319	208195	407514
UP13	RESTAURACION ARQ	50	34584	28703	63287
UP14	RESTAURACIÓN	44	27616	21049	48665
UP15	LABORATORIOS	68	42813	46276	89089
UP16	OFICINA ADMINISTRATIVA	190	77042	66919	143961
UP17	OFICINA ADMINISTRATIVA	190	81825	66919	148744
UP18	SALA DE MULTIMEDIAS	190	81398	66919	148317
UP19	SALA DE MULTIMEDIAS	190	86181	66919	153100
UP20	OFICINA ADMINISTRATIVA	190	77042	66919	143961
UP21	OFICINA ADMINISTRATIVA	190	81825	66919	148744
TOTAL BTU/HR					5445001

Para estimar la carga total de enfriamiento de los equipos es necesario

TABLA XIX. CALCULO DE CARGA DEL EDIFICIO A LAS 19: 00 HORAS					
EQUIPO	ZONA CLIMATIZADA	AREA (M2)	SENSIBLE MBTU/HR	LATENTE MBTU/HR	TOTAL MBTU/HR
UP1	EXPO- PERMANENTE	1095	296076	310731	606807
UP2	FONDO ARQUEOLOGÍA	500	192597	184560	377157
UP3	FONDO DE ARTE	390	154648	143956	298605
UP4	EXPO- ARQUEOLOGICA	580	186594	213255	399850
UP5	TRANSITO	79	42405	39510	81915
UP6	EXPO-ARTE	590	194468	234691	429159
UP7	EXPO-TEMP ART1	240	131446	45554	177000
UP8	EXPO-TEMP ART2	280	134188	53146	187335
UP9	TALLER 1-2	295			
UP10	PLANIFICACION	77			
UP11	AUDITORIO	244	202347	232158	434505
UP12	HALL	950	398639	416390	815029
UP13	RESTAURACION ARQ	50			
UP14	RESTAURACIÓN	44			
UP15	LABORATORIOS	68			
UP16	OFICINA ADMINISTRATIVA	190			
UP17	OFICINA ADMINISTRATIVA	190			
UP18	SALA DE MULTIMEDIAS	190			
UP19	SALA DE MULTIMEDIAS	190			
UP20	OFICINA ADMINISTRATIVA	190			
UP21	OFICINA ADMINISTRATIVA	190			
TOTAL BTU/HR					4215833

obtener el factor de coincidencia de carga, este valor se obtiene de la división del total de carga estimada en el edificio vs. el valor de carga máxima en el edificio.

De la tabla XVI obtenemos, que el total de carga en el edificio es de 6'069.769 Btu/hr , de la tabla XVIII el máximo de carga requerida en el edificio es de 5'445.001 Btu/hr.

Factor de coincidencia igual a 0.89.

CAPITULO III

3 CALCULO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA INSTALACION CENTRALIZADA

Una de los resultados del capitulo anterior es él haber estimado la carga máxima del edificio el mismo que fue de 5´445.001 Btu/hr. (454 TR),en esta sección se procederá a seleccionar equipos tales como : el enfriador de liquido, torre de enfriamiento, bombas, etc.

3.1 SELECCIÓN DEL TIPO DE ENFRIADOR DE LIQUIDO

Todo sistema de refrigeración que use un sistema de compresión para enfriar agua en el acondicionamiento del aire se denomina enfriador de liquido (chiller), un enfriador de liquido generalmente consta de un compresor, un evaporador y un condensador, existen enfriadores de liquido enfriados por agua y enfriadores de liquido enfriados por aire, a continuación se presenta un resumen de ventajas y de desventajas entre ambos equipos.

3.1.1 ENFRIADOR DE LIQUIDO ENFRIADO POR AGUA

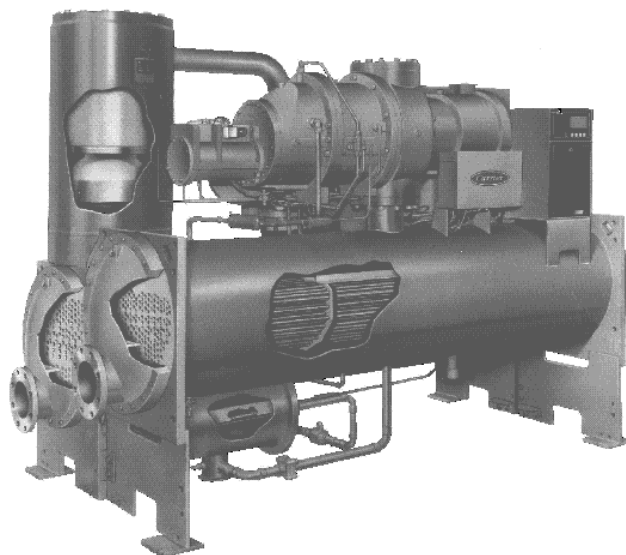


FIG.3.1 Enfriador de liquido enfriado por agua

El enfriador de liquido enfriado por agua cuenta con condensador horizontal con agua de refrigeración por el interior de los tubos, el haz tubular llena la mayor parte del cilindro, el interior de los tubos puede ser suave, pudiendo tener ondulaciones para aumentar el rendimiento del lado del agua.

Las condiciones ARI estándar para plena carga en este tipo de enfriadores son:

Evaporador : Temperatura de salida de agua = 44°F (6.7 °C). Caudal de agua 2.4 gal / min / ton, temperatura de retorno del agua enfriada al evaporador es de 54°F (12.2 °C).

Condensador : Temperatura de salida de agua = 85 °F (29.4 °C). Caudal de agua 3.0 gal / min / ton, temperatura del agua de refrigeración que sale del condensador es de 95°F.

Ensuciamiento del intercambiador: Tolerancia de ensuciamiento por el lado de agua = 0.00025 h x pie² x °F / Btu.

Entre sus principales ventajas se encuentran: un mejor rendimiento del intercambiador de calor, por ello un menor consumo energético, son silenciosos y se pueden instalar en espacios reducidos y cerrados.

Tiene como principal desventaja la adición de mas equipos en el sistema de enfriamiento y su mayor inversión.

3.1.2 ENFRIADOR DE LIQUIDO ENFRIADO POR AIRE

Los condensadores refrigerados por aire son baterías de tubo aleteado el refrigerante se condensa en el interior de los tubos y drena a un deposito debajo de las tuberías, se usan ventiladores para forzar el flujo de aire enfriador sobre el exterior de los tubos, casi siempre hay algo de liquido subenfriado en los condensadores enfriados por aire.

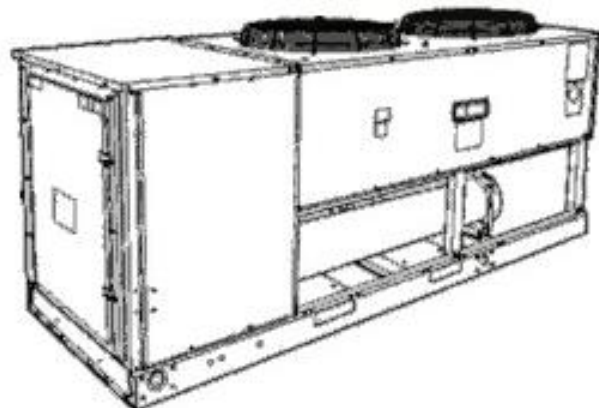


FIG.3.2 Enfriador de liquido enfriado por aire

Las condiciones ARI estándar para plena carga en este tipo de enfriadores son los mismos que los del enfriador anterior.

Su principal ventaja es: El simplificar todo el proceso de enfriamiento de agua, al no necesitar equipos adicionales, es ideal para pequeñas capacidades de enfriamiento al tener menor coste inicial.

Entre sus desventajas se encuentra el alto costo de operación de la unidad y su mayor nivel de ruido.

3.1.3 DISPOSICION DE ENFRIADORES DE LIQUIDO EN PARALELO

En este sistema, cada maquina puede controlar su temperatura de diseño de salida del agua refrigerada como en una instalación en que estuviera trabajando sola. Los mismos rangos pueden ser usados para cada maquina, como la carga del sistema se reduce, cada maquina reduce la capacidad simultáneamente, esto individualmente, produciendo la misma temperatura de salida del agua enfriada.

Cuando opera con una o más bombas y una es apagada, el remanente de agua debe pasar por la otra bomba. La bomba y el enfriador se pueden apagar durante carga parcial.

3.1.4 DISPOSICION DE ENFRIADORES DE LIQUIDO EN SERIE

Cuando los enfriadores son conectados en serie, a igual reducción de carga de cada máquina produce el mejor consumo de potencia. Generalmente se pueden combinar dos enfriadores con capacidades diferentes que se encarguen de diferenciales de temperatura diferentes, teniendo como precaución no congelar el primer chiller por bajo caudal, una de las desventajas es la fiabilidad del sistema en conjunto, pues un arreglo en paralelo permite una operación alternada de los equipos mientras que en serie los dos enfriadores siempre son necesarios en sistema de caudal constante.

3.1.5 SELECCIÓN DEL TIPO DE ENFRIADOR DE LIQUIDO

Dadas las características propias de un edificio de tipo publico, el diseño se debe orientar a seleccionar equipos que permitan un mínimo costo de operación y mantenimiento, es decir, se deben seleccionar unidades de alta eficiencia, de larga vida útil y de costo asequible para el cliente.

En la Tabla XVII se presenta valores porcentuales de ocupación en el edificio, a cargas parciales es decir en el horario de 24-08 horas la carga de enfriamiento del edificio es de 1'705.220 Btu/hr. (143 TR), por lo que nos conducen a una selección de dos enfriadores de liquido, dispuestos en paralelo, esto permite trabajar con una sola unidad en el horario de menor carga y ambas en los demás horarios.

Se seleccionan dos unidades enfriadoras de liquido de 227 TR. A cargas parciales en el horario de operación 1, cada enfriador de 227 TR se encuentra al 63% de su potencia nominal, esto garantiza una alta eficiencia del sistema de enfriamiento de agua en el edificio,

A continuación se presentan datos para su selección.

Cantidad de enfriadores =2

Capacidad nominal de enfriamiento = 227 TR

Diferencial de temperatura en el evaporador y condensador = 10°F

Caudal de agua de enfriamiento = 2.4 gpm * TR = 2.4 *227= 544.8 gpm

Caudal de agua para condensado = 3 gpm * TR = 3 *227= 681 gpm

3.2 SELECCION DEL TIPO DE COMPRESOR

En todo enfriador de liquido, el compresor es el corazón del sistema mismo en un ciclo de compresión real, al ser el mecanismo en movimiento dentro de una instalación de refrigeración por compresión. Los compresores en un sistema de refrigeración mecánica pueden ser: Alternativos, Rotativos o en Espiral, Tornillo y Centrífugos.

El rendimiento del compresor es el resultado del diseño con variables de compromiso que involucran limitaciones físicas del refrigerante, compresor y motor, donde siempre el resultado buscado logre:

Mayor vida útil del equipo y sus componentes

Mayor efecto de refrigeración al más bajo consumo de energía,

Menor costo de instalación.

Un amplio rango de condiciones de operación y

Un aceptable nivel de vibración y de ruido.

Para medir el rendimiento en un compresor, se usa el COP que es el coeficiente de rendimiento y es un número adimensional que mide la capacidad de refrigeración por el calor equivalente en la potencia de entrada, es decir:

$$\text{COP} = \text{Capacidad de enfriamiento, Btu/hr} / \text{Potencia de entrada del motor, Btu/hr}$$

La aplicación de cada tipo de compresor generalmente está determinada por su potencia nominal de enfriamiento, su costo de mantenimiento, control de ruido, espacio y eficiencia.

En el mercado existen compresores de tornillo que con capacidades que también varían dependiendo del refrigerante usado que van desde:

R-22 de 60-500 TR

R-134a de 80-325 TR

El compresor que se necesita debe manejar una potencia de enfriamiento de 227 TR, además, debe ser compatible con un refrigerante tipo HFC, por lo que se descarta el uso de compresor centrifugo dado que su uso comercial restringe a capacidades por encima de las 300 TR.

Así de forma comercial para compresores de 227 TR se encuentran los del tipo alternativo y de tornillo, ambos compresores son compatibles con refrigerante HFC-134a, y en ambos se puede llevar una modulación de carga parcial.

Sin embargo el compresor tipo tornillo ofrece una modulación continua de capacidad desde 100% hasta 10%, además sus consumos específicos a carga parcial (Kw/Ton.) son superiores al funcionamiento de un compresor alternativo, finalmente dada la simplicidad del motor existen mínimas superficies en contacto y un mínimo mantenimiento en un compresor tipo tornillo.

Los compresores de tornillo como los compresores de movimiento alternativo son de desplazamiento positivo. Se caracterizan por realizar la compresión

del gas refrigerante entre el espacio que queda entre los dos tornillos sin fin situados dentro de una carcasa.

