

# **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

## **ESTUDIO TÉCNICO ECONÓMICO PARA LA SUSTITUCIÓN DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE AGUA HELADA DE UN EDIFICIO DE OFICINAS.**

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
por el Bachiller:  
Sucre M. Gustavo E.  
para optar al Título  
de Ingeniero Mecánico

Caracas, 2003

# **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

## **ESTUDIO TÉCNICO ECONÓMICO PARA LA SUSTITUCIÓN DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE AGUA HELADA DE UN EDIFICIO DE OFICINAS.**

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Rodolfo Grullón.

TUTOR INDUSTRIAL: Ing. Ricardo Gonzalez.

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
por el Bachiller:  
Sucre M. Gustavo E.  
para optar al Título  
de Ingeniero Mecánico

Caracas, 2003

***DEDICATORIA.***

A la memoria de mi padre, que su ausencia ha sido un obstáculo un poco duro de vencer, a pesar de esto, donde esté estoy seguro de lo orgulloso que se sentiría al verme culminando mi carrera universitaria. A mi madre, que también le ha tocado ser padre, dedico todo el esfuerzo que he realizado para la culminación de mis estudios universitarios y la culminación de este trabajo especial de grado. A mis hermanos, que siempre han estado allí para todo lo que los he necesitado. En fin a los que ya nombre, que son mi familia, les dedico todas las victorias que he cosechado, sin ustedes no hubiese podido sembrar la semilla para conseguir esos frutos. Los quiero, los aprecio los admiro.

QUIEN LES APRECIA.

Gustavo E. Sucre M.

***AGRADECIMIENTOS.***

Debo agradecer en primer lugar a Dios por darme el ánimo y la fuerza suficiente en los momentos en los cuales decaí. Gracias por estar y por ser un algo poco conocido en el cual confiar.

A mi madre, que siempre ha estado incondicionalmente. A mis hermanos, que además de hermanos han sido buenos amigos.

A todos los profesores de esta Ilustre Universidad y en especial de esta Escuela, de las cuales me siento extremadamente orgulloso.

A la Ingeniero Kayra Ramírez, no tanto por ser Ingeniero, si no por ser siempre Kayra.

Al Profesor Rodolfo Grullón, sus consejos fueron pocos, pero muy, pero muy, precisos y valiosos.

A todos mis compañeros y amigos universitarios, gracias por ser tan incondicionales. Al Bachiller Jhony Ramírez, aunque ya es ingeniero, su ayuda brindada la recibí siendo él aun bachiller, gracias Ingeniero.

A todo el personal que labora en la Gerencia de Mantenimiento de Infraestructura de la Región Capital de CANTV, en especial al Ingeniero Ricardo González, siempre pude contar con él. A Alejandro Avila y al Ingeniero Manuel Gómez, muy buenas personas. A Mario Loaiza de verdad que es un buen amigo. En fin, no puedo nombrar a todo el departamento, pero les agradezco a todos por siempre ayudarme en lo que les pedí.

Gracias a todo aquel que me ayudó de cualquier manera a la culminación de mis estudios Universitarios.

GRACIAS!!

Gustavo E. Sucre M.

## RESUMEN

**Sucre M. Gustavo E.**

### **ESTUDIO TÉCNICO ECONÓMICO PARA LA SUSTITUCIÓN DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE AGUA HELADA DE UN EDIFICIO DE OFICINAS.**

**Tutor Académico: Prof. Rodolfo Grullón. Tutor Industrial: Ing. Ricardo González.**

**Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería Mecánica 2003. 170 págs.**

Palabras claves: Energía, Resumen, Chiller.

El objeto de este trabajo especial de grado, fue el de la sustitución del sistema de generación de agua helada(Chiller) de un edificio de oficinas, para ello se realizó un estudio del comportamiento de esta planta para así determinar si en verdad es necesario la sustitución de estos equipos. El estudio se basó en la elaboración de una extensa data en la cual esta plasmada la variación de los principales parámetros de funcionamiento del sistema, al analizarla, se llegó a la conclusión de que los equipos aún poseen un comportamiento muy aceptable para salir de ellos; por esto la investigación se dirigió principalmente en generar opciones para disminuir el consumo eléctrico de dicha planta; a parte, se estudia la opción de sustitución por un sistema de generación de agua helada por absorción de calor. Todas las opciones planteadas son técnicamente factibles, y para concluir cual es la más atractiva se tomo en cuenta el carácter económico, principalmente cual opción genera mas proyecciones de recuperación de la inversión en el menor lapso de tiempo.

**INDICE DE CONTENIDO**

<b>DEDICATORIA</b>		<b>I</b>
<b>AGRADECIMIENTOS</b>		<b>II</b>
<b>RESUMEN</b>		<b>III</b>
<b>ÍNDICE DE CONTENIDO</b>		<b>IV</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS</b>		<b>IX</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS</b>		<b>XI</b>
<b>INDICE DE ANEXOS</b>		<b>XII</b>
<b>INTRODUCCIÓN</b>		<b>XIV</b>
<b>RESEÑA DE LA EMPRESA</b>		<b>XV</b>
<b>CAPITULO I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.</b>		
<b>1.0</b>	Descripción de la situación	<b>1</b>
<b>1.1</b>	Formulación del Problema	<b>2</b>
<b>1.2</b>	Objetivos	<b>2</b>
<b>1.2.1</b>	Objetivo General	<b>2</b>
<b>1.2.2</b>	Objetivos Específicos	<b>3</b>
<b>1.3</b>	Antecedentes del Proyecto	<b>4</b>
<b>CAPITULO II. MARCO TEÓRICO.</b>		
<b>2.0</b>	Definiciones de términos básicos	<b>6</b>
<b>2.1</b>	Sistemas de Tubería Hidrónica y Unidades Terminales	<b>9</b>
<b>2.2</b>	Trayectoria de la tubería	<b>9</b>
<b>2.2.1</b>	Circuito en serie	<b>9</b>
<b>2.2.2</b>	Cabezal de un tubo	<b>11</b>
<b>2.2.3</b>	Cabezal de dos tubos con retorno directo	<b>12</b>
<b>2.2.4</b>	Cabezal de dos tubos con retorno inverso	<b>12</b>
<b>2.2.5</b>	Disposiciones combinadas	<b>14</b>
<b>2.2.6</b>	Sistema de cabezal de tres tubos	<b>14</b>
<b>2.2.7</b>	Sistema de cabezal de cuatro tubos	<b>14</b>
<b>2.2.8</b>	Unidades terminales del sistema hidrónico	<b>15</b>
<b>2.2.9</b>	Temperatura y flujos del agua en los sistemas	<b>15</b>
<b>2.3</b>	Cargas de enfriamiento	<b>17</b>
<b>2.3.1</b>	El efecto de almacenamiento de calor	<b>17</b>
<b>2.3.2</b>	Ganancias de calor en recintos	<b>18</b>
<b>2.3.3</b>	Conducción a través de la estructura exterior	<b>19</b>
<b>2.3.4</b>	Conducción a través de la estructura interior	<b>20</b>
<b>2.3.5</b>	Radiación solar a través de vidrios	<b>20</b>
<b>2.3.6</b>	Condiciones de diseño	<b>21</b>
<b>2.3.7</b>	Alumbrado	<b>21</b>
<b>2.3.8</b>	Personas	<b>22</b>
<b>2.3.9</b>	Equipos	<b>22</b>
<b>2.3.10</b>	Infiltración	<b>23</b>
<b>2.3.10.1</b>	Efecto de la infiltración de aire sobre la pérdida o ganancia de calor sensible.	<b>23</b>
<b>2.3.10.2</b>	Efecto del aire de infiltración sobre pérdida o ganancia de calor latente.	<b>23</b>
<b>2.3.10.3</b>	Método de las fisuras	<b>24</b>

2.3.10.4	Infiltración en los recintos en ángulo	24
2.3.10.5	Método del cambio de aire	25
2.3.11	Carga de enfriamiento o de refrigeración	26
2.3.12	Ventilación	26
2.3.13	Ganancia de calor en ductos	27
2.3.14	Calor desprendido en ventiladores y bombas	27
2.3.15	Fugas de aire en ductos	28
2.4	La ecuación de energía de flujo	28
2.4.1	Perdidas en tuberías y accesorios	29
2.5	Presiones en sistemas cerrados y abiertos	29
2.5.1	Caídas de presión en sistemas de tuberías	30
2.6	Bombas Centrífugas, Tanques de Expansión y Ventilación	31
2.6.1	Bombas	31
2.6.1.1	Tipos de bombas	31
2.6.1.2	Principios de funcionamiento	32
2.6.1.3	Características de las bombas	32
2.6.1.4	Selección de bombas	34
2.7	Sistema de manejo y distribución de agua	35
2.7.1	Características del sistema	35
2.7.2	Características del sistema y características de la bomba	36
2.7.3	Balanceo del sistema y bombas	37
2.7.4	El tanque de expansión	38
2.7.5	Control de presión del sistema	39
2.7.6	Colocación del tanque de expansión o compresión	39
2.7.7	Tamaño del tanque de compresión	40
2.8	Sistemas y Equipos de Refrigeración	41
2.8.1	Ciclo básico de refrigeración	42
2.8.2	Equipos	43
2.8.2.1	Evaporadores	43
2.8.2.2	Compresores	44
2.8.2.2.1	Tipos de compresores	44
2.8.2.2.1.1	Compresores recíprocos	44
2.8.2.2.1.2	Compresores rotatorios	44
2.8.2.2.1.3	Compresores de tornillo (Rotatorios helicoidales)	45
2.8.2.2.1.4	Compresores centrífugos	46
2.8.2.2.2	Control de capacidad en los compresores	46
2.8.2.2.3	Impulsores	47
2.8.2.3	Condensadores	47
2.8.2.3.1	Factor de ensuciamiento	48
2.8.2.4	Equipos de paquete de refrigeración	49
2.8.2.5	Torres de enfriamiento	50
2.8.3	Eficiencia energética	51
2.8.3.1	Coefficiente de performance (COP)	51
2.8.3.2	Relación de eficiencia energética (EER)	52
2.8.3.3	Índice de eficiencia energética (IEE)	52
2.8.4	Sistema de refrigeración por absorción	52
2.8.4.1	Principio de funcionamiento	52

2.8.4.2	Construcción y funcionamiento	55
2.8.4.3	Aplicaciones especiales	56
2.8.4.4	Control de capacidad	57
2.8.4.5	Cristalización	57
2.8.5	La bomba de calor	57
2.8.5.1	Principio de funcionamiento	57
2.8.6	Refrigerantes	59
2.8.6.1	Protocolo de Montreal	59
2.8.7	Tratamiento de agua	60
2.9	Motores eléctricos	60
2.9.1	Los tipos de motores más comunes son	60
2.9.1.1	Motores de corriente continua	60
2.9.1.2	Motores de corriente alterna	60
2.9.2	Circuitos de corriente alterna	61
2.9.2.1	Resistencia	61
2.9.2.2	Cargas reactivas	61
2.9.3	Potencia aparente, activa y reactiva	62
2.9.3.1	Potencia aparente (S)	62
2.9.3.2	Potencia activa (P)	62
2.9.3.3	Potencia reactiva (Q)	62
2.9.4	Triángulo de Potencias(Carga Inductiva)	62
2.9.5	Factor de Potencia	63
<b>CAPITULO III. MARCO METODOLÓGICO.</b>		
3.0	Marco Metodológico	64
3.1	Nivel de investigación.	64
3.1.1	Investigación exploratoria.	64
3.1.2	Investigación descriptiva.	64
3.1.3	Investigación explicativa.	64
3.2	Diseño de la investigación	64
3.2.1	Investigación documental.	64
3.2.2	Investigación de campo.	64
3.2.3	Investigación experimental.	65
3.3	Instrumentos de recolección de datos	65
3.4	Técnicas de procesamiento y análisis de datos	65
3.5	Procedimiento de la investigación	66
<b>CAPITULO IV. ANÁLISIS DEL SISTEMA ACTUAL.</b>		
4.0	Análisis del comportamiento de la planta generadora de agua helada	69
4.1	Determinación de la variación de la potencia consumida por cada Chiller	71
4.2	Determinación de la variación de la carga de refrigeración disipada por cada Chiller.	71
4.3	Determinación de la variación del IEE.	73
4.4	Determinación de la carga disipada en el condensador de cada Chiller.	74
4.5	Análisis termodinámico del ciclo del Chiller	76
4.5.1	Planta de generación de agua helada.	77
4.5.2	Ciclo de refrigeración(Diagrama P-h).	78



4.5.3	Presiones de trabajo	79
4.5.4	Análisis del ciclo de refrigeración con el refrigerante HCFC-123	84
4.5.5	Comparación de los chiller con CFC-11 y HCFC-123	86
4.6	Consumo energético por la operación de estas máquinas	87
4.7	Variación de la carga térmica en un día típico	88
4.8	Análisis del sistema de manejo y distribución de agua helada	89
4.8.1	Determinación de las pérdidas en tuberías y accesorios	90
4.8.2	Punto de operación bombas agua helada.	92
4.8.3	Cálculo del caudal de agua helada en una UMA.	93
4.9	Análisis del sistema de manejo y distribución de agua de condensación	96
4.9.1	Sistema de agua de condensación.	97
4.9.2	Punto de operación bombas de agua de condensación	98
4.10	Cálculo de la capacidad que debe tener el sistema de generación de agua helada.	100
4.10.1	Procedimiento 1	100
4.10.2	Procedimiento 2	103
<b>CAPITULO V. OPCIONES DE SUSTITUCIÓN.</b>		
5.0	Opciones de sustitución	105
5.1	Evaluación de las opciones	106
5.1.1	Opción A	106
5.1.1.2	Sistema de distribución de Gas en Venezuela	108
5.1.1.2.1	Tipos de red de Distribución	108
5.1.1.2.1.1	Red doméstica de distribución	108
5.1.1.2.1.2	Red industrial de distribución	108
5.1.1.2.1.3	Sistema de transporte	108
5.1.1.2.2	Tipos de consumidores	108
5.1.1.2.2.1	Consumidor industrial	108
5.1.1.2.2.2	Consumidor doméstico	109
5.1.1.2.2.3	Consumidor petroquímico	109
5.1.1.3	Estimación del volumen de Gas a consumir	109
5.1.1.3.1	Consumo de Gas del equipo de absorción bajo la variación de carga térmica de la edificación	110
5.1.1.3.2	Adaptabilidad con el sistema actual de manejo de agua helada	111
5.1.1.3.3	Adaptabilidad con el sistema actual de manejo de agua condensación	116
5.1.1.4	Consumo energético Opción A	120
5.1.1.5	Comparación del sistema actual con la Opción A.	121
5.1.2	Opción B.	122
5.1.2.1	Consumo energético Opción B	123
5.1.2.2	Comparación del sistema actual con la Opción B	124
5.1.3	Opción C	125
5.1.3.1	Variación carga térmica en un periodo de 18 horas.	125
5.1.3.2	Consumo energético Opción C.	126
5.1.3.3	Comparación del sistema actual con la Opción C.	127
5.1.4	Opción D	128
5.1.4.1	Variación del consumo de GAS del motor del generador.	129
5.1.4.2	Consumo energético Opción D.	130

5.1.4.3	Comparación del sistema actual con la Opción D.	131
5.1.5	Opción E	132
5.1.5.1	Consumo energético Opción E.	132
5.1.5.2	Comparación del sistema actual con la Opción E.	133
5.1.5.3	Comparación de la variación de la carga térmica.	134
5.1.5.4	Comparación de todas las configuraciones.	135
<b>CAPITULO VI. ANÁLISIS ECONÓMICO.</b>		
6.0	Comparación económica de las Opciones	136
6.1	Evaluación de la Opciones	137
6.1.1	Sistema actual	137
6.1.1.1	Tarifa eléctrica	137
6.1.1.2	Gasto sistema actual	138
6.1.2	Opción A	139
6.1.2.1	Tarifa GAS	139
6.1.2.2	Gasto Opción A	140
6.1.2.3	Costo de la inversión	142
6.1.2.4	Análisis económico	143
6.1.2.5	Años de recuperación de la inversión	144
6.1.3	Opción B	144
6.1.3.1	Consumo eléctrico Opción B	145
6.1.3.2	Detalle de gastos Opción B	145
6.1.3.3	Comparación sistema actual y Opción B	147
6.1.3.4	Costo de la inversión	148
6.1.3.5	Análisis económico	148
6.1.3.6	Años de recuperación de la inversión	149
6.1.4	Opción C	150
6.1.4.1	Consumo eléctrico Opción C	150
6.1.4.2	Detalle de gastos Opción C.	150
6.1.4.3	Comparación sistema actual y Opción C	151
6.1.5	Opción D	152
6.1.5.1	Detalle de gastos Opción D	153
6.1.5.2	Comparación sistema actual y Opción D	154
6.1.5.3	Costo de la inversión	155
6.1.5.4	Análisis económico	156
6.1.5.5	Años de recuperación de la inversión	157
6.1.6	Opción E	157
6.1.6.1	Consumo eléctrico Opción E	158
6.1.6.2	Detalle de gastos Opción E	158
6.1.6.3	Comparación sistema actual y Opción D	159
6.1.6.4	Costo de la inversión	160
6.1.6.5	Análisis económico	161
6.1.6.6	Años de recuperación de la inversión	162
6.2	Comparación propuestas	163
6.3	Resumen análisis económicos	164
	<b>CONCLUSIONES</b>	<b>165</b>
	<b>RECOMENDACIONES</b>	<b>166</b>
	<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>167</b>