El gas refrigerante sufre a la vez un movimiento de desplazamiento horizontal y una compresión al girar los dos tornillos y disminuir el volumen que dejan entre ambos.

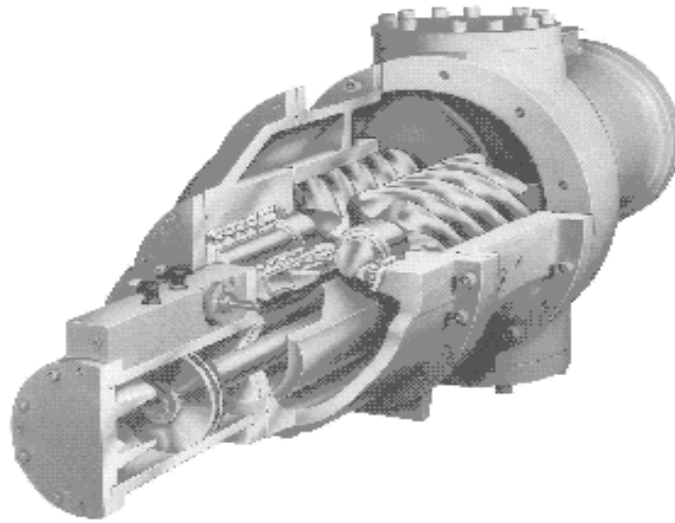


FIG.3.3 Compresor tipo tornillo

El compresor de tornillo tiene un menor volumen que el compresor centrífugo, así como un mayor rendimiento.

El compresor consta de las siguientes partes: el cárter, los tornillos macho y hembra, los palieres y las válvulas de modulación con su cilindro, además, consta de las siguientes fases: Fase de aspiración, Fase de compresión y Fase de expulsión.

Muchos de los compresores de tornillo comerciales difieren en su forma de operación, el mostrado es similar al de la casa TRANE, por ejemplo el compresor tipo tornillo de la casa McQuay consta de un tornillo sinfín que realiza las mismas fases de trabajo en el refrigerante que el anterior.

Además, todo equipo compacto de fabricación en serie viene provisto del siguiente equipo de arranque y de control:

Interruptor general

Arrancador estrella – delta o de estado sólido

Protección contra las sobrecargas y temporizador

Presostatos de alta y baja presión

Enclavamiento del caudal de agua y otros.

3.3 SELECCIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

Una torre de enfriamiento es un intercambiador de calor especializado en el que dos fluidos agua y aire se ponen en contacto entre sí para efectuar la transferencia de calor.

Teóricamente, la mínima temperatura que puede obtenerse para el agua en una torre de refrigeración es la temperatura del bulbo húmedo del aire, pero en la práctica siempre existirá una diferencia de 4°C por encima de la

temperatura húmeda del aire, las pérdidas por evaporación que se producen en una torre oscilan entre el 1-2% por cada 6-7°C de enfriamiento.

El rendimiento de una torre depende principalmente de los siguientes factores:

De la diferencia entre la temperatura del bulbo húmedo del aire y la temperatura que entra el agua.

Del área de contacto entre el agua y el aire

De la velocidad relativa entre el aire y el agua

Del tiempo de duración de contacto entre el agua y el aire

Las torres de enfriamiento pueden ser:

Estanque con surtidores

Torres atmosféricas

Torres de tiro forzado

Las dos primeras solo se usan para muy pequeños caudales de agua y necesitan de gran espacio, solo se detallara el tipo comercial más usado como es la torre de enfriamiento con tiro forzado. Así mismo, el tratamiento de agua debe garantizar que la corrosión no será mayor a 2 mils/año (2

milésimas de pulgada), y la incrustación de minerales menor a 0.5 mm durante la operación del sistema

3.3.1 TORRES DE TIRO FORZADO DE CIRCUITO ABIERTO

Pueden ser de tipo de inducción o de impulsión, según el ventilador este antes o después de la torre.

Las torres de inducción pueden clasificarse según sean las corrientes cruzadas o de doble flujo, según que las corrientes de aire y agua circulen perpendiculares o en direcciones paralelas.

Las torres de impulsión pueden ser de corriente ascendente o de doble flujo.

El tipo de torre más usado comercialmente es el de circulación forzada con ventiladores helicoidales, de inducción y de doble flujo.

Una torre de inducción forzada consiste en un ventilador que induce el aire a través del material de relleno, de esta forma el aire tiene que girar 90° en el centro de la torre estando más tiempo en contacto con la superficie a enfriar.

3.3.2 TORRES DE TIRO FORZADO DE CIRCUITO CERRADO

Existe una variación de torre de enfriamiento que radica en su circuito de agua, existe torres de circuito abierto y torres de enfriamiento de circuito cerrado, en una torre de enfriamiento de circuito abierto el agua cae por

gravedad hacia el relleno de la torre recogién dose en un depósito para después bombearla hacia el condensador del chiller.

Una torre de enfriamiento de circuito cerrado usa una bomba de aspersión, que enfría por contacto los tubos de agua caliente que vienen del condensador, esta agua a su vez es enfriada por el aire inducido con doble flujo, es una torre muy recomendada para sistemas que usan unidades tipo paquetes enfriados por agua, donde se necesita que el agua de condensado no se mezcle con el aire de forma directa para no estropear los serpentines pequeños de las diversas unidades.

3.3.3 SELECCIÓN DEL TIPO DE TORRE DE ENFRIAMIENTO A USAR

Una torre más ancha y menos alta siempre será más fácil de proyectar desde el punto de vista arquitectónico, por lo que una torre de circulación forzada inducida con doble flujo, por lo que fue nuestra primera elección.

En una torre de enfriamiento de circuito abierto, el principal inconveniente está en el tratamiento del agua para prevenir la proliferación de algas y bacterias, sin dejar de lado la reposición de grandes volúmenes de agua que en esta ciudad representa también un problema técnico que se debió analizar.

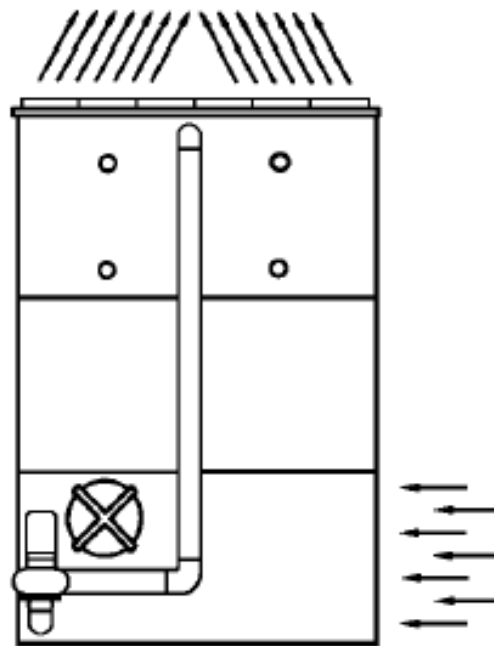


Fig. 3.4 Torre de enfriamiento de circuito cerrado

Esto representa altos costos de operación y mantenimiento del sistema, por recomendación expresa de asesores europeos especialistas en la operación de edificios estatales donde se predomina el bajo costo de operación y mantenimiento, se sacrificó en algo el rendimiento térmico del sistema y se escogió una torre de enfriamiento aunque más costosa tenga él mas bajo costo de operación y mantenimiento dadas las circunstancias muy especiales del proyecto, la torre de enfriamiento cerrado con circulación forzada inducida con doble flujo, fue la torre recomendada.

3.3.4 SELECCION Y CALCULO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

Antes de proceder su calculo y a la selección comercial es necesario analizar dos conceptos:

Aproximación: es la diferencia que existe entre la temperatura del agua fría a la salida de la torre y la del ambiente de bulbo húmedo.

Siendo la temperatura ambiente de bulbo húmedo en Guayaquil 79°F y la temperatura del agua fría de la torre 85°F, entonces el acercamiento es de 6°F.

Rango de salto térmico: es la diferencia entre la temperatura del agua caliente a la entrada y la temperatura del agua fría a la salida de la torre.

Siendo la temperatura de entrada a la torre 95°F, la diferencia del rango de enfriamiento es de 10°F.

De los datos obtenidos en la selección del enfriador de liquido tenemos que el caudal de agua por enfriar en la torre es de 681 gpm.

Despreciando la cantidad de calor que puede perderse en paredes y cubierta, el calor ganado por el aire debe igualar el calor perdido por el agua, de allí la carga de calor por expulsar en una torre de enfriamiento viene dado por la expresión experimental:

$$\text{Carga de calor} = 8.33 \times \text{gpm} \times \Delta T \text{ (}^\circ\text{F)} \quad \text{Btu/min} \quad (42)$$

Carga de calor = $8.33 \times 681 \text{ gpm} \times 10^\circ\text{F} = 56727 \text{ Btu/min} = 283.65 \text{ TR}$

Donde este es mayor que la carga de enfriamiento del edificio por el calor de compresión. Finalmente el balance de calor que se produce en toda torre de enfriamiento puede expresarse con la ecuación.

$$Q_T = C_P (t_a - 0) + m_{\text{vapor}} h_g \quad (43)$$

3.4 SELECCIÓN DE UNA MANEJADORA DE AIRE

Una manejadora de aire es el equipo ideal para tratar el aire suministrado ya que allí se puede regular con precisión la humedad relativa, la cantidad de aire exterior, para su selección es necesario dimensionar el serpentín de enfriamiento, como también calcular la potencia del motor ventilador, la misma que deberá ajustarse a caudales y caídas de presión en el ducto.

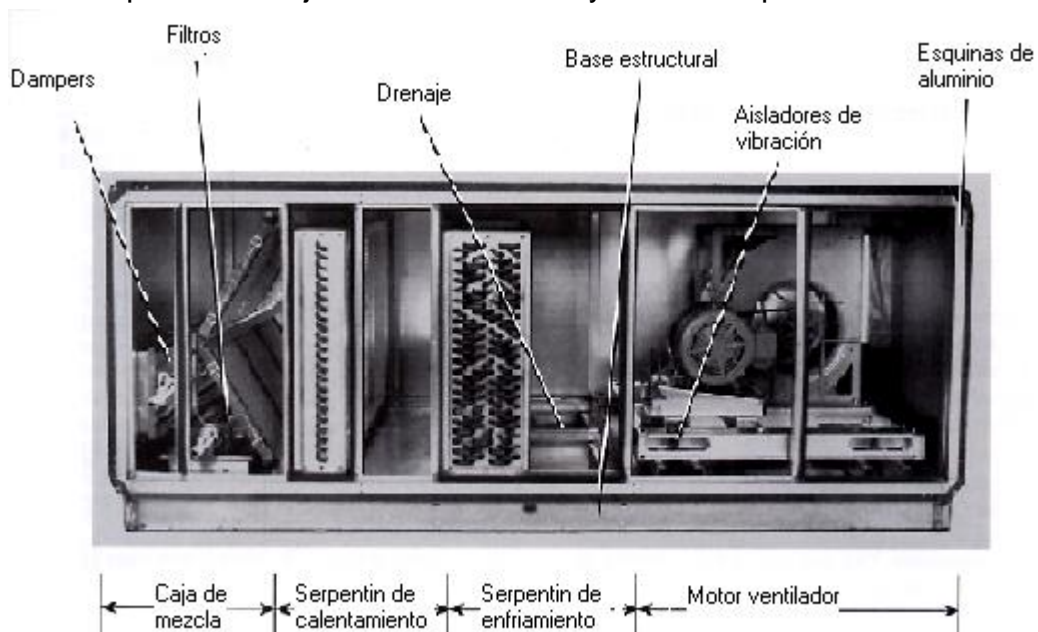


Fig. 3.5 Secciones típicas de una manejadora de aire

Básicamente una manejadora de aire es una unidad por partes, a la que se le van añadiendo secciones según convenga al diseño del área a climatizar. Puede contar solamente con un serpentín de enfriamiento, ventilador y filtros lavables o llegar a ser tan compleja como para tener: caja de mezcla, ventilador de retorno, filtros de alta eficiencia, serpentín eléctrico, serpentín de enfriamiento, lavadora del aire y ventilador de suministro, por solo dar un ejemplo.

Para reducir la humedad relativa se usan serpentines de vapor o calentadores eléctricos, en este caso se usaran calentadores eléctricos pues no existe planta de vapor en el edificio.

3.4.1 Cálculo del serpentín de enfriamiento

De la Tabla XVI sabemos que el caudal de aire suministrado por la manejadora es de 21625 CFM, asumiendo una velocidad del aire de 550 FPM, nos da que el área de cara del serpentín es de 39.32 ft², para la casa CARRIER el valor 39.32 lo denomina como "SIZE 39" y nos indica que tipo de serpentín podemos escoger (diámetro de los tubos y número de tubos por fila y número de aletas por pulgada cuadrada), así también si el rendimiento del serpentín es un cuarto, la mitad, completo o doble.