INDICE DE FIGURAS

Fig.	DESCRIPCIÓN.	Pag.
2.1	Sistema de Tubería Circuito en Serie.	10
2.2	Sistema de Tubería de Circuitos Divididos en Serie.	10
2.3	Sistema de Tubería con Cabezal de un Tubo.	11
2.4	Sistema de Cabezal de Dos Tubos y Retorno Directo.	12
2.5	Combinación del Sistema de Retorno Inverso y Circuito en Serie.	13
2.6	Sistema con Tres Tubos.	13
2.7	Esquema que ilustra, que la Caída de Presión por Diferentes Caminos de una Red es Constante.	30
2.8	Elementos de Operación de una Bomba Centrífuga.	32
2.9	Curvas Características de un Grupo de Bombas.	34
2.10	Curva de Carga de un Sistema.	35
2.11	Curvas Características de Carga de un Sistema y una Bomba.	36
2.12	Esquema que ilustra el Balanceo un Sistema y sus Bombas.	37
2.13	Tanque de Expansión y de Compresión.	38
2.14	Efecto de Ubicación del Tanque de Expansión en la Descarga de la Bomba.	40
2.15	Efecto de Ubicación del Tanque de Expansión en la Succión de la Bomba.	40
2.16	Sistema de Refrigeración por Compresión de Vapor.	42
2.17	Corte Transversal de un Compresor Rotatorio.	45
2.18	Compresor de Tornillo.	45
2.19	Condensador Evaporativo.	48
2.20	Paquete Completo de Refrigeración.	49
2.21	Disposición de Tiro Forzado y Tiro Inducido para Torres de Enfriamiento.	50
2.22	Torre de Enfriamiento en Contracorriente y Flujo Cruzado.	51
2.23	Diagrama que ilustra el Principio de Refrigeración por Absorción.	53
2.24	Diagrama de Flujo del Sistema de Refrigeración por Absorción de Calor.	54
2.25	Bomba de Calor.	58
4.1	Chiller Viejo.	69
4.2	Chiller Actual.	69
4.3	Esquema del Evaporador.	70
4.4	Esquema del Condensador.	76
4.5	Diagrama de Flujo del Ciclo de Refrigeración de los Chiller Actuales.	77
4.6	Diagrama P-h del Ciclo de Refrigeración de los Chiller Actuales.	78
4.7	Esquema del Compresor.	79
4.8	Entalpía $h_3$	81
4.9	Entalpía $h_5$	82
4.10	Bombas de Agua Helada	89
4.11	Tubería de Agua Helada, Múltiple de succión y Descarga.	89
4.12	Esquema de Funcionamiento UMAS.	94
4.13	Bombas de Agua de Condensación.	96
4.14	Tubería de Agua de Condensación. Múltiple de Succión y Descarga.	96
5.1	Variación del COP en función de la Carga(Chiller ABDA-440)	110
5.2	Pérdida en el Evaporador del ABDA en función del Caudal.	112
5.3	Curvas Características de la bombas de AH Actuales.	115

5.4	Perdidas en el Conjunto Absorbedor Condensador del ABDA en Función del Caudal.	116
5.5	Esquema de la Configuración RED AC con el ABDA.	117
5.6	Curvas Características de las Bombas de AC Actuales.	119
5.7	Comparación Consumos Sistema Actual y Opción A.	121
5.8	Comparación Consumos Sistema Actual y Opción B.	124
5.9	Comparación Consumos Sistema Actual y Opción C.	127
5.10	Comparación Consumos Sistema Actual y Opción D.	131
5.11	Comparación Consumos Sistema Actual y Opción E.	133
5.12	Comparación Consumos Sistema Actual y Todas las Opciones Planteadas.	135
6.1	Comparación Gastos Sistema Actual y Opción A.	141
6.2	Comparación Gastos Sistema Actual y Opción B.	147
6.3	Comparación Gastos Sistema Actual y Opción C.	151
6.4	Comparación Gastos Sistema Actual y Opción D.	154
6.5	Comparación Gastos Sistema Actual y Opción E.	159
6.6	Comparación Gastos Sistema Actual y Todas la Opciones Planteadas.	164

### GRÁFICAS.

Graf.		Pag.
4.1	Variación IEE Chiller Actuales.	74
4.2	Variación de la Carga Térmica de un Día Típico en la Edificación.	88
4.3	Punto de Operación Bombas de Agua Helada.	92
4.4	Punto de Operación Bombas de Agua de Condensación.	98
5.1	Sistema de AH con el ABDA	112
5.2	Sistema de AH con Cuatro Bombas de las Actuales Funcionando.	113
5.3	Bombas Actuales con el Rodete Modificado.	114
5.4	Propuesta Para cubrir la Variación de Carga Térmica Opción B	122
5.5	Variación Carga Térmica Para Periodos de Operación de 18 Horas.	125
5.6	Variación del Consumo de GAS del Motor del Generador.	129
5.7	Comparación Variación CT Día Típico y un Día con la Edificación Caliente.	134
6.1	Años de Recuperación Inversión Opción A.	144
6.2	Años de Recuperación Inversión Opción B.	149
6.3	Años de Recuperación Inversión Opción D.	157
6.4	Años de Recuperación Inversión Opción E.	162

**INDICE DE TABLAS**

<b>Tabla</b>	<b>DESCRIPCIÓN.</b>	<b>Pag.</b>
2.1	Tasas Máximas recomendadas de infiltración para diseño a través de ventanas y puertas exteriores.	24
2.2	Tasas de infiltración para puertas de uso frecuente.	24
2.3	Cambios de aire por hora que se presentan bajo condiciones promedio, excluye el aire de ventilación.	25
4.1	Consumo Eléctrico Chiller Actuales.	87
4.2	Perdidas en la Red Agua Helada.	91
4.3	Perdidas en la Red Agua Condensación.	97
4.4	Cálculo Carga Térmica, Procedimiento 1	100
4.5	Cálculo Carga Térmica, Procedimiento 2	103
5.1	Perdida en la Red AH con el ABDA.	118
5.2	Detalle de Consumo Opción A.	120
5.3	Detalle de Consumo Opción B.	123
5.4	Detalle de Consumo Opción C.	126
5.5	Detalle de Consumo Opción D.	130
5.6	Detalle de Consumo Opción E.	132
6.1	Consumo Eléctrico Sistema Actual.	137
6.2	Tarifa Eléctrica.	137
6.3	Gasto Sistema Actual.	138
6.4	Tarifa GAS.	139
6.5	Detalle de Gastos Opción A.	140
6.6	Costo Inversión Opción A.	142
6.7	Análisis Económico Opción A.	143
6.8	Consumo Eléctrico Opción B.	145
6.9	Detalle de Gastos Opción B.	145
6.10	Gasto Opción B.	146
6.11	Costo Inversión Opción B.	148
6.12	Análisis Económico Opción B.	148
6.13	Consumo Eléctrico Opción C.	150
6.14	Detalle de Gastos Opción C.	150
6.15	Detalle de Gastos Opción D.	153
6.16	Gasto de Mantenimiento Opción D.	153
6.17	Detalle de Gastos Opción D para un Mes.	154
6.18	Costo de Inversión Opción D.	155
6.19	Análisis Económico Opción D.	156
6.20	Consumo Eléctrico Opción E.	158
6.21	Detalle de Gastos Opción E.	158
6.22	Costo Inversión Opción E.	160
6.23	Análisis Económico Opción E.	161
6.24	Resumen Análisis Económicos.	164.

## INDICE DE ANEXOS

<b>Anexo I</b>	<b>DESCRIPCIÓN.</b>
<b>Apéndice I.</b>	
<i>Tabla A.1</i>	Diferencias de temperatura para carga de enfriamiento(DTCE) para calcular cargas debida a techos planos.
<i>Tabla A.2</i>	Diferencias de temperatura para carga de enfriamiento(DTCE) para cálculo de carga de paredes al sol.
<i>Tabla A.3</i>	Descripción de grupos de construcción de paredes.
<i>Tabla A.4</i>	Diferencias de Conducción de carga de enfriamiento a través de un vidrio.
<i>Tabla A.5</i>	Radiación solar a través de vidrio, Factores de ganancia máxima de calor solar para vidrio.
<i>Tabla A.6</i>	Coefficientes de sombreado para vidrio con o sin sombreado interior por persianas enrollables.
<i>Tabla A.7</i>	Ganancia de Calor debida a los ocupantes del recinto acondicionado.
<i>Tabla A.8</i>	Factores de calor Sensible para cargas de enfriamiento debido a personas.
<i>Tabla A.9</i>	Ganancias de calor debidas a aparatos domésticos.
<i>Tabla A.10</i>	Producción de calor de equipo motorizado.
<i>Tabla A.11</i>	Requisitos de ventilación para ocupantes.
<b>Apéndice I.1</b>	Hojas de cálculo para estimación de la carga térmica de la edificación por medio del programa CALTER.
<b>Apéndice II</b>	Muestra de la data generada, en esta se observan los cálculos correspondientes a la potencia consumida por los Chiller, el % de corriente y el resumen de toda la data.
<b>Apéndice III</b>	Muestra de la data generada, en esta se observan los cálculos correspondientes la carga de enfriamiento que está enfrentando cada Chiller, las temperaturas del Agua Helada al entrar y salir de cada Chiller y el IEE.
<b>Apéndice IV</b>	Variación del IEE.
<b>Apéndice V</b>	Caudales en Umas, Pérdidas en la Red de agua Helada y Condensación
<b>Apéndice VI</b>	Muestra de la data generada, en esta se observan los cálculos correspondientes al consumo de GAS del chiller de Absorción de Calor ABDA-440 y el resumen de toda la data.
<b>Apéndice VII</b>	Muestra de la data generada, en esta se observan los cálculos correspondientes a la simulación efectuada para la opción B.
<b>Apéndice VIII</b>	Data de la Simulación efectuada para la Opción C.
<b>Apéndice IX</b>	Data de la Simulación efectuada para la Opción D.

- Apéndice X** Data de la Simulación efectuada para la Opción D.
- Anexo II** Planos y esquemas de la Red de Agua Helada, Sala de Máquinas, Umas.
- Anexo III** Curvas Características de las Bombas de AH y AC que funcionan actualmente, Características de Accesorios de Tuberías(Válvulas, Codos, Filtros, Etc.), Características de Tuberías.
- Anexo IV** Documentos de los Equipos Utilizados para las Propuestas y Chiller actuales.
- Anexo V** Fotos de las Instalaciones.



## ***INTRODUCCIÓN.***

El acondicionamiento de aire es un sistema que proporciona a un ambiente determinado condiciones apropiadas de temperatura, humedad, movimiento y calidad de aire para que existan condiciones de confort, lo cual es un punto que afecta directamente en el rendimiento del personal por ello es muy importante mantener los ambientes bajo las condiciones adecuadas para el mejor desempeño de las personas y en ocasiones de equipos. Para conseguir estas condiciones existen una gran cantidad de sistemas y todos consumen buenas cantidades de energía, en la actualidad; en el ámbito mundial, el costo de la energía es un tema que toma los primeros objetivos, a analizar; al proyectar y desarrollar cualquier equipo o sistema en el cual sea necesario su utilización.

En el desarrollo de este trabajo, se estudiará principalmente el sistema de generación de agua helada del edificio NEA de CANTV y los resultados obtenidos, permitirán conocer el comportamiento detallado de éste y así generar conclusiones y recomendaciones referentes a su sustitución o continuación de su operación, se plantearán opciones de sustitución por equipos que utilicen una fuente principal de energía diferente a la eléctrica, a parte se plantearán opciones de disminución del consumo eléctrico para la operación del sistema actual.

## **HISTORIA DE LA EMPRESA**

CANTV es la primera empresa que funciona en Venezuela para proveer servicios de telecomunicaciones. En sus inicios, la telefonía básica fue uno de los servicios privilegiados. Actualmente, la gama de productos y servicios abarcan desde interconexión, comunicaciones de larga distancia nacional e internacional en toda Venezuela.

La compañía presta servicios celulares, buscapersonas, telefonía pública, centros de comunicación comunitaria, redes privadas, servicios de telefonía rural, transmisión de datos, servicios de directorios de información y distintos servicios de valor agregado.

Fue fundada en 1930, año en que Félix A. Guerrero, comerciante domiciliado en Caracas, obtiene una concesión del Ministerio de Fomento para construir y explotar una red telefónica en el Distrito Federal y los estados del país.

La Compañía progresivamente adquiere diferentes empresas telefónicas particulares, que funcionaban en todo el territorio nacional. En 1950, el Estado compra la totalidad de las acciones de las empresas particulares e inicia el proceso de nacionalización que culmina en 1973. Ese mismo año, fue adquirida la última de las empresas, ubicada en San Fernando de Apure.

CANTV presenta para 1990 una planta telefónica con deficiencias técnicas y atraso tecnológico. En ese momento, se tiene una demanda satisfecha del 45,5% y una densidad telefónica de 7,2 líneas por cada cien habitantes. Además, la Compañía enfrenta un déficit de 4.340 millones de bolívares.

A raíz de esta situación, se afianza la necesidad de establecer un proceso de privatización del sector telecomunicaciones con miras a su modernización y adecuación a la nueva realidad del país.

En consecuencia, en 1991 se efectúa la licitación internacional de 40% de las acciones de la empresa, en el marco de su privatización. Como resultado, en diciembre de ese año, el Consorcio Venworld Telecom, una compañía organizada bajo las leyes del Gobierno de Venezuela, adquiere el control del 40% de las acciones de la empresa. El monto de esta operación fue de 1.885 millones de dólares.

A partir de ese momento, Venworld obtuvo el control operativo de la Compañía, bajo los términos del Contrato de Concesión suscrito con la República de Venezuela

El consorcio de empresas que conforman Venworld, incluye a la empresa estadounidense GTE, Telefónica Internacional de España, La Electricidad de Caracas, Banco Mercantil y AT&T; también de Estados Unidos.

La Concesión contempla un período inicial de 35 años sujeto a una extensión adicional de 20 años, de acuerdo a la aprobación del Ministerio de Transporte y Comunicaciones. Los términos de la Concesión establecen que CANTV es el proveedor exclusivo de servicios de comunicación locales, de larga distancia nacional e internacional hasta noviembre del año 2.000.

Paralelamente, la empresa se compromete a cumplir con metas de expansión y mejoramiento del servicio, cuyo seguimiento es efectuado por el organismo regulador del sector Conatel (Comisión Nacional de Telecomunicaciones).

Como parte de su programa de expansión y mejoramiento de la red de telecomunicaciones, CANTV ha incrementado sus líneas de acceso de aproximadamente 1,6 millones en 1991 a 3.527.764 en el segundo trimestre de este año.

El porcentaje de líneas digitales en servicio ha aumentado de 15,2% en 1991, a 68% en el 2000.

Especial importancia tiene la construcción de la Superautopista Venezolana de la

Información, que continúa su ritmo en forma constante, marcando el año pasado un récord de instalación en la red terrestre de fibra óptica.

Paralelamente, en 1998 culminó la instalación del segmento occidental del cable submarino costero de fibra óptica, que unió a Maracaibo con Camurí Estado Vargas.

La conclusión de este segmento permitió finalizar el proyecto cuyo tramo oriental, desde Camurí hasta Carúpano, fue puesto en servicio en 1997. El Cable Costero tiene una extensión de 1.550 kilómetros y une en su totalidad al litoral venezolano.