En este caso se escogerá un serpentín de 4 filas con 14 aletas por pulgada cuadrada (FPI), y un diámetro de los tubos de ½", entre más filas

coloquemos el costo del equipo aumenta, pero más eficiente será nuestra manejadora.

3.4.2 Selección del ventilador

Para determinar el Ventilador y calcular la potencia que se ajusta a los requerimientos del proyecto, necesitamos determinar lo siguiente:

- 1.- Caudal de aire necesario.
- 2.- Presión estática necesaria.
- 3.- Densidad de aire.
- 4.- Tipo de aplicación.
- 5.- Nivel de ruido.

De la Tabla XVI sabemos el caudal total de aire el mismo que es de 21625 CFM. La Presión estática necesaria se la calculara sumando todas las caídas de presión a lo largo del ducto tanto de suministro como de retorno, así también como dentro de la manejadora de aire, el procedimiento de calculo para la caída de presión en el ducto de suministro de aire y del ducto de retorno del proyecto se lo mostrará mas adelante, para efecto de calculo se tomaran los valores de 1.5 in wg. como perdida en el ducto de suministro y 1.1 in de wg. en el ducto de retorno.

Sumando todas las caídas de presión tenemos:

Δ Ducto de retorno: 1.05 in wg.

Δ Ducto de suministro: 1.15 in wg.

Δ Filtro de 60% eff.: 0.33 in wg.

Δ Filtro lavable: 0.09 in wg.

Δ Serpentín de agua: 0.50 in wg.

Δ Caja de mezcla: 0.30 in wg.

Δ Calentador eléctrico: 0.08 in wg.

Δ Presión estática necesaria : 3.50 in wg.

La potencia de salida del ventilador será el producto de la capacidad del ventilador, la presión total, el factor de compresibilidad y este dividido para su rendimiento, de la siguiente formula :

$$H_p = Q \text{ (CFM)} \times P_T \times k_P / 6356 \times Z \quad (44)$$

Determinado una potencia necesaria de 21.65 Hp, y seleccionado para fines prácticos una potencia del ventilador de 25 Hp.

3.5 CALCULO Y SELECCIÓN DE BOMBAS CENTRIFUGAS

El circuito de agua helada es un circuito cerrado de recirculación de agua, en el cual fluye agua desde el cuarto de máquinas donde se encuentran los enfriadores de liquido y las torres de enfriamiento ubicado a 20 mts de

distancia, ya dentro del edificio el agua circula dentro de cada una de las manejadoras de aire para hacerla fluir y retornarla nuevamente al cuarto de máquinas, todo este trabajo es realizado usando bombas centrífugas.

Una bomba centrífuga produce una altura diferencial llamado también cabezal de presión y por ello un caudal por el incremento de la velocidad del líquido a través de la máquina mediante un rodete de alabes rotatorios.

La conversión de una parte de la energía de entrada en energía de presión y velocidad por el rodete en el interior de la envolvente de la bomba produce un caudal y una presión diferencial entre la aspiración e impulsión.

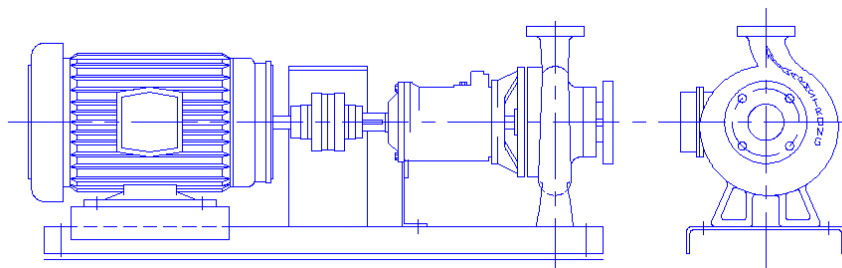


Fig.3.10 Bomba centrífuga montada sobre bastidor

Existen, sin embargo, dos limitaciones en la aplicación de las bombas centrífugas, la primera es una limitación mecánica, la máxima velocidad para la cual la bomba está diseñada para poder trabajar, la segunda limitación es la altura o presión requerida al lado de aspiración para evitar cavitación en la entrada del rodete, esta limitación está siempre establecida por el fabricante de la bomba como altura neta positiva de aspiración requerida NPSHR, en la

práctica la altura de aspiración neta positiva disponible NPSHA debe ser mayor o igualar a NPSHR sino lo hace la bomba sufrirá un daño grave.

3.5.1 CALCULO Y SELECCIÓN DE BOMBAS PARA EL SISTEMA DE AGUA HELADA

Dado que el caudal total de agua helada necesario para la climatización del edificio fue establecida en 545 gpm, es preferible no trabajar con bombas de caudal muy grande, por esto el agua helada de recirculación será bombeada con la ayuda de dos bombas de tipo centrifugo donde cada una trabaja con un caudal de 273 gpm, sin embargo, se ha previsto una bomba adicional en stand-by para alternar su uso.

El tipo o modelo de bomba seleccionada en este proyecto es la bomba centrifuga montada sobre bastidor, pues se ha alcanzado un grado de estandarización con intercambiabilidad de respuesta para reducir el inventario y cumplir los requerimientos cambiantes de los mismos, muy importante para un edificio de este tipo.

Para seleccionar una bomba se requieren dos parámetros:

La cantidad de galones por minuto de agua y el cabezal manométrico a vencer.

Para determinar el cabezal manométrico se calcularán las pérdidas por fricción en tuberías válvulas, tees, codos, intercambiadores de calor a lo largo de la ruta mas critica.

La fricción de la tubería depende de la longitud de ella, velocidad del agua, diámetro, longitud equivalente de accesorios. Estos valores de perdidas de fricción en tuberías y longitud equivalente de accesorios se encuentran listados en las tablas I y II, las longitudes de la tubería, la cantidad y tipo de accesorios son tomadas del plano del cuarto de maquinas y del plano de distribución externa de tuberías del circuito. A continuación en la tabla XX y XXI se muestra en detalle el calculo de perdidas en accesorios para determinar el cabezal manométrico total del sistema.

A continuación se presentan las perdidas por fricción en tuberías:

Tabla XXPerdidas por fricción en tuberías / Agua helada			
Tubería ϕ pulg.	Distancia total mts.	Distancia total ft.	Perdidas por fricción Ft.
8"	40	131.2	10.50
6"	6	19.68	1.57
4"	15	49.2	3.94
2"	40	131.2	10.50
1 1/2"	60	196.8	15.74
Total perdidas FT			42.25

A continuación se presentan las pérdidas de presión en accesorios:

Tabla XXI Pérdidas de presión por accesorios / Agua helada			
	Cantidad	K	H
Válvula de Globo 6"	1	6	5.97
Válvula de Compuerta 6"	2	0.1	0.10
Válvula retención 6"	2	2	1.99
Válvula de Globo 1 1/2"	1	10	9.96
Tee 8"	2	0.1	0.10
Tee 6"	4	0.12	0.12
Tee 4"	2	0.15	0.15
Tee 2"	4	0.2	0.20
Codos 90° 8"	10	0.27	0.27
Codos 90° 6"	6	0.29	0.29
Codos 90° 1 1/2"	8	1.2	1.19
Codos 45° 1 1/2"	4	1.2	1.19
Pérdidas totales en accesorios FT			21.53

Además dado que existe una diferencia de altura de 6.40mts, existe una caída de presión estática a vencer que es:

$$\Delta H = 6.40 \times 3.28 = 20.99 \text{ FT}$$

Sumado todas las caídas de presión tenemos:

$$\Delta H_{TOTAL} = \Delta H_{ESTATICA} + \Delta H_{TUBERIA} + \Delta H_{ACCESORIOS} + \Delta H_{SERPENTIN (MANEJ.+CHILLER)}$$

(45)

$$\Delta H_{TOTAL} = 20.99 + 42.25 + 21.53 + 25.1 + 27.01 = 136.88 \text{ FT}$$

Caudal de agua necesario = 274 gpm

Ahora seleccionaremos una velocidad de giro de la bomba, como opciones se encuentran seleccionar : 3550 rpm, 1750 rpm o 1450 rpm, sabiendo que mientras mas rapido gire la bomba, menor sera su vida util aunque su tamaño y costo sea tambien, para este proyecto se seleccionara una bomba de 1750 rpm, para lo cual se adjunta una curva de fabricante, donde escojemos una bomba que se ajuste a todo lo seleccionado anteriormente.

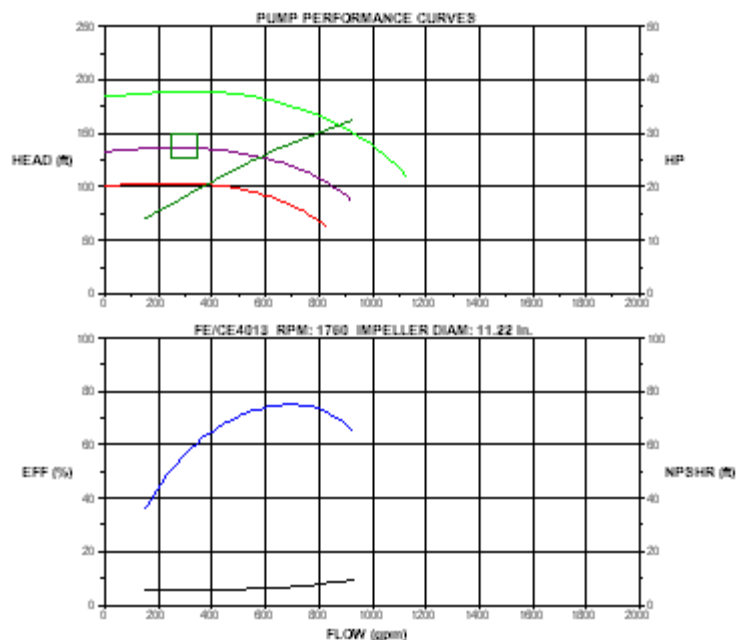


Fig:3.6 Curva de selección de Bomba comercial / Agua helada

3.5.2 CALCULO Y SELECCIÓN DE BOMBAS PARA EL SISTEMA DE AGUA DE CONDENSADO

De forma similar al ítem anterior se procederá a calcular y seleccionar la bomba para el sistema de agua de condensado, dado que el caudal total de de condensado necesario para la climatización del edificio fue establecida en 681 gpm, sin embargo, se ha previsto una bomba adicional en stand-by para alternar su uso.

Para determinar el cabezal manométrico se calcularán las pérdidas por fricción en tuberías válvulas, tees, codos, intercambiadores de calor a lo largo de la ruta mas critica.

La fricción de la tubería depende de la longitud de ella, velocidad del agua, diámetro, longitud equivalente de accesorios. Estos valores de perdidas de fricción en tuberías y longitud equivalente de accesorios se encuentran listados en las tablas I y II, las longitudes de la tubería, la cantidad y tipo de accesorios son tomadas del plano del cuarto de maquinas y del plano de distribución externa de tuberías del circuito.

A continuación en la tabla XXII y XXIII se muestra en detalle el calculo de perdidas en accesorios para determinar el cabezal manométrico total del sistema.

A continuación se presentan las perdidas por fricción en tuberías:

Tabla XXII Perdidas por fricción en tuberías / Agua de condensado			
Tubería ϕ pulg.	Distancia total mts.	Distancia total ft.	Perdidas por fricción Ft.
8"	20	65.6	5.25
6"	6	19.68	1.57
4"	20	65.6	4.59
2"	4	13.12	0.52
1 1/2"	9	22.86	1.14
Total perdidas FT			13.07

A continuación se presentan las perdidas de presión en accesorios:

Tabla XXIII Perdidas de presión por accesorios / Agua de condensado			
	Cantidad	K	H
Válvula de Compuerta 8"	1	0.15	0.15
Válvula de retención 8"	1	3	2.99
Tee 8"	1	0.1	0.10
Codos 90° 8"	10	0.27	0.27
Perdidas totales en accesorios FT			3.50

Donde dado que no existe una diferencia de altura, no existe una caída de presión estática, sumado todas las caídas de presión tenemos:

$$\Delta H_{TOTAL} = \Delta H_{ESTATICA} + \Delta H_{TUBERIA} + \Delta H_{ACCESORIOS} + \Delta H_{SERPENTIN} (TORRE.+CHILLER)$$

$$\Delta H_{TOTAL} = 0 + 13.07 + 3.50 + 22.53 + 12.00 + 21.01 = 75.13 \text{ FT}$$

Caudal de agua necesario = 341 gpm

Ahora seleccionaremos una velocidad de giro de la bomba, como opciones se encuentran seleccionar: 3550 rpm, 1750 rpm o 1450 rpm, sabiendo que mientras más rápido gire la bomba, menor será su vida útil aunque su tamaño y costo sea también, para este proyecto se seleccionará una bomba de 1750 rpm, para lo cual se adjunta una curva de fabricante, donde escogemos una bomba que se ajuste a todo lo seleccionado anteriormente.