En 1999 se concluyó la instalación hacia el sur del país, fundamentalmente en dos ejes. El primero de ellos dirigido al suroeste, donde se conectó el tramo Acarigua-Guanare-Barinas-Santa Bárbara -San Cristóbal.

Por otra parte, en el sureste los trabajos se ejecutaron en la conexión entre El Tigre-Ciudad Bolívar-Puerto Ordaz. Se concluyó este año el anillo interno del Complejo Criogénico de Jose, que beneficiará a este importante complejo de la industria petrolera venezolana.

Con estos proyectos, se conectaron a través de la fibra óptica a ciudades tan distantes geográficamente como San Cristóbal y Carúpano.

Actualmente CANTV tiene participación en los sistemas Colúmbus II y los Transatlantic 12 y 13 para comunicaciones entre América y Europa; los cables Américas I y II que unen Norte y Sur América con el Caribe; el Unisur que enlaza a Brasil, Argentina y Uruguay; el Panamericano que establece comunicación desde Chile hasta Estados Unidos; el TPC 4 y NPC con puntos de amarre entre Asia y América del Norte.

La conectividad a través de cables submarinos es una prueba más del desarrollo de la infraestructura de CANTV, empresa que integra en su plataforma todos los medios de

transmisión para ofrecer un servicio de comunicaciones con estándares internacionales de calidad.

***Telecomunicaciones Públicas, al Alcance de Todos***

En el área de Telecomunicaciones Públicas, los esfuerzos van más allá de la instalación de nuevos equipos, y se extienden a la búsqueda de tecnologías modernas y modalidades de gestión que mejoren la eficiencia operativa.

La planta de teléfonos públicos se ha incrementado de 45.125 equipos en 1992 a 77.292 en julio de 2.000.

Especial atención merece el programa de Centros de Comunicación Comunitaria, que ha permitido instalar en los últimos años como parte de la estrategia para extender las telecomunicaciones a todos los sectores de la población venezolana.

Los Centros de Comunicación Comunitaria permiten atender en forma efectiva las necesidades de sectores con escasos recursos y poblaciones rurales utilizando todos los medios de transmisión.

---

**CAPITULO I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.****1.0. DESCRIPCIÓN DE LA SITUACIÓN.**

En los actuales momentos la situación eléctrica nacional y sus costos han obligado a las grandes compañías y están obligando a los venezolanos a implementar nuevos regímenes para su consumo. Esta situación ha generado la sustitución de viejos sistemas por sistemas que la aprovechen al máximo, además se ha convertido en un punto principal al momento de estudiar el desarrollo de nuevos proyectos ya sean industriales, públicos, tecnológicos entre otros.

En las grandes edificaciones como hoteles, edificios de oficinas, hospitales, etc. Donde laboran y circulan gran cantidad de personal es necesario mantener un ambiente de confort para la convivencia óptima, un elemento que garantiza cumplir parte de ese confort son los sistemas de acondicionamiento de aire y para este tipo de edificaciones se acostumbra a utilizar sistemas centrales con los cuales se tiene un mejor control del consumo de energía eléctrica, una mayor flexibilidad y permiten un mantenimiento más económico.

A pesar de esta ventaja en el control del gasto eléctrico, estos sistemas consumen grandes cantidades de energía alrededor del 10 al 35 por ciento de la factura eléctrica, es por ende necesario mantenerlos en un punto donde se aproveche la electricidad al máximo. La mayoría de las compañías están buscando e implementando métodos para el ahorro eléctrico en todos sus sistemas y equipos, a parte estudian la posibilidad de su sustitución por equipos de nueva tecnología que posean un mejor aprovechamiento de la energía introducida que es lo que se paga.

Este es el caso del sistema de acondicionamiento de aire del edificio Administrativo de CANTV Caracas(Edificio NEA), este fue inaugurado en 1972, esta edificación existen

instalados sistemas de Chiller centrífugos los cuales consumen grandes cantidades de energía eléctrica.

Estos equipos han venido presentando en los últimos años un aumento creciente, aunque no significativo, en el consumo eléctrico, a pesar de que su régimen de operación se ha mantenido igual, aunado a esto, el fluido refrigerante(R11) que utilizan, esta condenado a la desaparición ya que es altamente destructor de la capa de ozono. Es por esto, que la compañía al estar implementando técnicas de ahorros eléctricos desea que se estudie la posibilidad de sustitución de estos equipos por unos que funcionen con otros métodos energéticos o se planteen maneras, que se puedan implementar, para disminuir el gasto eléctrico de estos equipos.

### ***1.1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.***

Debido a que el sistema de generación de agua helada del edificio NEA de CANTV consume grandes cantidades de energía eléctrica, al uso por este de un refrigerante que esta destinado a desaparecer y a que la compañía esta buscando maneras de ahorros eléctricos, se plantea el estudio de la posibilidad de sustitución de estos equipos por unos que utilicen otras energías primarias o se planteen opciones para disminuir el consumo eléctrico en estos.

### ***1.2. OBJETIVOS.***

#### **1.2.1 OBJETIVO GENERAL**

Realizar un estudio Técnico Económico para la sustitución de la planta generadora de agua helada del sistema de acondicionamiento de aire del edificio NEA de CANTV.

### 1.2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Estudiar las características de funcionamiento del sistema actual de generación de agua helada y todos sus componentes.
- Inspeccionar el estado de todos los equipos de manejo de agua helada y determinar sus condiciones actuales.
- Determinar el estado de la red de distribución y retorno de agua helada presente en la edificación.
- Definir el estado del sistema de manejo y distribución de agua de condensación.
- Determinar el estado de todas las unidades de intercambio energético entre el aire y agua helada presentes en la edificación.
- Obtener la carga que debe vencer el sistema de generación de agua helada.
- Evaluar diferentes sistemas para la generación de agua helada que se adapten a las condiciones de la edificación y al sistema de manejo y distribución de dicha agua.
- Señalar cual o cuales de los equipos existentes, son compatibles con la nueva planta de generación de agua helada y verificar si cumplen con las exigencias de esa planta.
- Plantear opciones para la disminución del gasto eléctrico de la planta actual.
- Realizar un estudio económico de comparación de costos que permita seleccionar la opción más óptima de las planteadas anteriormente.
- Establecer el tiempo estimado de recuperación de la inversión a realizar.



### ***1.3. ANTECEDENTES DEL PROYECTO.***

Los proyectos a continuación nombrados están relacionados con el tema que se desarrollará en este trabajo.

- Abreu A. Y Martinez C.(1994) Realizaron un estudio del sistema de generación de agua helada de la Empresa TOVENCA, con la finalidad de sugerir el hardware y software necesarios para el funcionamiento automatizado y programable de las instalaciones.
- Alfaro J. Y Bissesar L.(2001) Diseñaron un sistema de refrigeración basado en el proceso de absorción de calor, realizaron pruebas de laboratorio, con los resultados obtenidos y apoyados en teoría lograron el diseño final.
- Andreoli C. y Castro O.(1993) Proyectaron, construyeron y probaron un sistema prototipo de acumulación parcial de hielo aplicado al acondicionamiento de aire.
- Barreto B. y Cedeño P.(1995) Hicieron un estudio comparativo de costos entre sistemas de aire acondicionado de absorción de calor que funcionan con gas y sistemas eléctricos. Obtuvieron como resultado que los sistemas a gas eran más económicos para tiempos prolongados de uso que los eléctricos.
- Corrado N.(1994) Realizo una evaluación técnica de las plantas de refrigeración de la C.A. Metro de Caracas y con sus resultados presentó una rutina de mantenimiento preventivo para lograr las condiciones óptimas en cada equipo.

- Delgado I. Y López R.(1999) Realizaron un estudio técnico económico de los equipos de generación de agua helada del Aeropuerto Internacional de Maiquetía, concluyendo que funcionan ineficientemente y el estudio económico arrojó que la utilización de equipos manejados con gas son las opciones mas efectivas.

A parte de estos proyectos en la edificación se han realizado varias modificaciones al sistema de acondicionamiento de aire, entre las cuales estan:

- Automatización del sistema de UMAS, este trabajo comprendió la reconstrucción de las Umas y la implantación de un sistema de monitoreo y control de estas, desde el cual se puede modificar el valor de la temperatura de cada piso.
- Conexión de los Chiller al programa de control de edificaciones *TRACER SUMMIT*<sup>®</sup> comercializado por TRANE, esto permitirá programar el funcionamiento de todo el sistema de acondicionamiento de aire.
- Trabajos para la automatización de la planta de generación de agua helada incluyendo todos sus componentes(Bombas AH, AC y Torres). Estos trabajos no están concluidos.

## 2.0. DEFINICIONES DE TÉRMINOS BÁSICOS.

**DEFINICIÓN Y PRINCIPIO DEL AIRE ACONDICIONADO:** Sistema implementado que proporciona a un ambiente determinado condiciones apropiadas de temperatura, humedad, movimiento y calidad de aire para que existan condiciones de confort, o bien, las necesarias para la conservación de un producto o para un proceso de fabricación. Su principio se basa en la extracción de calor del ambiente, que se desea acondicionar.

**CALOR:** Forma de energía que puede transmitirse de un cuerpo a otro, en virtud de la diferencia de temperatura entre ellos y un movimiento molecular. Cuando más enérgico resulta dicho movimiento, mayor es el calor que proporciona el cuerpo. La transferencia de energía como calor ocurre en tres formas: conducción, convección y radiación.

**PRESIÓN:** Es la fuerza que se ejerce por unidad de superficie. Esta se clasifica en presión atmosférica, presión absoluta y la presión manométrica.

**VAPORIZACIÓN:** Es el cambio físico que sufre una sustancia cuando llega a su temperatura de saturación, de líquido a gaseoso.

**CONDENSACIÓN:** Es el cambio físico de una sustancia, que al ceder calor cambia de gas a Líquido.

**CALOR LATENTE:** Es el calor cedido o extraído a una libra o un kilogramo de cualquier sustancia, para variar su estado sin variar su temperatura. Entendiéndose como cambio de estado, el paso de sólido a líquido, líquido a gas o viceversa.

**CALOR LATENTE DE VAPORIZACIÓN:** Es el calor necesario para pasar una libra de líquido a vapor, sin variar su temperatura, a la presión atmosférica normal. Una cantidad idéntica de calor debe ser restada al vapor para pasarlo a líquido.

**CALOR LATENTE DE FUSIÓN:** Es el calor necesario para pasar una libra de sólido a líquido sin variar su temperatura a la presión atmosférica normal. Una cantidad igual de calor debe ser restada para pasar de líquido a sólido.

**UNIDAD TÉRMICA BRITÁNICA (B.T.U):** Es la cantidad de calor que se requiere para subir en un (1) °F, la temperatura de una libra de agua.

**CARGA SENSIBLE:** Es aquella carga térmica cuyo único efecto sobre las propiedades intensivas del aire en movimiento es una variación de la temperatura.

**CONDUCCIÓN:** La transferencia de calor por conducción ocurre cuando la energía es transmitida por contacto directo entre dos cuerpos o entre dos partes de un mismo cuerpo a distintas temperaturas sin que ocurra movimiento aparente de masa.

**CONVECCIÓN:** La transferencia de calor por convección ocurre cuando la energía se mueve de un lugar a otro por medio de corrientes que son establecidas dentro de un medio fluido. Estas corrientes son conocidas como corrientes convectivas y son producidas bien sea por un agente externo (convección forzada) o por los cambios de densidad ocasionados por la expansión de la parte calentada un fluido (convección libre).

**RADIACIÓN:** La transferencia de calor por radiación ocurre en la forma de ondas, similar a las ondas de luz, mediante las cuales la energía es transmitida de un cuerpo a otro, sin la intervención de ningún agente material intermedio. La energía molecular interna del cuerpo es convertida en ondas de energía son interceptadas por otro cuerpo, son absorbidas por aquel y convertidas en energía interna.

**FRÍO:** Teóricamente no existe como término positivo, sino que representa simplemente ausencia de calor. El frío no puede desprenderse ni radiarse y desde el punto de vista de la refrigeración se considera como término artificial.

**TEMPERATURA:** Es la medida de la intensidad de calor y se puede apreciar con el Termómetro.

**TONELADA DE REFRIGERACIÓN:** Es el efecto de refrigeración producido al licuarse una tonelada de hielo a la temperatura de 32 °F, en 24 horas. Una tonelada de refrigeración (T.R) equivale a 12.000 BTU/h.

**REFRIGERANTE:** Es un fluido que tiene la propiedad de absorber o ceder calor con el medio ambiente, tener un punto de ebullición bajo y ser miscible con el aceite. Son compuestos fluorocarbonados, y varía su composición química dependiendo del uso que se requiera.

**DENSIDAD:** La densidad de una sustancia es definida como la relación de la masa entre volumen. La unidad de densidad en el SI es el kilogramo por metro cúbico y se denota por  $\rho$  (Rho).

**PESO ESPECIFICO:** Se define como el peso del fluido entre su volumen

### **PROPIEDADES FÍSICAS DEL AIRE ATMOSFÉRICO:**

**TEMPERATURA DE BULBO SECO (BS):** Es la temperatura del aire, tal como la indica un termómetro. Las palabras temperatura y temperatura de bulbo seco se emplean para designar lo mismo tratándose del aire.

**TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO (BH):** Es la temperatura que indica un termómetro cuyo bulbo está envuelto en un algodón o gasa empapada en agua, en el seno de aire en rápido movimiento.

**TEMPERATURA DEL PUNTO DE ROCÍO (PR):** Es la temperatura a la cual el vapor de agua, en el aire, se comienza a condensar si se enfría el aire a presión constante.

**RELACIÓN DE HUMEDAD (W):** a la cual también se le llama humedad específica. Es el peso de vapor de agua por libra de aire seco, expresado en masa de agua/masa de aire seco.

**HUMEDAD RELATIVA (HR):** Es la relación de la presión real de vapor de agua en el aire con la presión de vapor de agua si el aire estuviera saturado a la misma temperatura de bulbo seco. Se expresa en porcentaje.

**VOLUMEN ESPECÍFICO (v):** Es el volumen de aire por unidad de peso de aire seco.

**ENTALPIA ESPECÍFICA (h):** Es el contenido de calor del aire, por unidad de peso.

**PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA:** Esta ley esta basada en principio de que la energía no se puede crear ni destruir, y en base a este se define la primera ley como:

*El cambio de energía total de un sistema es igual a la energía agregada al sistema menos la energía eliminada del mismo.*

Energía que entra – Energía que sale = Variación de Energía(Del sistema).

$$\sum m_{in} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{in} - \sum m_{out} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{out} + Q - W =$$

$$\left[ m_f \left( u + \frac{V^2}{2} + gz \right)_f - m_i \left( u + \frac{V^2}{2} + gz \right)_i \right]_{sistema} \quad \text{Ecu. 2.0.}$$

Donde:

$m_{in}$ : masa que entra.

h: entalpia.

$m_{out}$ : masa que sale.

Q: Calor.

W: Trabajo.

u: Energía interna.

$m_i$ : masa que inicial.

$m_f$ : masa que final.

V: Velocidad.

g: Aceleración de Gravedad.

En base a este principio se evaluarán todos los procesos donde exista intercambio energético. Los valores referentes a cada propiedad que se incluye en esta ley depende directamente de las características del proceso y del los fluidos que participan en el proceso.

## **2.1. SISTEMAS DE TUBERÍA HIDRÓNICA Y UNIDADES TERMINALES.**

A la tubería que se emplea para hacer circular agua caliente o fría para acondicionamiento de aire se le llama sistema de tubería hidráulica. Las unidades terminales son los cambiadores de calor que transmiten el mismo entre el agua y los recintos por calentar o enfriar. En adelante se describirán las diversas disposiciones de tubería hidráulica y las unidades terminales.

## **2.2. TRAYECTORIA DE TUBERÍA**

Las conexiones entre la tubería y las unidades terminales pueden hacerse por una de las siguientes formas básicas:

1. Circuito en serie.
2. Cabezal de un tubo.
3. Dos tubos con retomo directo.
4. Dos tubos con retomo inverso.

### **2.2.1. CIRCUITO EN SERIE**

En la figura 2.1 se muestra un diagrama del arreglo del circuito en serie. Se llama así porque todas las unidades están en serie, y sólo se forma un circuito.