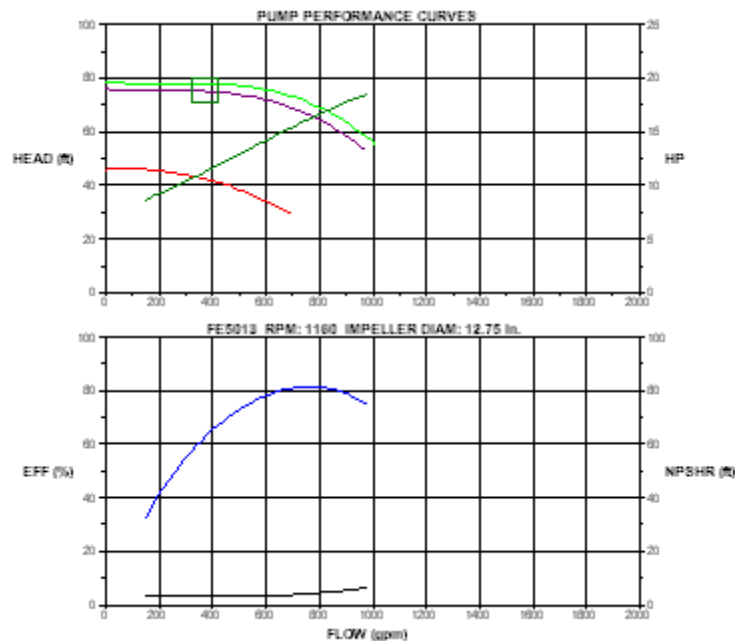


Fig:3.12 Curva de selección de Bomba comercial / Agua de condensado

3.6 DESCRIPCION DEL SISTEMA DE CONTROL

Bajo condiciones normales de operación, el sistema trabajara permanentemente con las bombas 1 y 2 en conjunto con los dos Chillers. Bajo condiciones de carga parcial el sistema ofrece regulación de capacidad desde un 100 % hasta 10% de tal manera que cuando la carga total del sistema se reduzca en un 50 % un equipo Chiller saldrá de funcionamiento, mientras que el otro empezará a operar a máxima carga, siendo este su punto más eficiente de operación, bajo esta condición se mantendrá la misma capacidad de bombeo haciendo circular agua por el equipo fuera de operación.

En condiciones que no se encuentren el total de las áreas a climatizar, entrará en funcionamiento una válvula reguladora de flujo de dos vías que sensa presión, que será la encargada de formar un bay-pass del agua a la succión de la bomba y el caudal de agua correspondiente a las manejadoras que estén apagadas.

En el caso en que se encuentren ausentes mas del 50% del edificio, esta válvula mandará apagar una bomba y automáticamente el control de capacidades del Chiller lo apagará. El sistema cuenta con un interruptor de flujo eléctrico ubicado en la tubería de descarga del evaporador y es el encargado de protegerlo contra cualquier congelamiento del evaporador en caso de que el agua pare de fluir.

CAPITULO IV

4 DISEÑO DEL SISTEMA DE AGUA HELADA Y DISTRIBUCION DE AIRE

El circuito de agua helada es un circuito cerrado de recirculación de agua que bombeada hacia los evaporadores, ingresa a 55 °F y sale del mismo a 44 °F con un diferencial de temperatura equivalente a 9 °F teniendo cada evaporador una capacidad de 227 toneladas de refrigeración.

Una vez que el agua helada ha recorrido todo el sistema de climatización del museo, es dirigida desde las conexiones de cada unidad manejadora de aire a una tubería de retorno, hacia el cuarto de maquinas para cumplir con un nuevo ciclo cerrado de refrigeración mecánica.

El grupo de bombeo del circuito consiste de 3 bombas centrifugas de succión final, con una potencia de 40 HP manejando cada una 272.4 GPM conectadas en paralelo, de las cuales solo dos bombas trabajaran permanentemente y la otra de manera alternativa. A la descarga de la bomba

se utilizará una válvula multipropósito la cual cumplirá las funciones de una válvula de compuerta, válvula cheque y de regulación.

El sistema cuenta con dos Evaporadores conectados en paralelo del tipo tubo y coraza inundado; La coraza es fabricada de acero al carbono mientras que los tubos son de cobre altamente eficientes; la velocidad del agua dentro de los tubos no excede los 12 fps; cuenta con un vidrio visor colocado en el lado de la carcasa para asegurar el nivel del refrigerante. Las cajas de agua son del tipo removibles para permitir limpieza mantenimiento y reemplazo de los tubos. Los Evaporadores deberán ser probados y construidos bajo las normas ASME.

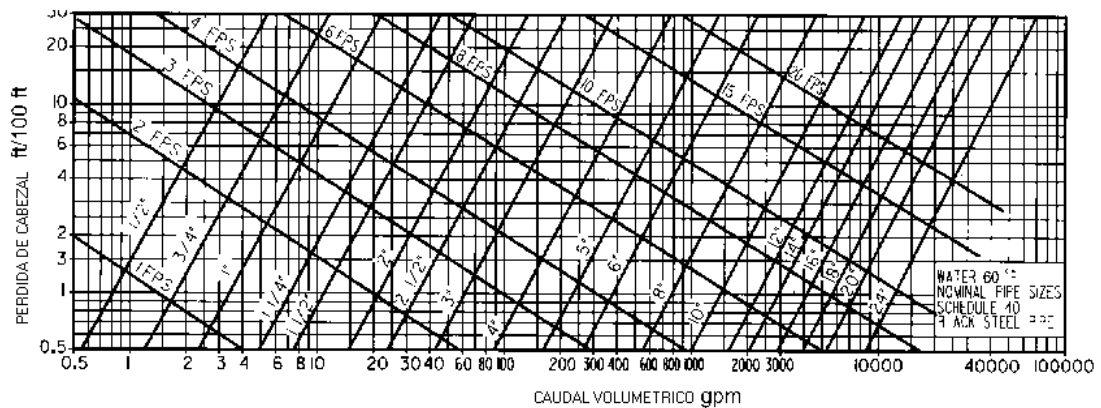
Las tuberías del sistema de recirculación de agua son de acero cédula 40 y cuentan con 1 pulgada de aislamiento térmico de espuma elastomérica similar al Rubatex.

4.1 DISEÑO Y ESPECIFICACION DEL SISTEMA DE AGUA HELADA

En el diseño de tuberías se deben considerar los siguientes factores:

- 1-. La velocidad máxima del agua en las tuberías
- 2-. El factor máximo de pérdida por fricción en tuberías.
- 3-. El flujo de agua en tuberías

A continuación se presenta un diagrama donde muestra la caída de presión de un fluido como el agua a una temperatura de 60 °F, dentro de una tubería de acero negro ASTM A53, cedula 40



.Fig. 4.1 Diagrama de caída de presión en tubería de acero negro, cedula40.

La cantidad de agua para enfriamiento, ha sido ya determinada por la carga de enfriamiento, cuyo valor es de 544.8 GPM.

Para determinar la velocidad del agua en la tubería se deberá considerar dos factores:

El servicio que prestará la tubería

Los efectos de erosión.

Para este proyecto, considerando la aplicación particular del proyecto, (uso publico) se establece que será de 8 fps (pie por segundo).

Con estos dos parámetros (GPM y velocidad), se ingresa a la Fig. 4.1, y obtenemos el diámetro de la tubería considerando como pérdida máxima de 8 Ft / 100 Ft, en tubería de acero cédula 40.

Entonces para 544.8 gpm de flujo de agua a la descarga de los evaporadores tenemos como diámetro de tubería seleccionada ϕ 6", con una pérdida de 3 ft/100ft y una velocidad de 7 fps.

JUNTAS DE EXPANSIÓN

Cualquier línea de tuberías que está sujeta a cambio de temperatura se expande y se contrae, y para absorber estos cambios utilizaremos juntas de expansión del tipo de caucho.

Este tipo de juntas es acoplado para absorber la contracción y expansión del sistema de tubería y estas son principalmente usadas como conectores flexibles con el equipo para aislar sonidos y vibración, y eliminar esfuerzos en conexiones en un equipo;

Se usaran juntas de expansión de Neopreno del tipo de diseño de arco con uniones bridadas capaces de soportar una presión máxima de 200 psi, para ser colocadas a la succión y descarga de las bombas y en la entrada y salida del evaporador de acuerdo como se indica en la lamina de detalles.

CODOS Y TEES

Se instalarán codos (de radio largo) y tees de acero que cumplan norma ASTM preparados para acoples grooved, que soporten una presión máxima de trabajo de 150 PSI.

VALVULAS

Válvulas de compuerta serán colocadas principalmente en la succión y descarga de las bombas de recirculación y a la entrada y salida del evaporador con el propósito de aislar dichos equipos; deben ser con cuerpo y partes húmedas de bronce, bridadas para una presión de trabajo de 150 PSI para agua.

Válvulas Check se utilizarán en la descarga de las bombas y se utilizarán válvulas de bronce del tipo oscilante con asientos removibles y uniones bridadas.

Para regulación de flujo se utilizarán válvulas de Globo, con cuerpo y partes húmedas de bronce ASTM B 61 con uniones bridadas

FILTROS

Los filtros serán usados en la línea de succión de la bomba, y a la entrada de la válvula de control. Para la protección de la bomba, el filtro no debe ser

menor a 40 mallas y debe ser de bronce; Se instalarán filtros de coladera del tipo de canasta simple y sus características se citan a continuación:

SOPORTES Y ANCLAJES

Se utilizará para el circuito de tubería los siguientes tipos de soporte, que deberían ser capaces de soportar el peso combinado de tubos, válvulas, uniones, fluidos y aislamiento.

Soportes colgantes.- Los cuales soportarán las cargas desde arriba.

Soportes de piso.- Serán utilizados normalmente a la descarga de la bomba, soportando la carga desde abajo.

Empotramiento.- Los cuales son anclajes y guías.

La Tabla XXI, que se muestra a continuación se enlista el espaciamiento entre soportes para tuberías de diferente diámetro

Tabla XXVI Distancia entre soportes para tubería de acero	
Diámetro exterior (pulg)	Separación entre soportes (m)
1" - 1 1/2"	2.50
2" - 2 1/2"	3.00
3" - 4"	3.50
5" - 6"	4.00
8" - 10"	5.00

4.1.1 ESPECIFICACION DE LA TUBERIA Y ACCESORIOS A USAR

La tubería a utilizarse en las redes de distribución de agua de enfriamiento de los serpentines de las unidades manejadoras de aire se sujetará a las siguientes especificaciones mínimas:

Tabla XXV Especificación para tubería de diámetro nominal de ½” – 2”	
- Material:	Acero negro
- Tipo:	Peso estándar
- Especificaciones:	ASTM A120, Cédula 40
- Fabricación:	Costura con soldadura por fusión eléctrica (butt weld) o sin costura (seamless).
- Presión de trabajo:	150 psi para agua

Tabla XXVI Especificación para tubería de diámetro nominal de 2” – 6”	
- Material:	Acero negro
- Tipo:	Peso estándar
- Especificaciones:	ASTM A53
- Fabricación:	Sin costura, o con costura de soldadura por fusión eléctrica (butt weld).
- Presión de trabajo:	150 psi para agua

Tabla XXVII Especificación para tubería de diámetro nominal mayor a 6”	
- Material:	Acero negro
- Tipo:	Peso estándar
- Especificaciones:	ASTM A53
- Fabricación:	Con costura de soldadura por fusión eléctrica (butt weld).
- Presión de trabajo:	250 psi para agua

Las siguientes especificaciones se aplicarán a codos, tees, reducciones.

Tabla XXVIII Especificación para accesorios de ½” – 2”	
- Material:	Hierro maleable
- Tipo:	Peso estándar
- Especificaciones:	ASTM A197-ASA B16.3
- Presión de trabajo:	150 psi para agua
- Tipo de junta:	Roscado hembra
- Tipo de rosca:	Estándar americana

Tabla XXIX Especificación para accesorios mayor a 2”	
- Material:	Hierro fundido
- Tipo:	Peso estándar
- Especificaciones:	ASTM A126, clase B, ASA B16.1
- Presión de trabajo:	150 psi para agua
- Tipo de junta:	Brida soldada a accesorios empernada a la gemela
- Pernos:	Número y diámetro según estándar americano
- Empaques:	Cemento asbesto de 1/16" de espesor o similar

Tabla XXX Especificación para válvulas de ½” – 2”	
- Material:	Bronce
- Tipo:	Compuerta de cuña separable o sólida
- Uniones:	Roscada hembra
- Casquete o bonete:	Roscado
- Presión de trabajo:	150 psi para agua

Tabla XXXI Especificación para válvulas mayor a 2"	
- Material:	Cuerpo de hierro montado en bronce
- Tipo:	Compuerta de cuña sólida de bronce
- Uniones:	Roscado hembra hasta 2", bridas para más de 2"
- Vástago:	Ascendente
- Casquete o bonete:	Empernado
- Presión de trabajo:	150 psi para agua

Tabla XXXII Especificación para válvulas de retención de ½" – 2"	
- Material:	Bronce
- Tipo:	Compuerta de disco balanceante
- Uniones:	Roscada hembra
- Presión de trabajo:	150 psi para agua

Tabla XXXIII Especificación para válvulas de retención mayor a 2"	
- MATERIAL:	Cuerpo de hierro montado en bronce
- Tipo:	Compuerta de disco balanceante
- Uniones.	Roscada hembra hasta 2", bridas para más de 2"
- Presión de trabajo:	150 psi para agua

Además para el proyecto se instalarán medidores de temperatura y presión en los siguientes lugares:

Termómetros a la entrada y salida del evaporador del tipo de columna de liquido de mercurio para ser montados verticalmente y que resistan vibración y corrosión.