Nótese que todo el suministro de agua pasa a través de cada unidad terminal, para luego regresar al generador y la bomba. Como toda el agua pasa por cada unidad, y las unidades no se pueden aislar entre sí, el circuito en serie tiene varias desventajas:

1. El mantenimiento o reparación de cualquier unidad terminal necesita la suspensión del sistema completo.
2. No es posible el control separado de la capacidad de cada unidad variando el flujo del agua o la temperatura. Sin embargo, es posible el control mediante el uso de compuertas de aire.
3. El número de unidades es limitado. Como la temperatura del agua disminuye continuamente al ceder su calor en cada unidad en serie, la temperatura del agua en las últimas unidades puede ser demasiado baja para calefacción.

Esas desventajas se pueden remediar en parte disponiendo la tubería en dos o más circuitos divididos en serie, como se muestra en la figura 2.2. Con esto se crean dos o más zonas que pueden controlarse por separado.

La disposición de circuito en serie es sencilla y económica. Está limitada a aplicaciones pequeñas y de bajo presupuesto tales como adaptaciones residenciales.

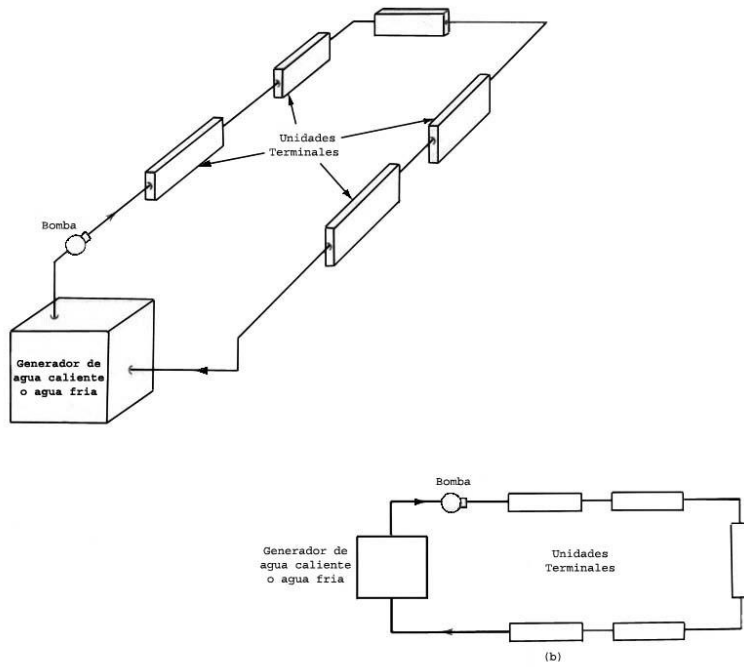


Figura 2.1 Sistema de tubería circuito serie. (a) Isométrico (b) Esquemático

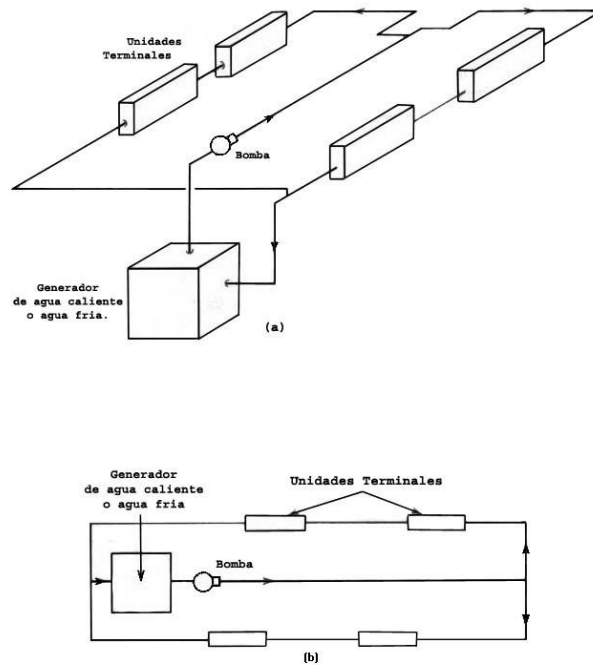


Figura 2.2. Sistema de tubería de circuitos divididos en serie. (a) Isométrico. (b) Esquemático.

### 2.2.2. CABEZAL DE UN TUBO

En la figura 2.3 aparece un diagrama de la disposición con cabezal de un tubo. Como en el circuito en serie, hay una tubería principal a través de la cual pasa el agua, pero en lugar de estar en serie con esta tubería, cada unidad terminal se conecta mediante un ramal de suministro y uno de retomo a dicha tubería. Colocando válvulas en los tubos de ramal, se puede controlar y dar servicio por separado a cada unidad. Como en el caso del circuito en serie, si hay demasiadas unidades, el agua que va a las últimas puede estar demasiado fría para calentar adecuadamente los recintos.

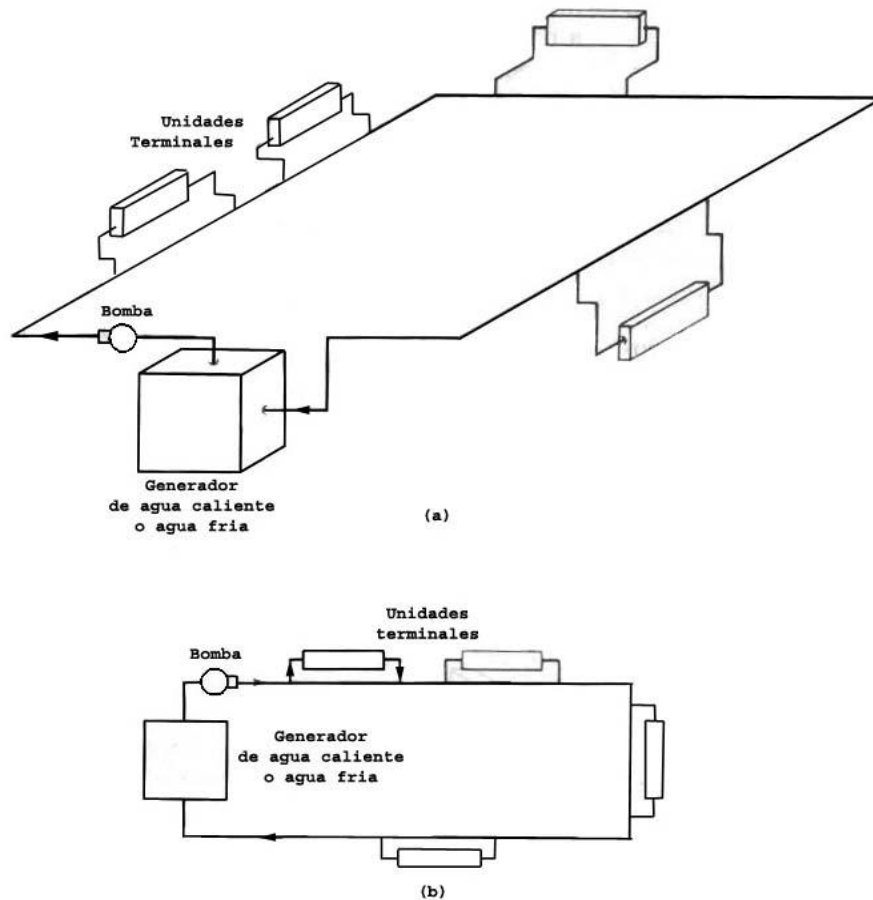


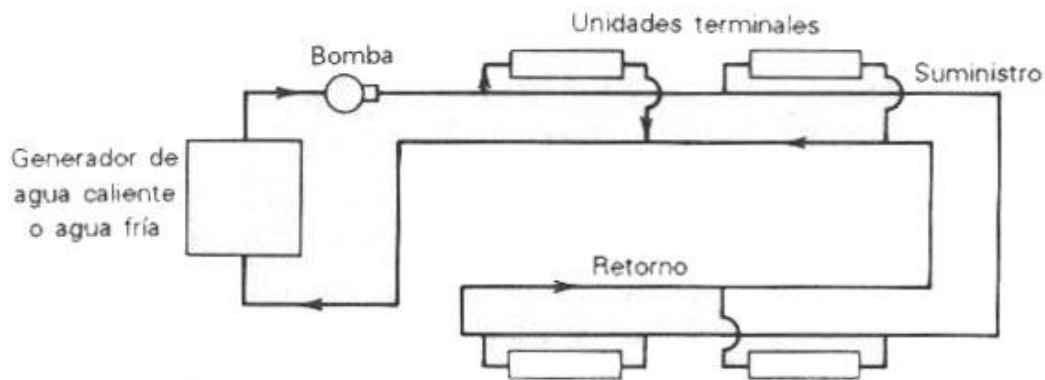
Figura 2.3 Sistema de tubería con cabezal de un tubo.  
(a) Isométrico. (b) Esquemático.

El agua en movimiento busca el camino de menor resistencia. En consecuencia, el agua que circula en el tubo principal tiende a pasar por el tramo recto de la conexión de cada ramal de suministro, y por lo tanto casi no pasa a la unidad terminal. Para evitar este problema, se usan tes desviadoras especiales en cada conexión de ramal de suministro, que dirigen parte del agua hacia dicho ramal. Además, si la unidad terminal queda debajo de la tubería principal, también se necesita una te especial en el ramal de retomo para evitar el flujo en dirección contraria.



### 2.2.3. CABEZAL DE DOS TUBOS CON RETORNO DIRECTO

Para hacer que la temperatura del agua suministrada a cada unidad terminal sea igual, se emplea la disposición con dos tubos. La figura 2.4 muestra un sistema de dos tubos con retorno directo. Hay dos cabezales, uno para agua de suministro y otro para retomo. Cada unidad terminal se alimenta mediante un ramal individual de suministro; un ramal de retomo lleva al agua de regreso al cabezal de retorno. De este modo, todas las unidades reciben agua en forma directa desde la fuente.



**Figura 2.4. Sistema de cabezal de dos tubos y retorno directo.**

El flujo (GPM) total en el sistema se divide entre las unidades terminales, de acuerdo con el diseño.

Aunque su costo es mayor que el de la disposición de cabezal de un tubo y en serie, el sistema de dos tubos permite controlar cada unidad terminal y darle servicio por separado, y como la temperatura del agua de suministro a cada unidad es la misma, se puede emplear en una instalación de cualquier tamaño. Todos los sistemas grandes emplean la disposición de dos tubos.

El sistema de dos tubos que aparece en la figura 2.4 se llama de retorno directo, porque el cabezal de retomo está colocado para regresar el agua a la fuente por el camino más corto. Sin embargo, ello crea un problema. Nótese en la figura 2.4 que el camino que toma el agua desde la bomba hasta la primera unidad y de regreso es más corto que el de la unidad más alejada. Como el agua en movimiento prefiere el camino con menor resistencia, habrá demasiado líquido que pasa por las unidades más cercanas a la bomba, y muy poco en las unidades más alejadas. Para evitar este problema, se pueden instalar válvulas de balanceo en cada ramal, pero el proceso de balanceo es difícil y muy costoso. Este problema se resuelve en gran parte con un retorno inverso.

### 2.2.4. CABEZAL DE DOS TUBOS CON RETORNO INVERSO

El problema de balanceo en la disposición de retorno directo se eliminaría si la longitud del circuito a cada unidad terminal y su retomo fueran aproximadamente iguales. Esto se

logra tendiendo el cabezal de retomo en una disposición de retorno inverso, como se muestra en la figura 2.5. Nótese que la longitud del trayecto del agua es aproximadamente igual, independientemente de por cuál unidad pase. Con esta disposición, el proceso de balanceo es relativamente sencillo.

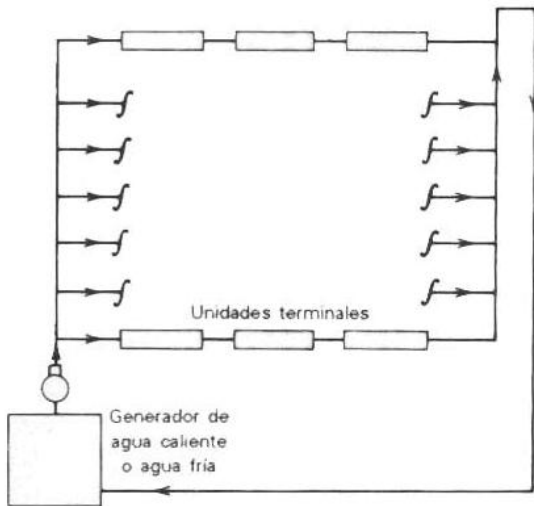
Los costos relativos de la disposición con retorno directo e inverso dependen de la forma de la construcción y de la localización de las unidades terminales. En algunos casos los costos no difieren muchos; en otros, la tubería con retorno inverso puede ser más cara.

Según lo que se trató anteriormente acerca del balanceo, podría deducirse que siempre se escogería el sistema de cabezal de dos tubos con retomo inverso, de preferencia al de retomo directo. Sin embargo, en algunos casos puede no ser sencillo balancear un sistema de retomo directo. Estos casos son los siguientes:

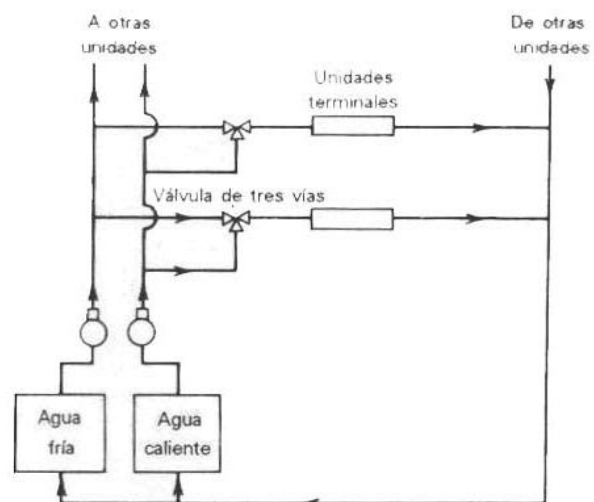
1. Si las terminales están alejadas de la bomba y agrupadas cerca una de otra, puede haber poca diferencia entre la longitud de cada trayectoria.
2. Si la resistencia en las unidades terminales es muy alta, puede ser que el flujo que pasa, a través de ellas sea aproximadamente igual.
3. Es posible igualar aproximadamente la resistencia al flujo en cada circuito en un sistema de retomo directo si se usa tubería de menor diámetro en los ramales más cercanos. Esto depende del trazo de la tubería.

En cada caso, el proyectista debe examinar la trayectoria antes de escoger.

Las disposiciones de cabezal de dos tubos y un tubo pueden dividirse en dos o más sistemas, si ello es útil, como se indicó en la disposición del circuito en serie.



**Figura 2.5.** Combinación de sistema de retorno inverso(subida) y de circuito en serie.



**Figura 2.6.** Sistema con tres tubos.

En la distribución de agua helada a unidades terminales de enfriamiento se usa casi siempre la disposición de dos tubos. La temperatura del agua para las unidades alejadas de la enfriadora sería demasiado alta para un enfriamiento adecuado con el circuito en serie, o la disposición de cabezal de un tubo.

### ***2.2.5. DISPOSICIONES COMBINADAS***

A veces es útil combinar las cuatro disposiciones básicas de tubería, para aprovechar las mejores características de cada una. La figura 2.5 muestra un ejemplo de una disposición combinada de dos tubos con retomo inverso, con un grupo de unidades en cada piso en serie. Este sistema podría seleccionarse para un edificio alto donde no se necesitara control separado de cada piso; el balanceo del flujo será sencillo y los costos serán menores en comparación con un sistema completo de retorno inverso.

### ***2.2.6. SISTEMA DE CABEZAL DE TRES TUBOS***

El tubo principal de suministro en la disposición con dos tubos se puede emplear con agua fría o caliente, para enfriar o calentar, si el sistema se conecta tanto a una enfriadora de agua como a una caldera de agua caliente. Sin embargo, sólo se puede usar uno de ellos a la vez. En las construcciones modernas, con frecuencia se necesita de calefacción en algunos recintos y enfriamiento en otros, al mismo tiempo. Por ejemplo, en un día frío con irradiación solar en un solo lado de la construcción.

Se pueden lograr el calentamiento y enfriamiento simultáneos empleando la disposición de tres tubos (figura. 2.6). Hay dos cabezales de suministro, uno por donde circula agua fría, y otro con agua caliente. Se ponen válvulas de control de tres vías en el ramal que va a cada unidad terminal, con lo que se determina si la unidad recibe agua caliente o fría. El cabezal de retorno recibe el agua de cada unidad. Las conexiones a las unidades pueden ser tanto de retomo directo como inverso.