Manómetros a la succión y descarga de la bomba, del tipo de carátula y con cuerpo de acero inoxidable resistente a la vibración, pulsación y fluctuación con conexiones de ½ “ NPT estándar..

4.1.2 AISLAMIENTO DE TUBERIAS Y ACCESORIOS

Todas las tuberías y accesorios deberá ser aisladas para cumplir con dos objetivos básicos:

Minimizar las pérdidas térmicas en la tubería

Prevenir la condensación durante el enfriamiento del agua

Adicionalmente al aislamiento, toda la tubería aislada será protegida mediante una camisa de Tol galvanizado USG 24 o aluminio.

Tabla XXXIV Especificación de aislamiento para diámetros de tubería de ½” a 4”	
- Material:	Espuma elastomérica
- Espesor:	1”
- Color:	Negro
- Conductividad a 0 °C	0.034 W/m K
- Temperatura de uso	-40 a 105 °C
- Pintura:	Armafinish
- Recubrimiento	Camisa de plancha galvanizada USG 24 o aluminio para tuberías donde no hay cielo falso
- Similar a:	AF/ Armaflex

Tabla XXXV Especificación de aislamiento para diámetros de tubería mayor a 4"	
- Material:	Espuma elastomérica
- Espesor:	1½"
- Color:	Negro
- Conductividad a 0 °C	0.034 W/m K
- Temperatura de uso	-40 a 105 °C
- Pintura:	Armafinish
- Recubrimiento	Camisa de plancha galvanizada USG 24 o aluminio para tuberías donde no hay cielo falso
- Similar a:	AF/ Armaflex

TANQUE DE EXPANSION

Se usará un tanque de expansión del tipo cerrado con interfaces aire – agua, ubicado del lado de la succión del sistema de bombeo. ASME ha metodizado el calculo y utiliza la siguiente formula para determinar la capacidad del tanque:

$$V_t = E \times V_s / (P_a/P_f - P_a/P_o) \quad (46)$$

Donde : $E = 0.5\%$ para t menor a 92°F, 0.273% para t menor a 10°F

Entonces el volumen del tanque de expansión para el circuito de agua helada será:

$$V_t = 0.273 \times 1100 \text{ gal} / (14.67/20 - 14.67/125) = 487 \text{ gal.}$$

Para el circuito de agua de condensado el volumen mínimo del tanque de expansión será:

$$V_t = 0.5 \times 550 \text{ gal} / (14.67/20 - 14.67/125) = 446 \text{ gal.}$$

Por lo que se especificaran 2 tanques de expansión de 500 gal.

SEPARADOR DE AIRE

Un separador de aire se instalará a la salida de cada tanque de expansión al ingreso de las bombas, el mismo que para ambos casos será de diámetro de conexión 6"

4.2 DISEÑO Y ESPECIFICACION DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION DE AIRE

4.2.1 CLASIFICACION DE DUCTOS PARA LA DISTRIBUCION DE AIRE

Los sistemas de distribución se dividen considerando la presión estática y velocidades del aire en el ducto, SMACNA presenta una tabla de dicha clasificación.

Tabla XXXVI CLASIFICACIÓN DE DUCTOS				
PRESIÓN ESTÁTICA (in w.g.)	PRESION DE OPERACIÓN (in w.g.)	TIPO DE PRESION	CLASE	MAXIMA VELOCIDAD F.P.M.
1/2	Hasta 1/2	Pos/Neg	C	2000
1	De 1/2 a 1	Pos/Neg	C	2500
2	De 1 a 2	Pos/Neg	C	2500
3	De 2 a 3	Pos/Neg	B	4000
4	De 3 a 4	Pos	A	4000
6	De 4 a 6	Pos	A	SE ESPECIFICARA
10	De 6 a 10	Pos	A	SE ESPECIFICARA

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

El diseño contempla en los ductos principales como máximo 2500 FPM y en las ramificaciones se tiene una velocidad de 1600-1200 FPM, según norma SMACNA.

4.2.2 DUCTOS DE ACERO GALVANIZADO

Se empleará lámina lisa de acero galvanizado ASTM A525 de primera calidad "lockforming grade", de acuerdo con los calibres que se enumeran enseguida.

Tabla XXXVII Calibres de lamina galvanizada				
TAMAÑO DEL DUCTO	GAUGE	CALIBRE NOMINAL	CALIBRE MÍNIMO	CALIBRE MAXIMO
0 - 12 "	26	0.5512	0.4750	0.6312
13 - 30 "	24	0.7010	0.6010	0.8010
31 - 54 "	22	0.8534	0.7534	0.9534
55 - 84 "	20	1.0058	0.9060	1.1060
85 " Y MÁS	18	1.3106	1.1810	1.4410

Todas las juntas deberán ser herméticas y construidas en forma tal que los salientes interiores apunten en la dirección del flujo de aire. En ningún caso se aceptará el empleo de lámina galvanizada que muestre deterioro de sus condiciones en los dobleces o quiebres.

Uniones Transversales

Las uniones transversales entre secciones se fabricarán de la siguiente manera:

Ductos cuyo lado mayor esté comprendido entre:

Tabla XXXVIII Fabricación de uniones transversales	
0" y 24"	S-Slip
25" y 40"	Bar-Slip de 1"
41" y 60"	Bar-Slip reforzada con platina de 1"
Superior a 60"	Unión bridada de ángulo de hierro de 1 1/2" x 1/8"

Uniones Longitudinales

Las uniones longitudinales, en las esquinas de todos los ductos se harán utilizando la unión tipo "Pittsburgh". Para las uniones longitudinales que no correspondan a esquinas, se utilizará unión tipo "Standing Seam".

Todas las juntas deberán ser herméticas y construidas en forma tal que los salientes interiores apunten en la dirección del flujo de aire.

Refuerzos

Los ductos tendrán refuerzos de acuerdo a la siguiente especificación:

Tabla XXXIX Refuerzos para ductos de acero galvanizado	
Lado mayor de ductos:	Refuerzo
0" y 15"	Sin refuerzo
16" y 24"	Sin refuerzo pero con lámina quebrada en forma de diamante
25" y 41"	Refuerzo de ángulo de 1"x1"x1/8"
42" y 84"	Refuerzo de ángulo de 1½"x1½"x1/8"

Los ángulos de refuerzo requeridos y los de uniones con brida serán remachados y no atornillados a la lámina del ducto.

Codos

Todos los codos deberán tener un radio igual al lado del ducto. En donde por dificultades de espacio no se pueda obtener este radio mínimo, se pondrán guías o deflectores en lámina galvanizada de acuerdo con el detalle de los planos.

Piezas de Transición

Las piezas de transición entre ductos de dos secciones diferentes, serán hechas con pendientes que no excedan 1 a 5 en cualquier cara del ducto y preferiblemente 1 a 7 en donde ello sea posible.

Compuertas de Regulación de flujo

Donde los planos indican se instalarán compuertas o reguladores de volumen de fácil manejo exterior, para el correcto balanceamiento del sistema. Toda compuerta ajustable tendrá un dispositivo exterior que indique su posición.

Soportes para ductos rectangulares

Para ductos horizontales cuyo lado mayor esté comprendido entre 0" y 30", serán soportados con platina de perfil de hierro galvanizado sujetas a la placa del techo con pernos de fijación tipo Hilty o chazos de expansión de los cuales se pondrán los que sean necesarios de acuerdo con los detalles de los planos.

Para ductos horizontales cuyo lado mayor sea superior a las 31", se utilizarán soportes en puente de acuerdo con los detalles de los planos. Los ductos verticales serán soportados en perfiles de ángulo de hierro galvanizado, colocados sobre la estructura del edificio en cada uno de los pisos y sujetos de manera apropiada.

Ductos Ventilación Mecánica

Los ductos de ventilación mecánica no necesitan aislamiento.

Las uniones transversales de los ductos de extracción de olores de las cocinas deberán ser soldadas.

CAPITULO V

5 ANALISIS ECONOMICO DE LOS EQUIPOS DEL SISTEMA DE CLIMATIZACION

A continuación se presenta los costos de un sistema de climatización por agua helada vs. un sistema de climatización por expansión directa.

En el anexo C se encontrará un presupuesto referencial de un sistema de agua helada, a continuación se muestra un resumen:

Tabla XL RESUMEN DE COSTOS DE SISTEMA AGUA HELADA	
SISTEMA DE CLIMATIZACION / AGUA HELADA	
EQUIPOS	\$769,939.11
SUMINISTRO DE AIRE	\$161,888.22
TUBERIA DE AGUA	\$170,706.44
GRAN TOTAL	\$1,102,533.76

Ahora se considerará un asumido sistema convencional de expansión directa, para el mismo se consideran equipos comerciales similares en capacidades son manejadoras de aire con la variante de serpentín DX en lugar del de agua, el planteamiento de este sistema incorpora al diseño nuevos problemas de espacio exterior mucho mas cerca del sitio de donde están las manejadoras, incorporando al área de exposición mayor ruido. En el anexo D se encontrará un presupuesto referencial de un sistema de expansión directa (DX), que a continuación se muestra en un resumen

Tabla XLI RESUMEN DE COSTOS SISTEMA DX	
SISTEMA DE CLIMATIZACION / DX	
EQUIPOS DX	\$259,987.51
SUMINISTRO DE AIRE	\$161,888.22
TUBERIA DE COBRE	\$120,903.35
GRAN TOTAL	\$542,779.08

A partir de los resultados anteriores se presenta un análisis simple de tiempo de retorno de la inversión. Dado que el área exterior estimada para ubicar equipos en el caso del sistema de agua helada es de 300 mts², se ha estimado una inversión adicional de \$30,000.00, en contraste del área estimada para el caso de unidades de expansión directa cuyo costo fácilmente subiría a mas del doble y se ha estimado en \$68,000.00, si

sumamos estos costos a cada uno de los presupuestos tenemos un estimado diferencial de inversión de **\$ 521,754.68**.

A continuación se presenta una tabla donde establecen costos operativos de cada sistema, como base de dicho calculo se ha asumido un coeficiente de eficiencia (E.E.R) de 17 para el Chiller y un coeficiente de eficiencia (E.E.R.) de 10 para el caso de unidades de expansión directa. Asi también se ha asumido un costo de la energía eléctrica de \$0.127/kw. y un costo de \$.005 / mts². El tiempo de operación para él calculo se lo asumió de 10 horas a cargas parciales de 375 TR, lo que nos da como resultado:

Tabla XLII Resumen de costos operativos	
SISTEMA DE AGUA HELADA	
COSTO ENERGIA ELECTRICA	\$121,023.53
COSTO DE AGUA POTABLE	\$3,600.00
COSTO DE MANTENIMIENTO	\$9,600.00
TOTAL COSTO ANUAL	\$134,223.53
SISTEMA DX	
COSTO ENERGIA ELECTRICA	\$205,740.00
COSTO DE MANTENIMIENTO	\$13,800.00
TOTAL COSTO ANUAL	\$219,540.00
AHORRO ANUAL (SISTEMA AGUA HELADA)	\$85,316.47

Ahora ya se puede estimar que la diferencia de la inversión al implementar un sistema centralizado de agua helada, se recupera en 6.12 años.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1.- El sistema de enfriamiento a usar es el llamado por agua helada, usando compresores tipo tornillo y torre de enfriamiento de circuito cerrado. El hecho de tener una tasa de retorno de la diferencia de la inversión de 6.12 años, nos indica claramente que seleccionar un sistema centralizado de agua helada se justifica, para este tipo de aplicaciones donde las potencias de enfriamiento están en el rango de las 500 TR.

2.- Haber seleccionado a los equipos paralelos del sistema (chiller / torre / bomba), a la mitad de la potencia estimada, proporciona un eficiente control de cargas parciales.

3.- Para una optimización energética es necesario contar con un sistema de control tipo inteligente, el mismo que no es parte de este trabajo.

4.- Se han especificado accesorios con una presión mínima de trabajo de 150 psi, esto asegurara una vida útil del mismo de al menos 15 años.

5.- Se ha especificado aislantes en base a espuma elastomérica o lana de vidrio según sea el caso, no se aceptan asbestos ni espuma de poliuretano-

6.-Debe asegurarse el suministro de agua de reposición para la torre de enfriamiento, como también mantenimiento y control de la calidad del agua.