Debido a que el cabezal de retorno mezcla agua caliente y fría, el sistema de tres tubos puede desperdiciar energía. El agua fría se calienta y el agua caliente se enfría, lo que ocasiona calentamiento y enfriamiento adicionales en la caldera y la enfriadora. Este problema puede reducirse al mínimo mediante el diseño cuidadoso, pero se debe tener en cuenta.

### ***2.2.7. SISTEMA DE CABEZAL DE CUATRO TUBOS***

El sistema de cuatro tubos consiste en realidad de dos sistemas separados, ambos de dos tubos, uno para agua fría y otro para agua caliente, y por lo tanto éstas nunca se mezclan. Es la disposición ideal, pero naturalmente es costosa.

### **2.2.8. UNIDADES TERMINALES DEL SISTEMA HIDRÓNICO**

Las unidades terminales son cambiadores de calor que la transmiten del aire del recinto al agua circulante. En general, las unidades que se emplean para calentar y para enfriar son diferentes. A continuación se describirán las siguientes clase:

#### Calefacción

1. Radiadores.
2. Convectores.
3. Unidades de zoclo (zoclo radiante).
4. Tubo alelado.
5. Paneles radiantes (calefacción y enfriamiento).
6. Calentadores unitarios.

#### Enfriamiento

1. Unidades de ventilador y serpentín (calefacción y enfriamiento).
2. Unidades de inducción (calefacción y enfriamiento).

A los radiadores, convectores, zoclo y tubos alelados se les llama en conjunto radiación. Es un nombre engañoso, porque transmiten calor al recinto por convección natural principalmente. El aire adyacente a la unidad se calienta y eleva en forma natural, creando circulación natural.

Todo tipo de radiación debe ubicarse a lo largo de las paredes expuestas y debajo de las ventanas. De este modo el calor se suministra donde la pérdida del mismo es mayor y se evitan corrientes descendentes frías.

A excepción de los radiadores y de algunos convectores, el elemento de calefacción o de enfriamiento de todas las unidades terminales hidráulicas está constituido en general por tubo alelado. Las aletas aumentan la transferencia de calor.

### **2.2.9. TEMPERATURAS Y FLUJOS DEL AGUA EN LOS SISTEMAS.**

Los sistemas hidráulicos de calefacción se clasifican de acuerdo con la temperatura como sigue:

- Agua caliente de baja temperatura ( LTW, Low Temperature Hot Water): temperaturas menores de 250°F.
- Agua caliente de temperatura media (MTW, Médium Temperature Hot Water): temperaturas de 250 a 350°F.
- Agua caliente de alta temperatura (HTW, High Temperature Hot Water): Temperaturas de 350 a 450°F.

Estas categorías son importantes porque se necesitan diferentes tipos de calderas y equipo para cada una de ellas. Por ejemplo, a medida que aumenta la temperatura del agua, se debe aumentar la presión de la caldera para evitar que el agua se evapore. En consecuencia, se necesita equipo de mayor resistencia para manejar presiones elevadas.

En teoría se prefiere una temperatura alta del agua de suministro porque se pueden hacer unidades terminales más pequeñas. Es deseable un descenso en la temperatura alta porque se necesita menos agua, lo que permite usar bombas y tuberías menores, y reduce el consumo de energía en las bombas.

Sin embargo, hay motivos para limitar la temperatura del agua. Como se mencionó antes, presiones y temperaturas menores de agua no necesitan los equipos más potentes y caros que requieren temperaturas más altas. Además, la menor temperatura del agua disminuye la severidad de una quemadura por contacto accidental, lo cual es una posibilidad real cuando se tienen niños.

La práctica usual para diseñar los sistemas de baja temperatura es seleccionar una temperatura de agua entre 180 a 240°F. Para residencias privadas, con frecuencia las condiciones satisfactorias son temperaturas de agua de suministro de 180 a 210°F, y un descenso de temperatura de 20°F, o menor, ya que las cargas de calefacción de recinto son pequeñas. El diseñador debe tomar en cuenta temperaturas de suministro hasta 240°F y caídas de temperatura hasta de 40°F en aplicaciones comerciales.

En los sistemas de alta temperatura, se escogen con frecuencia caídas de temperatura mucho mayores, hasta de 100°F, para reducir los tamaños de tubería y el consumo de energía. Los sistemas de alta temperatura se usan en proyectos muy grandes.

Los sistemas hidrónicos de enfriamiento que emplean agua helada no tienen categorías de temperatura. La temperatura de suministro que se necesita en esos sistemas depende de la deshumidificación necesaria y por lo general varía entre los 40 y los 50°F. El aumento de temperatura en el sistema va normalmente de 5 a 15°F. En este caso también, se deben tomar en cuenta grandes aumentos de temperatura al proyectar, con el fin de reducir el consumo de energía. Los fabricantes sugieren a menudo los rangos deseables de temperatura para sus equipos de calefacción y enfriamiento.

La relación entre la temperatura del agua, su flujo y la ganancia o pérdida de calor se obtiene a partir de un balance de energía (1ª Ley de la Termodinámica) y esta queda expresada:

$$Q = \dot{m} \times C_p \times \Delta T \quad \text{Ecu. 2.1.}$$

Donde :

$Q$  : Ganancia o pérdida de Calor.

$\dot{m}$  : Flujo de Agua.

$C_p$  : Calor específico del agua.

$\Delta T$  : Diferencia de temperatura del Agua.

### **2.3. CARGAS DE ENFRIAMIENTO**

El interior de un edificio gana calor debido a varias fuentes. Si la temperatura y humedad del aire en los recintos se deben mantener a un nivel confortable, se debe extraer calor para compensar las ganancias mencionadas. A la cantidad neta de calor que se retira se le llama carga de enfriamiento. Se debe calcular esta carga porque es la base para seleccionar el equipo de enfriamiento adecuado, así como las tuberías y los ductos. También se emplea para analizar el uso y la conservación de la energía. El cálculo de la carga de enfriamiento se basa en los principios de transferencia de calor.

Los métodos de cálculo de las cargas de enfriamiento que se emplearán son esencialmente los que recomienda el ASHRAE (Fundamentáis Handbook, 1985).

Los procedimientos de cálculo que se describen son mucho más exactos que los que se empleaban en el pasado. La mayor exactitud conduce con frecuencia a la selección de equipos de menor tamaño y más eficientes en cuanto al uso de energía. Muchos códigos y normas nuevos de construcción piden que se lleven a cabo los cálculos empleando dichos métodos, o métodos semejantes.

Los procedimientos descritos se aplican a construcciones comerciales e industriales. Después se describirán las modificaciones que se usan para construcciones residenciales.

#### **2.3.1. EL EFECTO DE ALMACENAMIENTO DE CALOR**

La ganancia de calor bruta del recinto es la velocidad a la que se recibe calor en cualquier momento en el recinto. Esta ganancia de calor está constituida por partes procedentes de muchas fuentes: radiación solar, alumbrado, conducción y convección, personas, equipo, infiltración. Todo el calor que se recibe de esas fuentes en general no se emplea en forma inmediata para calentar el aire del recinto. Algo del calor, en especial la energía radiante del sol, las luces y la gente, se absorbe en los materiales dentro del recinto, tanto de su estructura como de sus muebles. A esto se le llama el efecto de almacenamiento de calor: calor que se absorbe y almacena en los materiales de construcción. Como resultado de ello, con frecuencia la ganancia neta de calor al aire del recinto, que procede de las fuentes de calor, es menor que las ganancias brutas de calor. La carga de enfriamiento del

recinto, que es la velocidad a la cual se debe eliminar el calor del recinto para mantener las condiciones de diseño, es la suma de las ganancias netas de calor.

Es muy importante tomar en cuenta el efecto de almacenamiento de calor, porque puede ocasionar cargas reales apreciablemente menores. El efecto de almacenamiento se puede considerar también como un periodo de retraso del calor. Esto es, algo del calor que se recibe en el recinto se retrasa en el tiempo para alcanzar el aire del mismo. Al final, la temperatura de los materiales de construcción se elevará lo suficiente como para ceder calor al aire de la estancia. Sin embargo, en general el almacenamiento continúa hasta más allá de la hora de la carga máxima en el día, y el efecto neto es una reducción de cargas pico o máximas. El turista que ha estado en el interior de las grandes catedrales en Italia, en un día caluroso de verano, nota cuan fresco está el interior. Las paredes, algunas veces de 6 a 8 ft de espesor, tienen una gran capacidad de almacenamiento de calor, y un gran efecto de retraso.

### ***2.3.2. GANANCIAS DE CALOR EN RECINTOS***

Los componentes que contribuyen a la ganancia de calor en el recinto son los siguientes.

1. Conducción a través de paredes, techo y vidrios al exterior.
2. Conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos.
3. Radiación solar a través de vidrios.
4. Alumbrado.
5. Personas.
6. Equipos.
7. Infiltración del aire exterior a través de aberturas.

Conviene agrupar en dos partes esas ganancias de calor: las que proceden de fuentes externas al recinto, y las que se generan internamente. Según la descripción anterior se ve que los puntos 1 a 3 son ganancias de calor externo, y los puntos 4 a 6 son ganancias de calor interno. Se puede considerar que la infiltración es una clase separada.

También conviene agrupar las ganancias de calor en dos grupos distintos ganancias de calor sensible y de calor latente. Las ganancias de calor sensible ocasionan un aumento de la temperatura del aire y las ganancias de calor latente se deben a la adición de vapor de agua, y por lo tanto aumentan la humedad. Los puntos 1 a 4 sólo son ganancias de calor sensible. Los puntos 5 y 7 son ganancias en parte de calor sensible y en parte de calor latente, y el punto 6 puede entrar en cualquiera de las categorías o en ambas, dependiendo del tipo de equipo.

### 2.3.3. CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LA ESTRUCTURA EXTERIOR

Las ganancias de calor por conducción a través de paredes, techo y vidrios que dan al exterior se calculan con la siguiente ecuación:

$$Q = U \times A \times DTCE \quad \text{Ecu. 2.2.}$$

- Q = ganancia neta del recinto por conducción a través del techo, paredes o vidrio, BTU/h.
- U = coeficiente general de transferencia de calor para el techo, paredes o vidrios, BTU/h-ft<sup>2</sup>-°F.
- A = área del techo, pared o vidrios, ft<sup>2</sup>
- DTCE<sub>e</sub> = diferencia de temperatura para carga de enfriamiento, °F

Se calcula la superficie de cada uno de los componentes empleando los planos de construcción. Los valores de U, se encuentran en las tablas 6.1, 6.3, A.7, A.8 o bien se pueden calcular a partir de los valores de R.

La DTCE es una diferencia de temperatura que toma en cuenta el efecto de almacenamiento de calor. Las tablas (A.1)\* y (A.2)\*, presentan una lista de valores DTCE para algunas formas de construcción de paredes y techo. La tabla (A.3)\* describe las construcciones de las paredes que se emplean en la tabla (A.2)\*.

Los valores de las tablas se basan en una temperatura de diseño interior de 78°F(25,5°C) y una temperatura exterior, promedio diario, de 85°F(29,44°C) con paredes y techos de colores oscuros, para el 21 de julio, a una latitud de 40°N.

La tabla (A.4)\* muestra los valores de la DTCE para vidrio. La DTCE corregida se calcula como sigue:

$$DTCE_e = CLTD + (78 - T_R) + (T_o - 85) \quad \text{Ecu. 2.3.}$$

Estas correcciones tienen el mismo significado para paredes y techos.

Los valores de la tabla (A.4)\* pueden interpolarse entre las horas enlistadas.

---

\* Tablas en el APENDICE I



### 2.3.4. CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LA ESTRUCTURA INTERIOR

El calor que pasa desde los espacios interiores sin acondicionamiento hasta los espacios acondicionados a través de divisiones, pisos y cielos rasos se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$Q = U \times A \times DT \quad \text{Ecu. 2.4.} \quad \text{donde}$$

- Q = velocidad de transferencia de calor a través de la división, piso o cielo raso, BTU/h.
- U = coeficiente global de transferencia de calor para la división, piso o cielo raso, BTU/h-ft<sup>2</sup>-°F.
- A = área de la división, piso o cielo raso, ft<sup>2</sup>.
- DT= diferencia de temperatura entre los espacios sin acondicionar y los acondicionados, °F.

Si no se conoce la temperatura del espacio sin acondicionar, se emplea con frecuencia una aproximación que consiste en suponer que está a 5°F menos que la temperatura exterior. Los espacios con fuentes de calor, como los cuartos de calderas, pueden estar a temperaturas mucho mayores.

### 2.3.5. RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE VIDRIOS

La energía radiante del sol pasa a través de materiales transparentes como el vidrio y se transforma en ganancia de calor al recinto. Su valor varía con la hora, la orientación, el sombreado y el efecto de almacenamiento. La ganancia neta de calor se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$Q = FGCS \times A \times CS \times FCE \quad \text{Ecu. 2.5.}$$

- Q = Ganancia neta por radiación solar a través del vidrio, BTU/h.
- FGCS = Factor de ganancia máxima de calor solar, BTU/h-ft<sup>2</sup>.
- A = Área del vidrio, ft<sup>2</sup>.
- CS = Coeficiente de sombreado.
- FCE = Factor de carga de enfriamiento para el vidrio.

El factor de ganancia máxima de calor solar (FGCS) es la ganancia máxima de calor solar a través de un vidrio sencillo de 1/8 de in en un mes, orientación y latitud dados. En la tabla (A.5)\* se muestran los valores para el vigésimo primer día de cada mes.

El factor FGCS da los valores de ganancia máxima de calor sólo para el tipo de vidrio que se especifica, y sin dispositivos de sombra. Para tomar en cuenta ganancias de calor con diferentes tipos de ventanas, se introduce el coeficiente de sombreado, CS. Este coeficiente es la cantidad proporcional de ganancia máxima de calor a través de distintos tipos de vidrio sencillo de 1/8 in. La tabla (A.6)\* muestra algunos valores del CS.

El factor de carga de enfriamiento FCE considera el almacenamiento de una parte de la ganancia de calor solar. Los valores de FCE que se deben aplicar en los cálculos de ganancia de calor.

### **2.3.6. CONDICIONES DE DISEÑO**

Los cálculos de carga de enfriamiento se basan en general sobre las condiciones de diseño, interiores y exteriores, de temperatura y humedad. Las condiciones interiores son las que dan confort suficiente. Las condiciones de diseño exteriores, en verano, se basan en máximos razonables, a partir de registros de clima.

Los valores 2.5% darán un equilibrio razonable entre el confort y el costo para la mayor parte de las aplicaciones. Para otras necesidades, se listan los valores del 1 y el 5% en las tablas del manual de la ASHRAE.

### **2.3.7. ALUMBRADO**

La ecuación para calcular la ganancia de calor debida al alumbrado es

$$Q = 3,4 \times W \times FB \quad \text{Ecu. 2.6.}$$

- Q = Ganancia neta neta de calor debida al alumbrado, BTU/h.
- W = Capacidad de la luminaria, Watts.
- FB = Factor de balastra.

El término W es la capacidad nominal de las luces en uso, expresada en watts. En muchas aplicaciones todo el alumbrado está encendido siempre, pero si no lo está, se debe emplear la cantidad real. El valor 3,4 es para convertir watts a BTU/h.

El factor FB toma en cuenta las pérdidas de calor en la balastra de las unidades fluorescentes, u otras pérdidas especiales. Un valor típico de FB es 1,25 para el

---

\* Tablas en el APENDICE I

alumbrado fluorescente, pero se debe verificar si hay dudas. Para el alumbrado incandescente no hay pérdidas adicionales y el  $FB = 1,0$ .

### 2.3.8. PERSONAS

La ganancia de calor debida a las personas se compone de dos partes: el calor sensible y el calor latente que resulta de la transpiración. Algo del calor sensible se puede absorber por el efecto de almacenamiento de calor, pero no el calor latente. Las ecuaciones para las ganancias de calor sensible y latente originado en las personas son:

$$Q_s = q_s \times n \times FCE \quad \text{Ecu. 2.7.}$$

$$Q_l = q_l \times n \quad \text{Ecu. 2.8.}$$

La velocidad de ganancia de calor debida a la gente depende de su actividad física. La tabla (A.7)\* da una lista de valores para algunas actividades típicas. Las velocidades están determinadas para una temperatura de BS de recinto de 78°F. Como se observa, los valores cambian ligeramente para otras temperaturas.