7.- El sistema de bombeo tanto de agua helada como de agua de condensado cuenta con una bomba extra para suplir en caso de algún daño mayor en alguna de estas bombas, se debe programar su uso de forma alternada para así tener un similar desgaste en el sistema.

ANEXOS

ANEXO A

TABLA V.- Diferencia de temperatura equivalente °F																	
UBICACIÓN	PESO DE LA PARED LB/FT2	HORAS															
		7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
E	20	2	11	22	32	38	6	7	7	7	7	6	4	13	7	6	5
	60	2	9	17	25	30	4	5	5	6	5	5	3	11	6	5	4
	100	1	6	12	18	21	3	4	4	4	4	3	2	7	4	3	3
	140	0	4	7	11	13	2	2	2	2	2	2	1	4	2	2	2
S	20	2	11	22	32	38	39	7	7	7	7	6	4	13	7	6	5
	60	2	9	17	25	30	31	5	5	6	5	5	3	11	6	5	4
	100	1	6	12	18	21	22	4	4	4	4	3	2	7	4	3	3
	140	0	4	7	11	13	13	2	2	2	2	2	1	4	2	2	2
O	20	0	2	2	3	5	6	40	39	31	22	11	4	3	3	2	2
	60	0	1	2	3	4	4	32	31	25	17	9	3	2	2	2	1
	100	0	1	1	2	2	3	23	22	18	12	6	2	2	1	1	1
	140	0	0	1	1	1	2	14	13	11	7	4	1	1	1	0	0
N	20	0	2	2	3	5	6	7	7	7	7	6	4	13	7	1	5
	60	0	1	2	3	4	4	5	5	6	5	5	3	11	6	5	4
	100	0	1	1	2	2	3	4	4	4	4	3	2	7	4	3	3
	140	0	0	1	1	1	2	2	2	2	2	2	1	4	2	2	2
CUBIERTA	20	0	10	21	32	39	40	41	40	32	21	10	2	1	0	0	0
	60	0	7	16	25	30	31	32	30	25	16	7	1	1	0	0	0
	100	0	6	13	20	24	25	26	25	20	13	6	1	0	0	0	0

Tomado del HVAC del Ing: Eduardo Donoso, Tabla A-7

ANEXO B

RESULTADOS DE CALCULO DE CARGA SEGÚN GANACIA DE CALOR POR AREAS DE EDIFICIO

TABLA IX. - Ganancia de calor a través del vidrio en el edificio						
EQUIPO	ZONA CLIMATIZADA	AREA (FT2)	ORIENTACION	AREA (FT2)	ORIENTACION	GANANCIA MBTU/HR
UP1	EXPO- PERMANENTE					
UP2	FONDO ARQUEOLOGIA					
UP3	FONDO DE ARTE					
UP4	EXPO- ARQUEOLOGICA					
UP5	TRANSITO					
UP6	EXPO-ARTE					
UP7	EXPO-TEMP ART1	800	H			100111
UP8	EXPO-TEMP ART2	800	H			100111
UP9	TALLER 1-2	100	N			3221
UP10	PLANIFICACION					
UP11	AUDITORIO	80	E			2577
UP12	HALL	750	E	850	S	51541
UP13	RESTAURACION ARQ	40	O			4704
UP14	RESTAURACION	40	O			4559
UP15	LABORATORIOS	40	O			4559
UP16	OFICINA ADMINISTRATIVA	40	N	40	O	5702
UP17	OFICINA ADMINISTRATIVA	40	N	40	O	5702
UP18	SALA DE MULTIMEDIA	40	N	40	O	5702
UP19	SALA DE MULTIMEDIA	40	N	40	O	5702
UP20	OFICINA ADMINISTRATIVA	40	N	40	O	5702
UP21	OFICINA ADMINISTRATIVA	40	N	40	O	5702
	TOTAL					305595

TABLAXI.- Ganancia de calor por aire de ventilación en el edificio

EQUIPO	ZONA CLIMATIZADA	AREA (FT2)	CFM EXT	SENSIBLE MBTU/HR	LATENTE MBTU/HR	TOTAL MBTU/HR
UP1	EXPO- PERMANENTE	11780.4	3681	91761	241552	333313
UP2	FONDO ARQUEOLOGIA	5379.2	2421	60336	158828	219165
UP3	FONDO DE ARTE	4195.8	1888	47062	123886	170948
UP4	EXPO- ARQUEOLOGICA	6239.9	2808	69990	184241	254231
UP5	TRANSITO	849.9	551	13728	36137	49864
UP6	EXPO-ARTE	6347.5	3142	78316	206159	284476
UP7	EXPO-TEMP ART1	2582.0	484	12067	31766	43833
UP8	EXPO-TEMP ART2	3012.4	565	14078	37060	51138
UP9	TALLER 1-2	3173.7	1269	31643	83297	114940
UP10	PLANIFICACION	828.4	249	6195	16306	22501
UP11	AUDITORIO	2625.0	2363	58888	155017	213905
UP12	HALL	10220.5	3577	89164	234713	323877
UP13	RESTAURACION ARQ	645.5	258	6436	16942	23378
UP14	RESTAURACION	473.4	189	4720	12424	17144
UP15	LABORATORIOS	731.6	439	10941	28801	39742
UP16	OFICINA ADMINISTRATIVA	2044.1	613	15285	40237	55522
UP17	OFICINA ADMINISTRATIVA	2044.1	613	15285	40237	55522
UP18	SALA DE MULTIMEDIA	2044.1	613	15285	40237	55522
UP19	SALA DE MULTIMEDIA	2044.1	613	15285	40237	55522
UP20	OFICINA ADMINISTRATIVA	2044.1	613	15285	40237	55522
UP21	OFICINA ADMINISTRATIVA	2044.1	613	15285	40237	55522
	TOTAL			687037	1808547	2495584

TABLA XII.- Ganancia de calor por aire de infiltración en el edificio

EQUIPO	ZONA CLIMATIZADA	AREA (FT2)	CFM	SENSIBLE MBTU/HR	LATENTE MBTU/HR	TOTAL MBTU/HR
UP1	EXPO- PERMANENTE	11780.4	1236	30820	81130	111950
UP2	FONDO ARQUEOLOGIA	5379.2	565	14073	37046	51119
UP3	FONDO DE ARTE	4195.8	440	10977	28896	39873
UP4	EXPO- ARQUEOLOGICA	6239.9	786	19590	51568	71158
UP5	TRANSITO	849.9	107	2668	7024	9692
UP6	EXPO-ARTE	6347.5	799	19928	52457	72384
UP7	EXPO-TEMP ART1	2582.0	136	3378	8891	12269
UP8	EXPO-TEMP ART2	3012.4	158	3940	10373	14313
UP9	TALLER 1-2	3173.7	333	8303	21857	30160
UP10	PLANIFICACION	828.4	87	2167	5705	7872
UP11	AUDITORIO	2625.0	276	6868	18078	24946
UP12	HALL	10220.5	1073	26739	70387	97126
UP13	RESTAURACION ARQ	645.5	68	1689	4446	6134
UP14	RESTAURACION	473.4	50	1238	3260	4498
UP15	LABORATORIOS	731.6	77	1914	5038	6952
UP16	OFICINA ADMINISTRATIVA	2044.1	215	5348	14077	19425
UP17	OFICINA ADMINISTRATIVA	2044.1	215	5348	14077	19425
UP18	SALA DE MULTIMEDIA	2044.1	215	5348	14077	19425
UP19	SALA DE MULTIMEDIA	2044.1	215	5348	14077	19425
UP20	OFICINA ADMINISTRATIVA	2044.1	215	5348	14077	19425
UP21	OFICINA ADMINISTRATIVA	2044.1	215	5348	14077	19425
	TOTAL			186379	490620	676999

TABLAXIII.- Ganancia de calor debido a ocupantes del edificio

EQUIPO	ZONA CLIMATIZADA	#PERSONAS	CALOR SENSIBLE	CALOR LATENTE	SENSIBLE MBTU/HR	LATENTE MBTU/HR	TOTAL MBTU/HR
UP1	EXPO- PERMANENTE	295	220	280	71992	91626	163617
UP2	FONDO ARQUEOLOGIA	161	220	280	39447	50206	89653
UP3	FONDO DE ARTE	126	220	280	30769	39161	69930
UP4	EXPO- ARQUEOLOGICA	156	220	280	38133	48532	86665
UP5	TRANSITO	31	220	280	7479	9519	16998
UP6	EXPO-ARTE	175	220	280	42669	54306	96975
UP7	EXPO-TEMP ART1	65	220	280	15779	20082	35861
UP8	EXPO-TEMP ART2	75	220	280	18409	23429	41838
UP9	TALLER 1-2	63	220	280	15516	19748	35264
UP10	PLANIFICACION	25	220	280	6075	7732	13807
UP11	AUDITORIO	394	215	135	94064	59064	153128
UP12	HALL	358	220	280	87442	111290	198732
UP13	RESTAURACION ARQ	13	240	510	3443	7316	10758
UP14	RESTAURACION	9	240	510	2525	5365	7889
UP15	LABORATORIOS	22	240	510	5853	12437	18289
UP16	OFICINA ADMINISTRATIVA	61	215	185	14649	12605	27255
UP17	OFICINA ADMINISTRATIVA	61	215	185	14649	12605	27255
UP18	SALA DE MULTIMEDIA	61	215	185	14649	12605	27255
UP19	SALA DE MULTIMEDIA	61	215	185	14649	12605	27255
UP20	OFICINA ADMINISTRATIVA	61	215	185	14649	12605	27255
UP21	OFICINA ADMINISTRATIVA	61	215	185	14649	12605	27255
	TOTAL				567490	635443	1202933

TABLA XV.- Ganancia de calor debido a luces y equipos

EQUIPO	ZONA CLIMATIZADA	AREA (M2)	AREA (FT2)	LUCES Watts/FT2	SENSIBLE MBTU/HR
UP1	EXPO- PERMANENTE	1095	11780.4	3.0	150642
UP2	FONDO ARQUEOLOGIA	500	5379.2	5.0	114644
UP3	FONDO DE ARTE	390	4195.8	5.0	89422
UP4	EXPO- ARQUEOLOGICA	580	6239.9	3.0	79792
UP5	TRANSITO	79	849.9	5.0	18114
UP6	EXPO-ARTE	590	6347.5	3.0	81168
UP7	EXPO-TEMP ART1	240	2582.0	2.0	22012
UP8	EXPO-TEMP ART2	280	3012.4	2.0	25680
UP9	TALLER 1-2	295	3173.7	4.0	54112
UP10	PLANIFICACION	77	828.4	3.0	10593
UP11	AUDITORIO	244	2625.0	2.0	22379
UP12	HALL	950	10220.5	2.5	108912
UP13	RESTAURACION ARQ	60	645.5	3.5	9630
UP14	RESTAURACION	44	473.4	3.5	7062
UP15	LABORATORIOS	68	731.6	3.5	10914
UP16	OFICINA ADMINISTRATIVA	190	2044.1	3.5	30495
UP17	OFICINA ADMINISTRATIVA	190	2044.1	3.5	30495
UP18	SALA DE MULTIMEDIA	190	2044.1	4.0	34852
UP19	SALA DE MULTIMEDIA	190	2044.1	4.0	34852
UP20	OFICINA ADMINISTRATIVA	190	2044.1	3.5	30495
UP21	OFICINA ADMINISTRATIVA	190	2044.1	3.5	30495
	TOTAL				996763