El factor FCE, del efecto de almacenamiento de calor, se aplica a la ganancia de calor debida a las personas. Si el sistema de acondicionamiento de aire se apaga durante la noche, no se debe incluir almacenamiento de calor y el  $FCE = 1,0$ . La tabla (A.8)\* da una lista de valores de ese factor para las personas.

### 2.3.9. EQUIPOS

La ganancia de calor debida al equipo se puede calcular en ocasiones en forma directa consultando al fabricante o a los datos de placa, tomando en cuenta si su uso es intermitente. Algunos equipos producen tanto calor sensible como latente. En la tabla (A.9)\* se muestran algunos valores de la producción de calor para aparatos eléctricos típicos. Nótese que cuando se emplean campanas para extraer el aire caliente, la salida de calor al recinto es menor. Los factores FCE, que no aparecen aquí, se aplican si el sistema funciona las 24 horas.

La producción de calor procedente de los motores y el equipo que los impulsa se debe a la conversión de energía eléctrica en calor. La proporción de calor generado que pasa al recinto de acondicionamiento de aire depende de si el motor y la carga impulsada se encuentran ambos en el recinto, o tan sólo uno de ellos. La tabla (A.10)\* da una lista de producciones de calor para cada caso.

---

\* Tablas en el APENDICE I

### 2.3.10. INFILTRACIÓN

Los dos medios por los cuales puede entrar el aire frío a la construcción se llaman infiltración y ventilación. Las cantidades de calor que resultan se llaman carga por infiltración, y carga por ventilación.

**2.3.10.1. Efecto de la infiltración de aire sobre la pérdida o ganancia de calor sensible.** La infiltración ocurre cuando el aire exterior entra a través de aberturas en la construcción, debido a la presión del viento. Las aberturas que más nos ocupan son las fisuras alrededor de los marcos de ventanas y puertas, y puertas abiertas. El aire infiltrado que entra a un recinto en invierno hace descender la temperatura del aire interior. Por lo tanto, se debe suministrar calor al recinto para mantener su temperatura de diseño. Esto se expresa mediante la ecuación 2.9.

$$Q_s = m \times C_p \times CT \quad \text{Ecu. 2.9.} \quad \text{donde:}$$

- Q: Calor sensible necesario para el aire de infiltración o ventilación.
- m: Flujo másico de aire.
- C<sub>p</sub>: Calor específico del aire.
- CT: Diferencia de temperatura entre el aire interior y exterior.

**2.3.10.2. Efecto del aire de infiltración sobre pérdida o ganancia de calor latente.** Como con frecuencia el aire de infiltración es menos húmedo que el aire interior, la humedad interior puede descender a un nivel inadmisibles para el confort. Para conservar la humedad del aire del recinto, se le debe agregar vapor de agua. La adición de esta humedad necesita de calor: el calor latente de evaporación del agua. Esto se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$Q_L = 0.68 \times CFM \times (W_e - W_i) \quad \text{Ecu. 2.10.} \quad \text{donde:}$$

- Q: calor latente necesario para el aire de infiltración o de ventilación BTU/h
- CFM: velocidad de infiltración o ventilación del aire, ft<sup>3</sup>/min
- W<sub>e</sub> – W<sub>i</sub>: relaciones de humedad, expresadas en granos de agua/lb de aire seco.

Las ecuaciones 2.9 y 2.10 se usan para calcular las pérdidas de calor sensible y latente originadas por el aire de infiltración. La pérdida de calor sensible, debe calcularse siempre. Si la menor humedad del aire que resulta de las infiltraciones es aceptable, entonces se puede ignorar el efecto de la pérdida de calor latente.

Hay dos métodos para calcular los CFM del aire de infiltración: el método de las fisuras y el método de cambio de aire.

**2.3.10.3. MÉTODO DE LAS FISURAS.** Este método supone que se puede medir o establecer una tasa de infiltración del aire con exactitud, por pie de fisura. Los reglamentos energéticos tienen una lista de velocidades máximas permisibles de infiltración para construcciones nuevas o remodelaciones. La tabla 2.1. es una lista de tasas típicas de infiltración en los reglamentos de energía, basadas en un viento de 25 MPH.

**TABLA 2.1.** TASAS MÁXIMAS RECOMENDADAS DE INFILTRACIÓN PARA DISEÑO A TRAVÉS DE VENTANAS Y PUERTAS EXTERIORES.

Componente	Tasa de Infiltración
Ventanas	0,75 CFM/ft de fisura.
Puertas	1,0 CFM/ft de fisura

Las longitudes y áreas de las fisuras se deben determinar mediante los planos de la construcción, o mediante mediciones de campo.

**2.3.10.4. Infiltración en los recintos en ángulo.** Cuando se calcula la tasa de infiltración para un recinto con dos paredes expuestas adyacentes (recinto en ángulo), con puertas y ventanas en ambos lados, se supone que el aire de infiltración penetra a través de fisuras sólo por uno de los lados, ya que el viento sólo puede provenir de una dirección a un tiempo dado. Desde luego, el viento cambia de dirección, pero los efectos de la infiltración no pueden agregarse porque se presentan en momentos diferentes.

Si el viento sopla en dirección oblicua, hacia el ángulo, las longitudes de fisura proyectadas para cada lado son menores; el efecto general es el mismo que si el viento proviniera solamente de un lado (empleando su longitud real de fisura). Si hay diversos tipos o tamaños de aberturas a cada lado, se debe usar el lado con mayor infiltración (CFM) para el cálculo.

Uso de puertas. Para construcciones que tienen uso frecuente de puertas, como por ejemplo las tiendas departamentales, se debe incluir la infiltración provocada por la abertura de puertas. Primero se determina la intensidad de uso de las mismas, o sea el número de personas por minuto, de acuerdo con el arquitecto o con el propietario.

En la tabla 2.2 aparecen algunas tasas de infiltración promedio.

**Tabla 2.2.** Tasas de infiltración para puertas de uso frecuente.

Tipo	ft <sup>3</sup> por persona
Puerta giratoria, no de vestíbulo	900
Puerta giratoria, de vestíbulo.	550
Puerta rotatoria.	60

Para puertas que se dejan abiertas indefinidamente, se deben usar medios especiales para compensar la infiltración. Dos de tales métodos son los calentadores unitarios, que expulsan aire caliente directamente a la abertura, y las cortinas de aire que dirigen una

columna vertical de aire caliente hacia la abertura. Sin embargo, es difícil determinar el efecto de estos métodos sobre la carga de calefacción de la construcción.

Se puede obtener una infiltración adicional de aire a través de una pared porosa. Si las paredes tienen una porosidad sustancial, se les debe aplicar un recubrimiento sellador o de otro tipo.

**2.3.10.5. Método del cambio de aire.** Este método supone que se puede calcular el número de cambios de aire por hora. Un cambio de aire es igual al volumen de un recinto. Esta determinación se basa en la experiencia y en pruebas. En la tabla 2.3. aparecen valores típicos para construcciones residenciales.

**TABLA 2.3.** Cambios de aire por hora que se presentan bajo condiciones promedio, excluye el aire de ventilación.

Tipo de Recinto	Vidrio sencillo sin cinta hermética.	Guardaventana o con cinta hermética.
Sin ventanas ni puertas exteriores.	0,5	0,3
Puertas o ventanas exteriores de un lado.	1	0,7
Puertas o ventanas exteriores de en dos lados.	1,5	1
Puertas o ventanas exteriores de en tres lados.	2	1,3
Vestíbulos de entrada.	2	1,3

En la construcción residencial moderna "hermética", las técnicas de sellado pueden reducir la tasa de infiltración hasta 0.2 a 0.5 cambios de aire por hora. Sin embargo, existe la preocupación de que esta reducción en la ventilación natural pueda aumentar la contaminación en el interior, hasta niveles insalubres.

Con la definición del cambio de aire, se puede emplear la ecuación 2.11 para calcular la tasa de infiltración de aire en CFM.

$$\text{CFM} = \text{C.A} \times \text{V}/60 \quad \text{Ecu. 2.11. Donde:}$$

- CFM: Velocidad de infiltración de aire al recinto.
- C.A: Números de cambios de aire por hora para el recinto (Tabla 2.3)
- V: Volumen del recinto.

La mayor parte de los sistemas de acondicionamiento de aire en el verano tienen ventilación mecánica que emplea algo de aire del exterior, con lo cual se reduce o se elimina la infiltración, porque se crea una presión positiva de aire dentro de la construcción. En este caso, el aire de ventilación no es una carga en el recinto, sino una carga para el equipo central de enfriamiento. Muchas construcciones modernas tienen

ventanas selladas, y por lo tanto no tienen pérdidas por infiltración, excepto en las puertas.

### **2.3.11. CARGA DE ENFRIAMIENTO O DE REFRIGERACIÓN**

Una vez que se han calculado las ganancias máximas de calor sensible y latente, el siguiente paso es calcular la carga de refrigeración, a la cual se le llama también carga de enfriamiento. Es la carga a la que se somete el equipo de enfriamiento. La carga de refrigeración será mayor que la carga de la construcción porque hay ganancias de calor que pasan al sistema de acondicionamiento de aire desde el exterior. Esas ganancias pueden provenir de:

1. Ventilación, aire exterior.
2. Ganancias de calor en ductos.
3. Calor producido por los ventiladores y bombas del sistema de acondicionamiento de aire.
4. Fugas de aire de los ductos

### **2.3.12. VENTILACIÓN**

En general se admite algo de aire exterior por razones sanitarias y de confort. El calor sensible y el latente de este aire es mayor que el del aire del recinto, por lo cual se vuelve parte de la carga de enfriamiento. Sin embargo, el exceso de calor se elimina en general en el equipo de enfriamiento, y por lo tanto es parte de la carga de refrigeración, pero no de la carga del recinto.

Las ecuaciones para calcular las cargas de enfriamiento sensible y latente debidas al aire de ventilación, son.

$$Q_s = 1,1 \times \text{CFM} \times \text{CT} \quad \text{Ecu. 2.12.}$$

$$Q_l = 0,68 \times \text{CFM} \times (W_e - W_i) \quad \text{Ecu. 2.13.}$$

- $Q_s, Q_l$  = Cargas de calor sensible y latente debidas al aire de ventilación, BTU/h.
- CFM = Flujo de aire de ventilación,  $\text{ft}^3/\text{min}$ .
- CT = Cambio de temperatura entre el aire exterior e interior, °F.
- $W_e, W_i$  = Relación de humedad exterior e interior, gr de agua/lb aire seco.

El calor  $Q_t$  total retirado del aire de ventilación  $Q=Q_s+Q_l$ .

En la tabla (A.11)\* se presentan tasas sugeridas de ventilación con aire exterior, y niveles típicos de ocupación para algunas aplicaciones. Nótese que hay valores mínimos y recomendados. Los mínimos se usan cuando el costo es de primera importancia, y los recomendados cuando se necesita una mejor calidad de aire.

### **2.3.13. GANANCIA DE CALOR EN DUCTOS**

El aire acondicionado que pasa por ductos gana calor de los alrededores. Si el ducto pasa a través de espacios acondicionados, la ganancia de calor ocasiona un efecto útil de enfriamiento, pero para los ductos que pasan por lugares no acondicionados representa una pérdida de calor sensible que se debe sumar a la carga sensible. La ganancia de calor se puede calcular con la ecuación 2.4, de transferencia de calor

$$Q = U \times A \times DT \quad \text{Ecu. 2.14} \quad \text{donde}$$

- Q = Ganancia de calor del ducto, BTU/h.
- U = Coeficiente de transferencia de calor, BTU/h.
- A = Superficie del ducto, ft<sup>2</sup>.
- DT = Diferencia de temperatura entre el aire del ducto y los alrededores.

Si hay ganancia apreciable en los ductos de retomo de aire se debe calcular también, pero sólo se suma a la carga de refrigeración.

### **2.3.14. CALOR DESPRENDIDO EN VENTILADORES Y BOMBAS**

Algo de la energía de los ventiladores y bombas del sistema se convierte en calor debido a la fricción y otros efectos, y viene a ser parte de la ganancia de calor que debe sumarse a la carga de refrigeración. Para un ventilador dispuesto para succionar con una corriente descendente desde el serpentín de enfriamiento, se suma el calor a la carga sensible, mientras que para uno dispuesto para insuflar, con una corriente ascendente desde el serpentín, el calor sólo se suma a la carga de refrigeración. Se puede tomar en cuenta aproximadamente el calor del ventilador como sigue:

- Para presión de 1 in de agua sumar 2.5% a la carga sensible.
- Para presión de 2 in de agua sumar 5% a la carga sensible.
- Para presión de 4 in de agua sumar 10% a la carga sensible.

El calor de la bomba de agua helada en los sistemas pequeños es poco en general y puede ignorarse, pero para los sistemas grandes puede ser de 1 a 2% del calor sensible y se debe sumar a la carga de refrigeración.

---

\* Tablas en el APENDICE I



### 2.3.15. FUGAS DE AIRE EN DUCTOS

Los sistemas de ductería dejan escapar aire en las uniones. Desafortunadamente, muchos sistemas tienen pérdidas demasiado grandes debidas a instalaciones defectuosas. Sin embargo, con un trabajo cuidadoso se deben limitar las fugas de aire al 5% de los CFM totales. Si los ductos están fuera del espacio acondicionado, el efecto de las fugas se debe sumar a la carga sensible y la carga total del sistema. Si el aire escapa hacia el recinto acondicionado, entonces efectúa un trabajo útil de enfriamiento, pero se debe tener cuidado para que no se difunda hacia lugares equivocados.

### 2.4. LA ECUACIÓN DE ENERGÍA DE FLUJO

Cuando se aplica el principio del balance de energía al flujo en un tubo o en un ducto, se puede enunciar como sigue: entre cualquier par de puntos 1 y 2.

$$E_1 + E_{ag} - E_{per} = E_2 \quad \Rightarrow$$

$$E_1 + E_{ag} = E_2 + E_{per} \quad \text{donde:}$$

- $E_1, E_2$  = Energía almacenada en el fluido en los puntos 1 y 2.
- $E_{ag}$  = Energía agregada al fluido entre los puntos 1 y 2.
- $E_{per}$  = Energía perdida por el fluido entre los puntos 1 y 2.

La energía del fluido en cualquier punto consiste de presión, velocidad (energía cinética) y elevación (energía potencial). La energía agregada puede ser la de una bomba o un ventilador. La energía pérdida se debe a la fricción. Puede haber otros cambios de energía, por ejemplo, un cambio de temperatura, pero en general son pequeños y se puede ignorar. Si se expresa el balance de energía en forma de ecuación, se emplean unidades de carga de presión, se tiene:

$$\underbrace{E_1}_{H_1 + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1} + \underbrace{H_{ag}}_{H_p} = \underbrace{E_2}_{H_2 + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2} + \underbrace{H_{per}}_{H_f} \quad \text{Ecu. 2.15.}$$

- $H$  = Presión agregada por la bomba o el ventilador.
- $V$  = Velocidad.
- $g$  = Aceleración de gravedad.
- $Z$  = Elevación.
- $H_p$  = Presión agregada por una bomba o ventilador.
- $H_f$  = Pérdida de presión en la tubería o el ducto debida a la fricción.

A esta ecuación se le llama la ecuación de energía de flujo, o la ecuación generalizada de Bernoulli. Se usa con frecuencia para calcular las necesidades de presión de bombas y ventiladores, y en pruebas y balanceos de sistemas.

### 2.4.1. PERDIAS EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS

Debido a la gran variedad de fluidos usados en los procesos industriales modernos, una ecuación que pueda ser usada para estimar la pérdidas en las tuberías resulta muy conveniente. Una ecuación de este tipo es la fórmula de *Darcy-Weisbach*, que puede ser deducida por análisis dimensional, sin embargo, una de las variables de la fórmula, el coeficiente de fricción, debe ser determinado experimentalmente. Esta ecuación de pérdida de presión se expresa en columna de líquido de fluido y es:

$$h_f = \frac{8 \times f \times L_{eq} \times Q^2}{\pi^2 \times D^5 \times g} \quad \text{Ecu.2.16.}$$

$h_f$  : Pérdida ocurrida en la longitud  $L_{eq}$

$f$  : Factor de fricción.

$L_{eq}$  : Longitud equivalente.

$Q$  : Caudal.

$D_{int}$  : Diámetro interno.

$g$  : Aceleración de gravedad.