ANEXO C

PRESUPUESTO REFERENCIAL SISTEMA DE AGUA HELADA

SISTEMA DE CLIMATIZACION				
SISTEMA DE AGUA HELADA				
EQUIPOS DE CLIMATIZACION				
DESCRIPCION	UNIDAD	CANT.	V. UNIT.US\$	TOTAL US\$
UNIDADES ENFRIADORAS DE AGUA (CHILER)				
CH-1.-SCREW, LIQUID CHILLER 250TR, 460V,3 Fases, 60Hz	UNID	2	\$159,520.03	\$319,040.06
BOMBAS				
B/Circulacion de agua, 15HP, 460V. 3Fases, 60Hz, 4"x5"x11", 750GPM, SP:55FT	UNID	4	\$2,949.48	\$11,797.92
B, Frecuencia Variable, 40HP, 300 GPM, 160 FT, 460V. 3Fases, 60Hz	UNID	3	\$5,214.48	\$15,643.43
TORRE DE ENFRIAMIENTO				
UNID.C.EVA.-750GPM, Tentrada 95°F/T salida 85°F, Temperatura de bulbo humedo 80°F, de 312,7TR, 460V. 3Fases, 60Hz	UNID	2	\$23,434.56	\$46,869.12
TANQUE DE EXPANSION				
	UNID	3		
SEPARADORES DE AIRE				
Diámetro 8"	UNID	2	\$3,176.10	\$6,352.20
Diámetro 6"	UNID	1	\$2,165.78	\$2,165.78
TANQUE DE REPOSICION				
	UNID	3		
MANEJADORAS DE AIRE				
UMA1.- 23000 CFM, 25HP,460V, 3 Fases, 60HZ, 765.4 MBH, 4" , 149.9 GPM	UNID	1	\$35,946.03	\$35,946.03
UMA2.- 12000 CFM, 15HP,460V, 3 Fases, 60HZ, 386.7 MBH, 3" , 86.6 GPM	UNID	1	\$20,107.71	\$20,107.71
UMA3.- 10000 CFM, 10HP,460V, 3 Fases, 60HZ, 331.4 MBH, 2 1/2" , 64.6 GPM	UNID	1	\$18,136.68	\$18,136.68
UMA4.- 15000 CFM, 20HP,460V, 3 Fases, 60HZ, 501.4 MBH, 2 1/2" , 97.3 GPM	UNID	1	\$13,171.29	\$13,171.29
UMA5.- 3000 CFM, 3HP,460V, 3 Fases, 60HZ, 95,2 MBH, 1 1/4" , 18.6 GPM	UNID	1	\$11,823.76	\$11,823.76
UMA6.- 15000 CFM, 20HP,460V, 3 Fases, 60HZ, 501.4 MBH, 2 1/2" , 97.3 GPM	UNID	1	\$23,301.99	\$23,301.99
UMA7.- 6000 CFM, 5HP,460V, 3 Fases, 60HZ, 202.7 MBH, 2" , 39.4 GPM	UNID	1	\$13,737.01	\$13,737.01
UMA8.- 6000 CFM, 5HP,460V, 3 Fases, 60HZ, 202.7 MBH, 2" , 39.4 GPM	UNID	1	\$14,207.13	\$14,207.13
UMA9.- 6000 CFM, 5HP,460V, 3 Fases, 60HZ, 202.7 MBH, 2" , 39.4 GPM	UNID	1	\$14,207.13	\$14,207.13
UMA13.- 2500 CFM, 3HP,460V, 3 Fases, 60HZ, 81.6 MBH, 1 1/4" , 15.9 GPM	UNID	1	\$7,561.00	\$7,561.00
UMA11.- 12000 CFM, 15HP,460V, 3 Fases, 60HZ, 386.7 MBH, 3" , 86.6 GPM	UNID	1	\$21,305.63	\$21,305.63
UMA12.-23000 CFM, 25HP,460V, 3 Fases, 60HZ, 765.4 MBH, 4" , 149.9 GPM	UNID	1	\$37,942.09	\$37,942.09

UMA13.- 2500 CFM, 3HP,460V, 3 Fases, 60HZ, 81.6 MBH, 1 1/4", 15.9 GPM	UNID	1	\$7,561.00	\$7,561.00
UMA14- 2500 CFM, 3HP,460V, 3 Fases, 60HZ, 81.6 MBH, 1 1/4", 15.9 GPM	UNID	1	\$7,561.00	\$7,561.00
UMA15.- 2500 CFM, 3HP,460V, 3 Fases, 60HZ, 81.6 MBH, 1 1/4", 15.9 GPM	UNID	1	\$7,561.00	\$7,561.00
UMA16.- 4000 CFM, 3HP,460V, 3 Fases, 60HZ, 130.7 MBH, 2", 32 GPM	UNID	1	\$12,976.48	\$12,976.48
UMA17.- 4000 CFM, 3HP,460V, 3 Fases, 60HZ, 130.7 MBH, 2", 32 GPM	UNID	1	\$12,976.48	\$12,976.48
UMA18.- 4000 CFM, 3HP,460V, 3 Fases, 60HZ, 130.7 MBH, 2", 32 GPM	UNID	1	\$12,976.48	\$12,976.48
UMA19.- 4000 CFM, 3HP,460V, 3 Fases, 60HZ, 130.7 MBH, 2", 32 GPM	UNID	1	\$12,976.48	\$12,976.48
UMA 20- 4000 CFM, 3HP,460V, 3 Fases, 60HZ, 130.7 MBH, 2", 32 GPM	UNID	1	\$12,976.48	\$12,976.48
UMA 21.- 4000 CFM, 3HP,460V, 3 Fases, 60HZ, 130.7 MBH, 2", 32 GPM	UNID	1	\$12,976.48	\$12,976.48
VENTILADORES DE SUMINISTRO				
VS1.- 3168 CFM, 0.2 SP, 1726 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$2,937.17	\$2,937.17
VS2.- 826 CFM, 0.2 SP, 1140 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$1,869.16	\$1,869.16
VS3.- 1405 CFM, 0.2 SP, 1140 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$2,446.12	\$2,446.12
VS4.- 1132 CFM, 0.2 SP, 1140 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$1,981.84	\$1,981.84
VS5.- 1405 CFM, 0.2 SP, 1140 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$2,446.12	\$2,446.12
VS6.- 1132 CFM, 0.2 SP, 1140 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$1,981.84	\$1,981.84
VS7.- 1405 CFM, 0.2 SP, 1140 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$2,446.12	\$2,446.12
VS8.- 3115 CFM, 0.2 SP, 1140 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$3,114.61	\$3,114.61
VS9.- 3115 CFM, 0.2 SP, 1140 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$3,114.61	\$3,114.61
VS10.- 449 CFM, 0.2 SP, 1300 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$1,255.80	\$1,255.80
VS10.- 449 CFM, 0.2 SP, 1300 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$1,255.80	\$1,255.80
VS10.- 449 CFM, 0.2 SP, 1300 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$1,255.80	\$1,255.80
EXTRACTORES				
EXT-1, 800 CFM, 1140 RPM,1/6HP, 110V, 1 Fase, 60Hz.	UNID	3	\$1,360.93	\$4,082.80
EXT-2, 300 CFM, 1300 RPM,1/25 HP, 110V, 1 Fase, 60Hz.	UNID	1	\$1,153.11	\$1,153.11
EXT-3, 800 CFM, 1550 RPM, 1/6 HP, 110V, 1 Fase, 60Hz.	UNID	1	\$1,029.19	\$1,029.19
EXT-4, 800 CFM, 1140 RPM, 1/6 HP, 110V, 1 Fase, 60Hz.	UNID	2	\$1,855.60	\$3,711.21
SUMAN				\$769,939.11

SUMINISTRO DE AIRE				
DESCRIPCION	UNIDAD	CANT.	V. UNIT.US\$	TOTAL US\$
DUCTOS DE TOL GALVANIZADO				
Conductos lámina calibre 0.5mm de acero galvanizado aislados con "duc Wrap"	KG.	9,372	\$3.40	\$31,864.80
Conductos lámina calibre 0.6mm de acero galvanizado aislados con "duc Wrap"	KG.	4,130	\$3.40	\$14,042.00
Conductos lámina calibre 0.7mm de acero galvanizado aislados con "duc Wrap"	KG.	5,693	\$3.40	\$19,354.50
Conductos lámina calibre 0.8mm de acero galvanizado aislados con "duc Wrap"	KG.	2,109	\$3.40	\$7,170.60
Conductos lámina calibre 0.9mm de acero galvanizado aislados con "duc Wrap"	KG.	15,813	\$3.40	\$53,764.20
Conductos lámina calibre 0.5mm de acero galvanizado sin aislar	KG.	636	\$2.60	\$1,653.60
DUCTOS FLEXIBLES				
Ducto Flexible de 8"	ML	616	\$6.24	\$3,845.07
Ducto Flexible de 10"	ML	44	\$7.29	\$320.76
DAMPERS MOTORIZADOS				
30" X 16" Volt. 110	UNID	1	\$344.45	\$344.45
20" X 12" Volt. 110	UNID	1	\$304.45	\$304.45
26" X 6" Volt. 110	UNID	1	\$315.45	\$315.45
18" X 12" Volt. 110	UNID	1	\$297.45	\$297.45
10" X 12" Volt. 110	UNID	1	\$294.45	\$294.45
21" X 20" Volt. 110	UNID	2	\$370.45	\$740.89
44" X 18" Volt. 110	UNID	2	\$374.45	\$748.89
50" X 14" Volt. 110	UNID	2	\$478.45	\$956.89
24" X 18" Volt. 110	UNID	2	\$334.45	\$668.89
18" X 16" Volt. 110	UNID	1	\$312.45	\$312.45
26" X 20" Volt. 110	UNID	5	\$381.45	\$1,907.24
DIFUSORES DE SUMINISTRO				
8" X 8" /4Vías, color blanco aluminio	UNID	2	\$16.18	\$32.36
10" X 10" /4Vías, color blanco aluminio	UNID	4	\$20.39	\$81.58
12" X 12" /4Vías, color blanco aluminio	UNID	37	\$25.38	\$938.99
14" X 14" /4Vías, color blanco aluminio	UNID	9	\$31.10	\$279.94
16" X 16" /4Vías, color blanco aluminio	UNID	47	\$37.53	\$1,763.91
18" X 18" /4Vías, color blanco aluminio	UNID	18	\$44.68	\$804.31
REJILLAS DE SUMINISTRO				
48" X 6" / color blanco /aluminio	UNID	12	\$48.87	\$586.46
50" X 4" / color blanco /aluminio	UNID	82	\$50.90	\$4,173.80
70" X 4" / color blanco /aluminio	UNID	60	\$66.30	\$3,977.76
34" X 4" / color blanco /aluminio	UNID	50	\$29.01	\$1,450.60
60" X 4" / color blanco /aluminio	UNID	70	\$53.07	\$3,714.83
48" X 6" / color blanco /aluminio	UNID	10	\$48.87	\$488.72
144" X 10" / color blanco /aluminio	UNID	2	\$267.69	\$535.38

Diámetro 1 1/4", 18.6 GPM	UNID	1	\$236.41	\$236.41
Diámetro 1 ", 15.9 GPM	UNID	5	\$236.41	\$1,182.04
Diámetro 1/2 ", 15.9 GPM	UNID	2	\$236.41	\$472.81
MANOMETROS	UNID	99	\$41.29	\$4,088.11
TERMOMETROS	UNID	57	\$115.49	\$6,582.65
JUNTAS FLEXIBLES				
Diámetro 8" pulg.	UNID	24	\$275.28	\$6,606.76
Diámetro 6" pulg.	UNID	6	\$221.64	\$1,329.86
TUBERIA NEGRA SIN COSTURA SCH 40 (Soldable)				
Diámetro 8"	MTS	97	\$103.66	\$10,054.73
Diámetro 6"	MTS	96	\$71.15	\$6,830.21
Diámetro 4"	MTS	44	\$40.57	\$1,784.99
Diámetro 3"	MTS	19	\$30.28	\$575.38
Diámetro 2 1/2"	MTS	104	\$25.28	\$2,628.91
TUBERIA NEGRA SIN COSTURA SCH 40 (Rosado)				
Diámetro 2"	MTS	50	\$17.88	\$893.75
Diámetro 1 1/2"	MTS	18	\$14.91	\$268.29
Diámetro 1 1/4"	MTS	50	\$11.70	\$585.20
Diámetro 1 "	MTS	94	\$10.19	\$957.48
Diámetro 3/4"	MTS	46	\$9.31	\$428.08
SOPORTES DE TUBERIA (APROX.)	UNID	200	\$6.46	\$1,292.60
AISLAMIENTO TERMICO				
Diámetro 8"	MTS	112	\$38.89	\$4,337.73
Diámetro 6"	MTS	110	\$33.11	\$3,655.45
Diámetro 4"	MTS	51	\$24.70	\$1,249.97
Diámetro 3"	MTS	22	\$17.51	\$382.66
Diámetro 2 1/2"	MTS	120	\$13.79	\$1,649.76
Diámetro 2"	MTS	58	\$13.91	\$799.60
Diámetro 1 1/2"	MTS	21	\$11.45	\$236.97
Diámetro 1 1/4"	MTS	35	\$10.68	\$368.32
Diámetro 1 "	MTS	108	\$9.77	\$1,055.81
Diámetro 3/4"	MTS	53	\$8.86	\$468.54
CODOS DE 90° NEGROS SOLDABLES				
Diámetro 8"	UNID.	38	\$65.02	\$2,470.76
Diámetro 6"	UNID.	28	\$41.18	\$1,153.10
Diámetro 4"	UNID.	4	\$20.54	\$82.17
Diámetro 3"	UNID.	4	\$12.82	\$51.28
Diámetro 2 1/2"	UNID.	26	\$8.82	\$229.27
Diámetro 2"	UNID.	6	\$5.83	\$34.97
Diámetro 1 1/2"	UNID.	12	\$4.25	\$51.02
Diámetro 1 1/4"	UNID.	4	\$3.10	\$12.38
Diámetro 1 "	UNID.	12	\$2.59	\$31.09
Diámetro 3/4"	UNID.	4	\$2.03	\$8.12

CODOS 45° NEGROS SOLDABLES				
Diámetro 8"	UNID.	4	\$71.26	\$285.05
Diámetro 4"	UNID.	4	\$45.30	\$181.20
			\$0.00	\$0.00
TEES NEGRAS SOLDABLES				
			\$0.00	\$0.00
Diámetro 8"	UNID.	30	\$145.49	\$4,364.70
Diámetro 6"	UNID.	18	\$115.25	\$2,074.45
Diámetro 4"	UNID.	6	\$47.67	\$286.04
Diámetro 3"	UNID.	4	\$45.17	\$180.66
Diámetro 2 1/2"	UNID.	8	\$41.31	\$330.44
Diámetro 2"	UNID.	8	\$14.48	\$115.81
Diámetro 1 1/2"	UNID.	2	\$12.66	\$25.32
Diámetro 1 "	UNID.	10	\$9.18	\$91.79
BRIDAS NEGRAS				
Diámetro 8"	UNID.	18	\$46.47	\$836.41
UNIONES NEGRAS				
Diámetro 8" Vitaulic	UNID.	12	\$39.27	\$471.24
Diámetro 6" Vitaulic	UNID.	28	\$34.64	\$969.92
Diámetro 3" Vitaulic	UNID.	10	\$16.86	\$168.63
Diámetro 1 1/4" Vitaulic	UNID.	12	\$7.79	\$93.53
REDUCCIONES NEGRAS SOLDABLES				
Diámetro 8"x 6"	UNID.	10	\$44.86	\$448.56
Diámetro 8"x 1"	UNID.	2	\$40.64	\$81.28
Diámetro 6"x 5"	UNID.	9	\$26.12	\$235.04
Diámetro 6"x 4"	UNID.	15	\$34.20	\$512.99
Diámetro 6" x 3"	UNID.	2	\$26.87	\$53.75
Diámetro 6" x 2 1/2"	UNID.	6	\$39.77	\$238.59
Diámetro 6" x 1"	UNID.	4	\$35.54	\$142.16
Diámetro 4" x 3"	UNID.	6	\$14.71	\$88.25
Diámetro 4" x 2 1/2"	UNID.	4	\$17.45	\$69.79
Diámetro 2" x 1 1/2"	UNID.	2	\$9.20	\$18.39
Diámetro 2" x 1 1/4"	UNID.	2	\$8.09	\$16.17
Diámetro 2 1/2" x 3/4"	UNID.	2	\$7.68	\$15.36
Diámetro 1 1/4" x 1"	UNID.	2	\$6.41	\$12.83
Diámetro 1 " x 3/4"	UNID.	18	\$4.60	\$82.76
SUMAN				\$170,706.44

ANEXO D

PRESUPUESTO REFERENCIAL SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA

SISTEMA DE CLIMATIZACION				
SISTEMA DE EXPANSIÓN DIRECTA				
EQUIPOS DE CLIMATIZACION				
DESCRIPCION	UNIDAD	CANT.	V. UNIT.US\$	TOTAL US\$
UNIDADES ACONDICIONADORAS DE EXPANSION DIRECTA				
U1.- 12000 CFM, 360 MBH	UNID	2	\$14,256.20	\$28,512.40
U2.- 12000 CFM, 360 MBH	UNID	1	\$14,256.20	\$14,256.20
U3.- 10000 CFM, 300 MBH	UNID	1	\$12,500.00	\$12,500.00
U4.- 14000 CFM, 480 MBH	UNID	1	\$16,250.50	\$16,250.50
U5.- 3000 CFM, 90 MBH	UNID	1	\$3,900.00	\$3,900.00
U6.- 15000 CFM, 480 MBH	UNID	1	\$16,250.50	\$16,250.50
U7.- 6000 CFM, 180 MBH	UNID	1	\$8,386.56	\$8,386.56
U8.- 6000 CFM,180 MBH	UNID	1	\$8,386.56	\$8,386.56
U9.- 6000 CFM,180 MBH	UNID	1	\$8,386.56	\$8,386.56
U10.- 2500 CFM,90 MBH	UNID	1	\$4,832.32	\$4,832.32
U11.- 12000 CFM, 360 MBH	UNID	1	\$14,256.20	\$14,256.20
U12.- 12000 CFM, 360 MBH	UNID	2	\$14,256.20	\$28,512.40
U13.- 2500 CFM,90 MBH	UNID	1	\$4,600.00	\$4,600.00
U14.- 2500 CFM,90 MBH	UNID	1	\$4,832.32	\$4,832.32
U15.- 2500 CFM,90 MBH	UNID	1	\$4,832.32	\$4,832.32
U16.- 4000 CFM, 120 MBH	UNID	1	\$7,535.23	\$7,535.23
U17.- 4000 CFM, 120 MBH	UNID	1	\$7,535.23	\$7,535.23
U18.- 4000 CFM, 120 MBH	UNID	1	\$7,535.23	\$7,535.23
U19.- 4000 CFM, 120 MBH	UNID	1	\$7,535.23	\$7,535.23
U20.- 4000 CFM, 120 MBH	UNID	1	\$7,535.23	\$7,535.23
U21.- 4000 CFM, 120 MBH	UNID	1	\$7,535.23	\$7,535.23
VENTILADORES DE SUMINISTRO				
VS1.- 3168 CFM, 0.2 SP, 1726 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$2,937.17	\$2,937.17
VS2.- 826 CFM, 0.2 SP, 1140 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$1,869.16	\$1,869.16
VS3.- 1405 CFM, 0.2 SP, 1140 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$2,446.12	\$2,446.12
VS4.- 1132 CFM, 0.2 SP, 1140 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$1,981.84	\$1,981.84
VS5.- 1405 CFM, 0.2 SP, 1140 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$2,446.12	\$2,446.12
VS6.- 1132 CFM, 0.2 SP, 1140 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$1,981.84	\$1,981.84
VS7.- 1405 CFM, 0.2 SP, 1140 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$2,446.12	\$2,446.12
VS8.- 3115 CFM, 0.2 SP, 1140 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$3,114.61	\$3,114.61
VS9.- 3115 CFM, 0.2 SP, 1140 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$3,114.61	\$3,114.61
VS10.- 449 CFM, 0.2 SP, 1300 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$1,255.80	\$1,255.80
VS10.- 449 CFM, 0.2 SP, 1300 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$1,255.80	\$1,255.80
VS10.- 449 CFM, 0.2 SP, 1300 RPM, 460V, 3 Fases,60 Hz	UNID	1	\$1,255.80	\$1,255.80

REJILLAS DE SUMINISTRO				
48" X 6"/ color blanco /aluminio	UNID	12	\$48.87	\$586.46
50" X 4"/ color blanco /aluminio	UNID	82	\$50.90	\$4,173.80
70" X 4"/ color blanco /aluminio	UNID	60	\$66.30	\$3,977.76
34" X 4"/ color blanco /aluminio	UNID	50	\$29.01	\$1,450.60
60" X 4"/ color blanco /aluminio	UNID	70	\$53.07	\$3,714.83
48" X 6"/ color blanco /aluminio	UNID	10	\$48.87	\$488.72
144" X 10"/ color blanco /aluminio	UNID	2	\$267.69	\$535.38
REJILLAS DE RETORNO				
60" X 18"/ color blanco /aluminio	UNID	2	\$143.07	\$286.14
40" X 20"/ color blanco /aluminio	UNID	10	\$107.76	\$1,077.56
28" X 28"/ color blanco /aluminio	UNID	2	\$106.24	\$212.49
60" X 20"/ color blanco /aluminio	UNID	8	\$156.80	\$1,254.40
42" X 24"/ color blanco /aluminio	UNID	3	\$121.24	\$363.73
30" X 30"/ color blanco /aluminio	UNID	8	\$119.78	\$958.24
			\$0.00	\$0.00
SUMAN				\$161,888.22
SISTEMA DE TUBERIA DE COBRE				
DESCRIPCION	UNIDAD	CANT.	V. UNIT.US\$	TOTAL US\$
VALVULAS TERMOSTATICAS				
Diámetro 4"	UNID	6	\$857.20	\$5,143.20
Diámetro 3"	UNID	1	\$730.50	\$730.50
Diámetro 2 1/2"	UNID	8	\$495.32	\$3,962.56
Diámetro 2"	UNID	1	\$450.23	\$450.23
Diámetro 1 1/2"	UNID	4	\$326.20	\$1,304.80
Diámetro 1 1/4"	UNID	5	\$115.21	\$576.05
VISORES				
	UNID	25	\$75.23	\$1,880.75
JUNTAS FLEXIBLES				
Diámetro 4" pulg.	UNID	6	\$375.00	\$2,250.00
Diámetro 3" pulg.	UNID	1	\$365.20	\$365.20
Diámetro 2 1/2" pulg.	UNID	8	\$275.28	\$2,202.25
Diámetro 2" pulg.	UNID	1	\$221.64	\$221.64
Diámetro 1 1/2" pulg.	UNID	6	\$145.21	\$871.26
Diámetro 1 1/4" pulg.	UNID	1	\$105.23	\$105.23
TUBERIA DE COBRE TIPO L RIGIDO				
Diámetro 4"	MTS	144	\$120.56	\$17,360.64
Diámetro 3"	MTS	96	\$105.23	\$10,102.08
Diámetro 2 1/2"	MTS	104	\$98.25	\$10,218.00
Diámetro 2"	MTS	75	\$90.23	\$6,767.25
Diámetro 1 1/2"	MTS	18	\$18.23	\$328.14
Diámetro 1 1/4"	MTS	50	\$11.70	\$585.20
Diámetro 1 "	MTS	94	\$10.19	\$957.48
Diámetro 3/4"	MTS	46	\$9.31	\$428.08
SOPORTES DE TUBERIA (APROX.)				
	UNID	200	\$15.23	\$3,046.00
 AISLAMIENTO TERMICO				
Diámetro 4"	MTS	144	\$24.70	\$3,557.23
Diámetro 3"	MTS	96	\$17.51	\$1,681.25

Diámetro 2 1/2"	MTS	104	\$13.79	\$1,434.58
Diámetro 2"	MTS	75	\$13.91	\$1,042.95
Diámetro 1 1/2"	MTS	18	\$11.45	\$206.06
Diámetro 1 1/4"	MTS	50	\$10.68	\$533.80
Diámetro 1 "	MTS	94	\$9.77	\$918.10
Diámetro 3/4"	MTS	46	\$8.86	\$407.42
CODOS DE 90°				
Diámetro 4"	UNID.	16	\$64.20	\$1,027.20
Diámetro 3"	UNID.	14	\$58.50	\$819.00
Diámetro 2 1/2"	UNID.	46	\$45.23	\$2,080.58
Diámetro 2"	UNID.	64	\$35.20	\$2,252.80
Diámetro 1 1/2"	UNID.	12	\$13.20	\$158.40
Diámetro 1 1/4"	UNID.	28	\$11.55	\$323.40
Diámetro 1 "	UNID.	24	\$2.59	\$62.18
Diámetro 3/4"	UNID.	30	\$2.03	\$60.93
CODOS 45°				
Diámetro 4"	UNID.	8	\$71.26	\$570.10
Diámetro 3"	UNID.	8	\$45.30	\$362.40
TEES				
Diámetro 4"	UNID.	4	\$78.50	\$314.00
Diámetro 3"	UNID.	4	\$74.50	\$298.00
Diámetro 2 1/2"	UNID.	2	\$65.50	\$131.00
Diámetro 2"	UNID.	2	\$55.25	\$110.50
REDUCCIONES				
Diámetro 4" x 3"	UNID.	6	\$45.30	\$271.80
Diámetro 4" x 2 1/2"	UNID.	4	\$32.50	\$130.00
Diámetro 2" x 1 1/2"	UNID.	2	\$23.65	\$47.30
Diámetro 2" x 1 1/4"	UNID.	2	\$21.29	\$42.58
Diámetro 2 1/2" x 3/4"	UNID.	2	\$65.50	\$131.00
Diámetro 1 1/4" x 1"	UNID.	2	\$19.74	\$39.48
Diámetro 1 " x 3/4"	UNID.	18	\$4.60	\$82.76
SOLDADURA 15%				
	GLOBAL	1	\$8,200.00	\$8,200.00
REFRIGERANTE R-22				
	GLOBAL	1	\$13,500.00	\$13,500.00
FILTRO DESHIDRATADOR				
	GLOBAL	1	\$3,750.00	\$3,750.00
FILTRO DE SUCCION				
	GLOBAL	1	\$6,500.00	\$6,500.00
SUMAN				\$120,903.35

BIBLIOGRAFÍA

1. E.A. Avallone y T. Baumeister III, Marks Manual del Ingeniero Mecánico, 9ª edición, Volumen 2 (México, McGraw Hill 2001)
2. Carrier, Manual del aire acondicionado, (México 1989)
3. ASHRAE, Handbook HVAC Applications, (American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineering 1995)
4. ASHRAE, Handbook HVAC Systems and Equipment, (American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineering 1996)
5. ASHRAE, Handbook HVAC Fundamentals, (American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineering 1997)