Esta ecuación se utiliza para estimar las pérdidas en tuberías rectas, para el caso de los accesorios (Codos, Cambios de diámetros, Válvulas, Etc.) se utiliza la misma ecuación pero se calcula una longitud equivalente por accesorio que depende directamente del coeficiente de resistencia  $K$  del mismo. Este es:

$$K = f \times \frac{L_{eq}}{D_{int}} \Rightarrow L_{eq} = \frac{K}{f} \times D_{int} \quad \text{Al sustituir en la Ecuación 2.16.}$$

$$h_f = \frac{8 \times K \times Q^2}{\pi^2 \times D_{int}^4 \times g} \quad \text{Ecu. 2.17.}$$

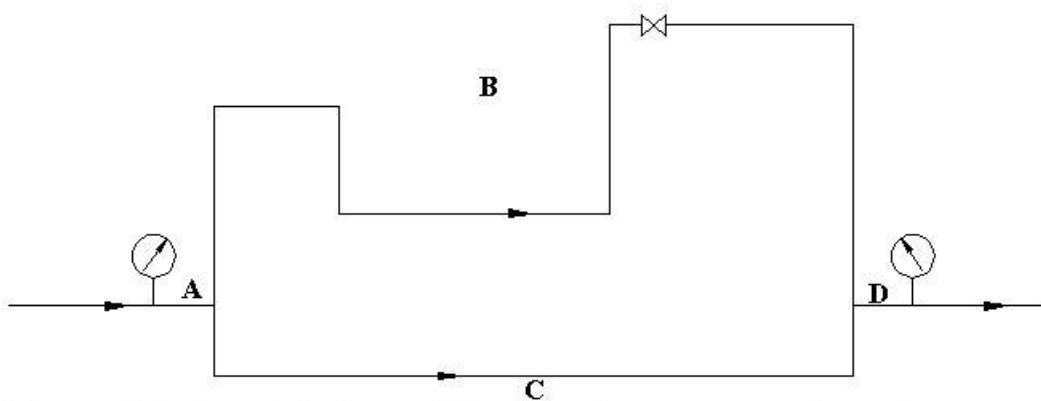
### 2.5. PRESIONES EN SISTEMAS CERRADOS Y ABIERTOS

Un sistema de tubería o ducto abierto es aquel en el que existe, en algún punto, comunicación con la atmósfera. En esta se incluyen cualquier cambio de elevación para calcular la carga de la bomba. Un sistema de agua de torre de enfriamiento también es un sistema abierto. Un sistema cerrado es aquel en el cual el agua recircula en forma continua y no hay abertura alguna de la tubería. En un sistema cerrado no hay cambio neto de elevación del agua en todo el circuito, y por lo tanto, es cero en la ecuación de energía de flujo. Un sistema hidráulico es un sistema cerrado.

### 2.5.1. CAÍDAS DE PRESIÓN EN SISTEMAS DE TUBERÍAS

Es un problema común el determinar la caída de presión debida a la fricción en un sistema cerrado, para calcular la carga necesaria de la bomba. La caída de presión del sistema simplemente es la suma de las pérdidas a través de cada parte en uno de los trayectos o circuitos, desde la descarga de la bomba hasta la succión de la misma, incluyendo tubería, conexiones, válvulas y equipo. La información sobre caídas de presión a través de los equipos se obtiene con los fabricantes de los mismos.

Para calcular la pérdida de presión del sistema, se toman en cuenta las pérdidas a través de un sólo circuito. Esto se debe a que las caídas de presión son las mismas a través de cada uno de los circuitos. Esta idea se asemeja mucho al caso de los circuitos eléctricos,



**Figura 2.7. La caída de presión entre dos puntos cualesquiera es siempre la misma.**

en los cuales la caída de voltaje a través de circuitos eléctricos en paralelo es la misma; la figura 2.7 lo muestra. La caída de presión de A a D se indica mediante la diferencia en las lecturas de los dos manómetros ubicados en A y en D. Por lo tanto, la caída de presión a través del circuito más largo ABD es la misma que a través del circuito ACD.

Según esta explicación parecería que no importa el circuito que uno escoja para calcular realmente la caída de presión del sistema. Sin embargo, en general no es así. La mayor parte de los sistemas de tuberías están diseñados para tener caídas iguales por pie de longitud. Parecería, por lo tanto, y usando nuestro ejemplo anterior, que en este caso la caída de presión ABD sería mayor que la de ACD. Desde luego que esto no es posible, porque cada manómetro tiene una lectura fija. Lo que sucede en realidad es que al balancear el sistema, se regulan las válvulas en ABD para aumentar la caída de presión allí y obtener el flujo adecuado en el circuito.

Es por esta razón que se escoge el circuito más largo para calcular la caída de presión del sistema. En general, los circuitos más cortos tienen las válvulas parcialmente cerradas, y no hay modo de predecir las caídas de presión a través de éstas.

Para calcular la caída de presión del sistema, entonces, se revisa el esquema de tubería para ver cuál circuito es el más largo. A veces se escoge uno aunque no lo sea. Esto sucede cuando dicho circuito tiene un gran número de componentes, con una caída de presión alta, y entonces es éste el que tiene la mayor longitud equivalente.

## ***2.6. BOMBAS CENTRÍFUGAS, TANQUES DE EXPANSIÓN Y VENTILACIÓN***

Una bomba es un dispositivo que hace circular líquidos a través de sistemas de tubería. La bomba centrífuga es el tipo de bomba que más se usa para hacer circular agua por los sistemas de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire.

### ***2.6.1 BOMBAS***

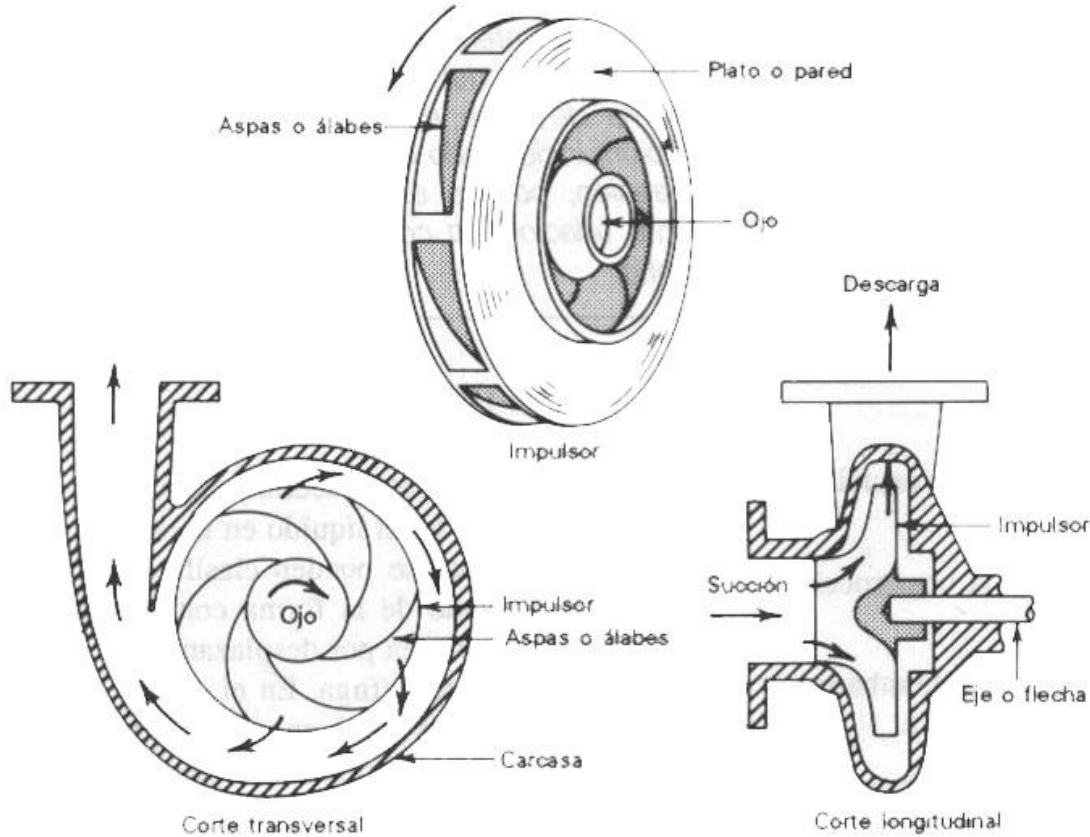
Son equipos que sirven para mover o transferir un líquido, venciendo efectos opuestos a este movimiento, como lo son: La gravedad, la contra presión de un recipiente, la fricción en tuberías, accesorios y equipos, inercia del fluido.

### ***2.6.2. TIPOS DE BOMBAS***

Una bomba da la presión necesaria para vencer la resistencia al flujo de un líquido en un sistema de tubería. Las bombas se pueden clasificar en dos grupos, dependiendo de la forma como desarrollan esta presión: ya sea por desplazamiento positivo, o por fuerza centrífuga. En el primer grupo quedan comprendidas las bombas recíprocas, de engranes, de paletas, de tornillo y rotatorias. Estas sólo se usan en casos especializados en el área de condicionamiento de aire, y no se describirán aquí. Las bombas centrífugas se usan en general tanto en los sistemas hidrónicos como en los de torres de enfriamiento. Son confiables, potentes y eficientes.

### 2.6.3. PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO

La bomba centrífuga eleva la presión del agua al aumentar primero su velocidad, para a continuación convertir esa energía de velocidad en energía de presión. La figura 2.8 muestra los elementos de operación de una bomba centrífuga.



**Figura 2.8. Elementos de operación de una bomba centrífuga.**

El impulsor es la parte que transmite la energía a el agua. Ésta fluye desde el tubo de succión de la bomba y entra a la abertura del centro del impulsor, llamada ojo. El impulsor gira, movido a su vez por un motor u otra máquina. El agua se impulsa en dirección centrífuga, o sea radialmente hacia afuera, debido al movimiento de los alabes o aspas del impulsor. La velocidad del agua aumenta mucho en esta acción. La carcasa de la bomba contiene y guía al agua hacia la abertura de descarga.

La acción del impulsor aumenta la velocidad del agua, pero no su presión. La energía de velocidad se convierte en energía de presión al disminuir la velocidad. Esto se logra aumentando el área de flujo en lo que se llama la voluta de la carcasa.

### 2.6.4. CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS

Los conceptos de mayor importancia en el funcionamiento de una bomba son la presión o carga que puede desarrollar, el flujo que entrega, la potencia necesaria para impulsarla, y

su eficiencia. A todos estos conceptos se les llama características de la bomba. Las características se presentan en general en forma de curvas para cada bomba, y se pueden emplear para seleccionar la bomba correcta para determinada aplicación. La forma general de esas curvas es semejante para todas las bombas centrífugas. Con frecuencia es muy útil analizar esas curvas para localizar problemas de funcionamiento.

La potencia necesaria para impulsar a una bomba se llama potencia al freno o potencia en el eje  $N_e$ . La potencia producida es la que se transmite al agua y se le llama potencia hidráulica  $N_h$ , que se obtiene mediante la siguiente ecuación:

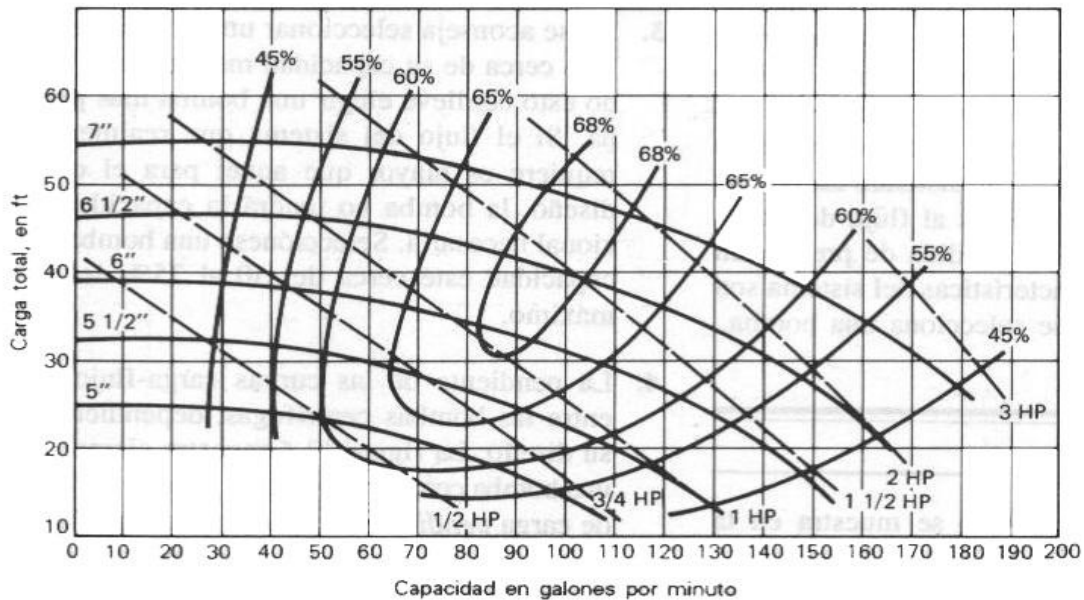
$$N_h = \rho \times g \times H \times Q \quad \text{Ecu. 2.18. donde:}$$

- $N_h$  = Potencia hidráulica.
- $\rho$  = Densidad del fluido.
- $g$  = Aceleración de gravedad.
- $H$  = Potencia que suministra la bomba.
- $Q$  = Caudal del fluido que maneja la bomba.

La potencia consumida de una bomba ( $N_e$ ) es siempre mayor que la potencia entregada ( $N_h$ ), debido a la fricción y a otras pérdidas inevitables. La eficiencia  $\eta$ , de una bomba se define como:

$$\eta = \frac{N_h}{N_e} \quad \text{Ecu. 2.19.}$$

Una forma de presentar la curvas de las bombas se muestra en la figura 2.9. En este caso se muestran las curvas carga-flujo para algunas bombas con tamaños de impulsor que van de 5 a 7 pulgadas de diámetro, todas ellas con carcasa de iguales dimensiones. En lugar de las curvas de BHP y eficiencia, se muestran líneas de BHP constantes y eficiencias constante.



**Figura 2.9. Curvas características para un grupo de bombas cuyos diámetros de impulsor van de 5 a 7 in.**

### 2.6.5. SELECCIÓN DE BOMBAS

En la sección anterior se pudo observar cómo determinar el funcionamiento de una bomba a partir de sus curvas. Es útil para el operador, o el ingeniero de pruebas y balanceos, cuando se prueba una determinada bomba. Otro caso es cuando se necesita seleccionar una bomba para un sistema. La bomba debe tener una capacidad igual al flujo del sistema, y una carga igual a la pérdida de presión en el mismo. Estas dos características del sistema son las principales cuando se selecciona una bomba.

En general hay varios factores que se deberían considerar para seleccionar la bomba ideal.

1. Se debe seleccionar una bomba que trabaje cerca del punto de máxima eficiencia. Este punto cae en general en el rango medio de las capacidades de flujo de la bomba.
2. Para sistemas hidráulicos es preferible seleccionar una bomba que trabaje a 1750 RPM en lugar de a 3500 RPM. A esta última velocidad se puede usar una bomba más pequeña, pero la alta velocidad ocasiona mayores niveles de ruido, molestos en áreas ocupadas.
3. No se aconseja seleccionar una bomba que trabaje cerca de su capacidad máxima, aun cuando esto conlleve elegir una bomba más pequeña. Si el flujo del sistema que realmente se requiere es mayor que aquel para el que se

diseño, la bomba no tendrá la capacidad adicional necesaria. Seleccione una bomba cuya capacidad esté cerca del 50 al 75% del flujo máximo.

- La pendiente de las curvas carga-flujo varía entre las bombas centrífugas, dependiendo de su diseño. En los sistemas hidráulicos se recomienda que se usen bombas con curvas características de carga-flujo plana. Si hay una gran variación en el flujo, habrá una variación pequeña concomitante en la carga de la bomba. Esto hace más fácil el balanceo y control de los flujos. Una curva de carga pendiente se debería usar en un sistema donde se espere que la resistencia aumente gradualmente con el tiempo, pero donde se desee mantener un flujo razonablemente constante. Un ejemplo de lo anterior sería un circuito de torre de enfriamiento, en el cual el tubo se hace áspero con el tiempo, aumentando la resistencia a la fricción, y con ello también se aumenta la carga necesaria de la bomba.

## 2.7. SISTEMA DE MANEJO Y DISTRIBUCIÓN DE AGUA.

### 2.7.1. CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA.

La pérdida de presión en un sistema de tubería cambia con el flujo de agua a través del sistema. A la relación pérdida de presión-flujo se le llama característica del sistema, que se puede determinar al evaluar la red en estudio con diferentes caudales:

Si se conoce completamente un punto del sistema, es decir caudal y respectiva caída de presión, se puede conocer cualquier otro mediante la siguiente relación:

$$\frac{H_{f2}}{H_{f1}} = \left( \frac{Q_2}{Q_1} \right)^2 \quad \text{Ecu. 2.20.}$$

Se puede hacer la gráfica de una curva característica del sistema para cualquier tubería calculando la pérdida de presión en algunas condiciones diferentes (fig. 2.10). Nótese que la resistencia por fricción del sistema crece rápidamente con el aumento del caudal.

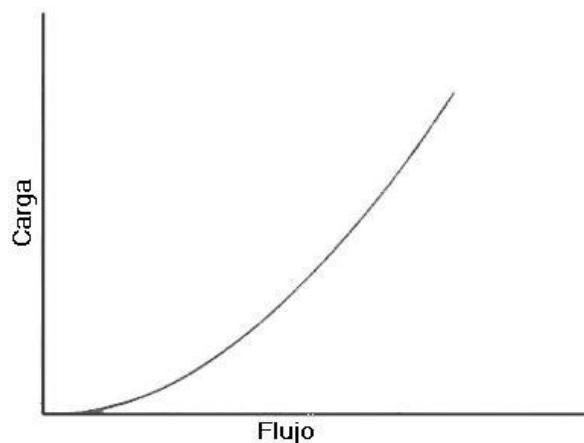


Figura 2.10.



Esta curva característica sólo comprende a la pérdida de presión por fricción, y no a la carga estática, si es que la hay. Por lo tanto, sólo se aplica a un circuito cerrado. Si el circuito es abierto, entonces para encontrar la resistencia total del sistema se debe sumar la carga estática para hallar la carga neta a la que se eleva el agua.

### 2.7.2. CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA Y CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA.

Las curvas características de los sistemas y de las bombas se pueden graficar juntas (fig.2.11). Esto es muy útil para analizar problemas de operación.

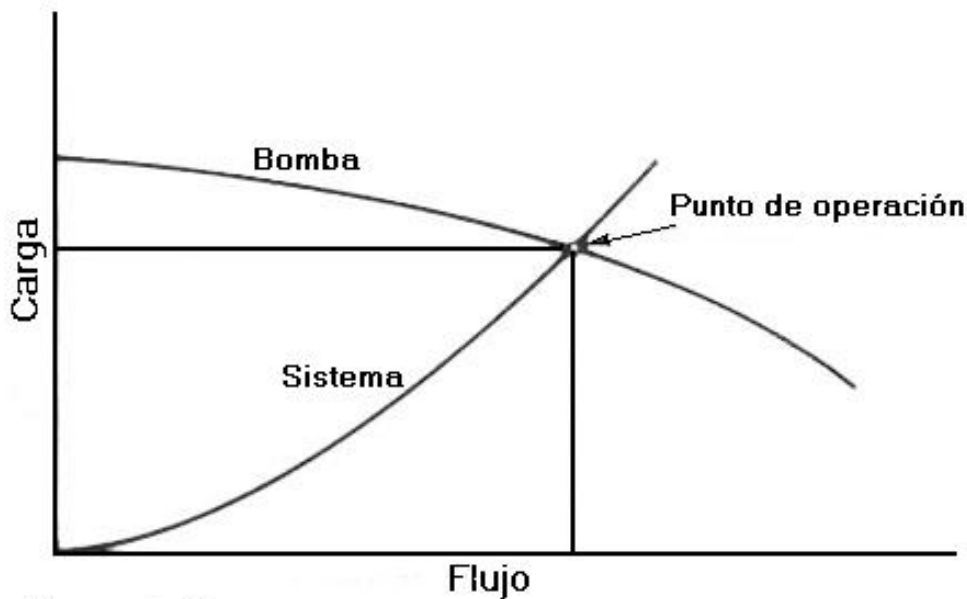


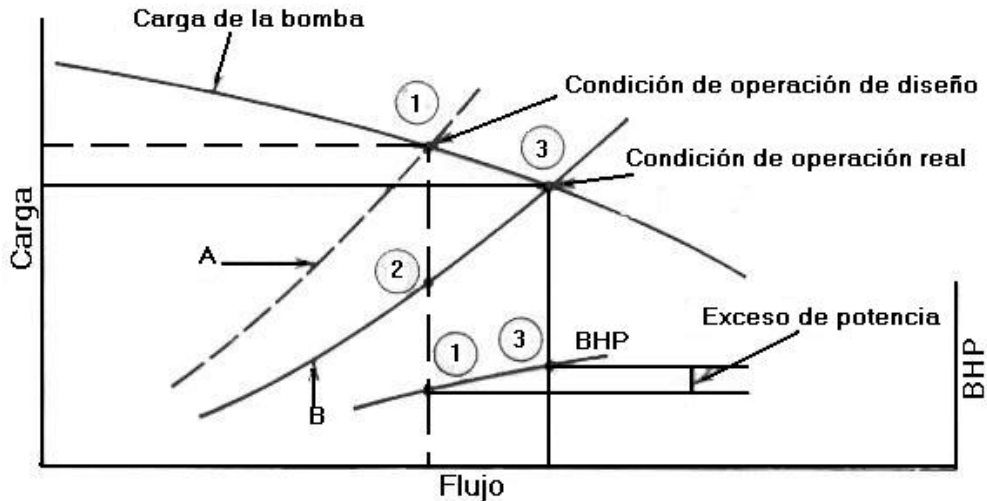
Figura 2.11 Curvas características de carga del sistema y de una bomba, indicando el punto de operación.

La carga desarrollada por la bomba debe igualar exactamente a la pérdida de presión del sistema. El único punto para el cual vale lo anterior es cuando se intersectan las curvas de carga del sistema y de la bomba. Por lo tanto, la siguiente afirmación, muy importante, es siempre verdadera:

*El punto de intersección de las curvas carga-flujo características del sistema y características de la bomba, siempre es la condición real de operación para la combinación sistema-bomba.*

En general no es necesario hacer la gráfica de ambas curvas para seleccionar una bomba, pero se pueden comprender muchos problemas de balanceo y operación de los sistemas si se estudian ambas curvas a la vez. Por ejemplo, considérese el caso donde la pérdida de presión real del sistema es menor que la de diseño (fig. 2.12).

### 2.7.3. BALANCEO DEL SISTEMA Y BOMBAS.



**Figura 2.12** Ejemplo de uso excesivo de potencia y condición incorrecta de operación debido al empleo del "factor de seguridad".

En el punto 1 aparece la pérdida de presión de diseño del sistema, y su flujo. Se selecciona una bomba para desarrollar esta carga. Por lo tanto el punto 1 representa el punto de operación esperado. Se podría graficar también la curva A, la curva esperada característica del sistema. Supongamos, sin embargo, que la pérdida real de presión del sistema al flujo (GPM) de diseño sólo es la que se indica en el punto 2. Esto puede suceder debido a que el diseñador del sistema supuso un "factor de seguridad" al calcular la pérdida de presión por fricción en la tubería. Es claro que el punto 2 no puede ser el punto de operación del sistema, porque no es un punto de intersección con la curva de la bomba. Entonces, ¿cuáles son las condiciones de operación? Para encontrarlas, hacemos la gráfica de una nueva curva característica del sistema, la curva real B, que pasa por el punto 2, mediante la ecuación 2.20. Las condiciones reales de operación deben estar donde esta curva se intersecta con la de la bomba, en el punto 3. Pero nótese lo que ha sucedido. La bomba está suministrando en realidad más flujo que el deseado. Esto puede sobreenfriar o sobrecalentar la construcción. Además, sabemos que el punto real de operación está más hacia afuera en la curva de la bomba que lo esperado, y por lo tanto la bomba usará más potencia que la esperada. Esto constituye un desperdicio de energía, y si el motor no tiene capacidad adicional, se hubiera quemado.

El problema se podría resolver después de la instalación agregando resistencia al circuito, digamos estrangulando una válvula de balanceo. Con ello regresaríamos al punto 1. Sin embargo, si no se hubieran tomado en cuenta el exceso y la pérdida innecesaria de presión desde un principio, se hubiera seleccionado una bomba más pequeña en el punto 2, y se usaría menos energía.

Aun cuando es correcto seleccionar una bomba con carga cercana a la pérdida real de presión en el sistema, con frecuencia se aconseja seleccionar un motor para condiciones sin sobrecarga, con capacidad mayor que los BHP a flujo máximo. El costo adicional del motor es una parte nominal del costo total, y hay muchas variables que podrían causar la operación a un flujo mayor que el de diseño.

#### 2.7.4. EL TANQUE DE EXPANSIÓN

El agua se expande cuando aumenta su temperatura, a menos que se le restrinja. En un sistema hidráulico se debe considerar esto. Si el sistema de tubería se llena por completo y no hay espacio para que se expanda el agua, se podrían romper la tubería o el equipo. Se puede colocar un tanque abierto de expansión en el punto más alto del sistema para evitar este problema. La figura 2.13(a) muestra que cuando se eleva la temperatura del agua, el volumen total de ésta se incrementa en el sistema, y el efecto es un aumento del nivel del agua en el tanque. Sin embargo, como el sistema está abierto a la atmósfera, tiene algunos de los defectos de los sistemas hidráulicos abiertos. En particular es indeseable la exposición continua al aire, con sus posibles efectos corrosivos. Una solución mucho mejor es usar un tanque cerrado de expansión que contenga un gas, ya sea aire o nitrógeno. Cuando se expande el agua, llena parcialmente el tanque y se comprime el gas. Por esta razón, al tanque cerrado de expansión como el que aparece en la figura 2.13(b) se le llama en general tanque de compresión.

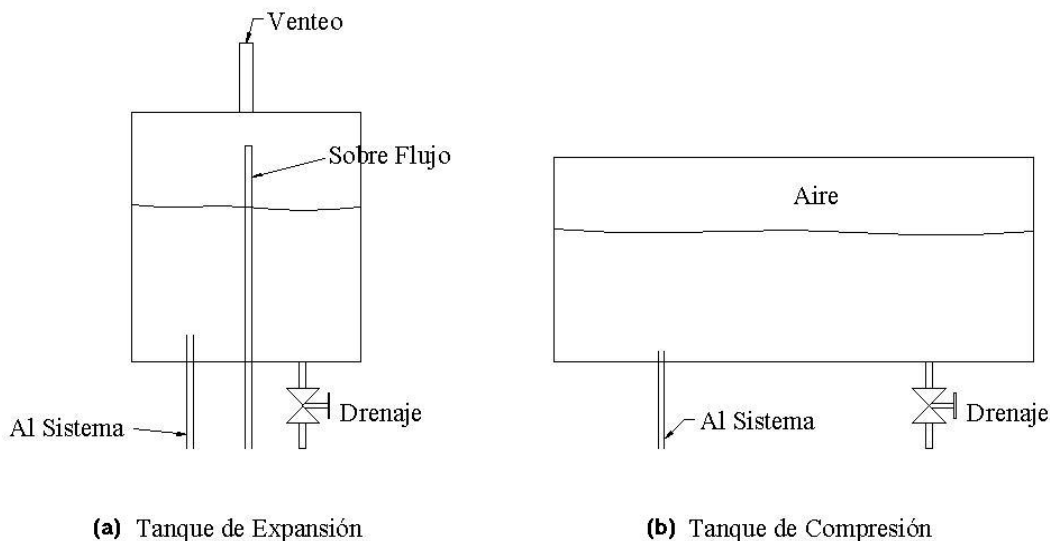


Figura 2.13. Tanque de expansión y de compresión.

El tanque de compresión sirve a un propósito adicional el de permitir la expansión del agua: ayuda a controlar la presión del sistema. Por estos motivos los tanques de compresión han reemplazado en su mayoría a los tanques abiertos de expansión en los sistemas hidráulicos.

### **2.7.5. CONTROL DE PRESIÓN DEL SISTEMA**

La presión en un sistema hidrónico se debe controlar, dentro de ciertos límites máximo y mínimo. Este es un tema que no siempre se comprende en forma correcta, lo cual conduce a dificultades de operación y posibles daños al equipo.

Las presiones máximas permisibles se basan en general en las presiones permisibles para el equipo. Los requisitos mínimos de presión se basan en dos factores:

- La presión en cualquier lugar no debe ser menor que la presión de saturación del agua. Si esto sucede, el agua hierve y el vapor origina problemas de operación. Como se mencionó antes, esto puede suceder especialmente en la succión de la bomba.
- La presión en cualquier punto no debe ser inferior a la presión atmosférica. Si esto sucede, puede entrar aire al sistema.

Para asegurar que no haya problemas se logra el control de las presiones máxima y mínima mediante el dimensionamiento y la ubicación correctos del tanque de compresión, y mediante la presurización correcta del sistema al llenarlo. Para poder lograr esto, se debe entender cómo funciona el tanque de compresión.

### **2.7.6. COLOCACIÓN DEL TANQUE DE EXPANSIÓN O COMPRESIÓN.**

El tanque de compresión funciona de manera similar a un colchón de aire. El agua en el tanque estará a la misma presión que el gas en el tanque. El valor de esta presión dependerá de cuánto se comprime el gas en el tanque. Una vez que el sistema se llena con agua, y el agua se calienta a su temperatura de operación, el volumen total de ésta en el sistema permanece constante. Por lo tanto, el volumen de gas en el tanque permanece también constante y su presión no cambia. Esto vale independientemente de dónde se ubique el tanque y si la bomba está o no trabajando. El siguiente enunciado resume lo anterior:

*El punto en el cual se conecta el tanque de compresión al sistema es el punto donde la presión no cambia.*

Si suponemos dos ubicaciones diferentes del tanque y utilizamos el principio anterior, vemos el efecto que tiene la ubicación en el control de la presión del sistema. Veamos primero el tanque de compresión localizado en el lado de la descarga de la bomba, para el sistema que se muestra en la figura 2.14. Toda la tubería está al mismo nivel. Supóngase que la presión en el sistema inicialmente es de 10 psig (25 psia) cuando la bomba no trabaja, como se ve en la figura 2.14(a). La figura 2.14(b) muestra lo que sucede a las presiones cuando trabaja la bomba. Supongamos que la bomba tiene una carga de 20 psi. La presión en el tanque debe ser el punto donde no cambie la presión, de modo que cuando trabaja la bomba la presión en este punto es todavía 25 psia. La presión en la succión de la bomba debe ser por lo tanto 20 psi menos que este valor, o sean 5 psia,

porque la bomba añade 20 psi. Pero 5 psia es  $-10$  psig, lo cual es muy por debajo de la presión atmosférica. Sin duda el aire entrará al sistema en la succión de la bomba. También se presentará cavitación en la bomba si el sistema es de calefacción, porque el punto de ebullición del agua a 5 psia es de sólo  $160^{\circ}\text{F}$ .

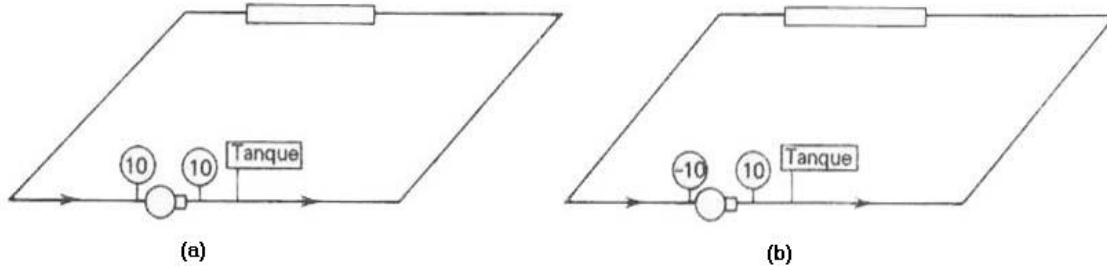


Figura 2.14. Efecto de la ubicación del tanque de compresión en la descarga de la bomba. (a) Tanque en la descarga de la bomba, sin trabajar ésta. (b) Tanque en la descarga de la bomba, con esta funcionando.

Veamos lo que sucede si el tanque se ubica en el lado de la succión de la bomba. En la figura 2.15(a) la presión inicial está a 25 psia (10 psig) en el sistema, como se mencionó anteriormente. Cuando trabaja la bomba, la presión en el tanque permanece a 25 psia. Como la bomba agrega 20 psi, la presión en la descarga debe ser 45 psia (30 psig) como se ve en la figura 2.15(b). La presión en todo el sistema está muy por arriba de la atmosférica.

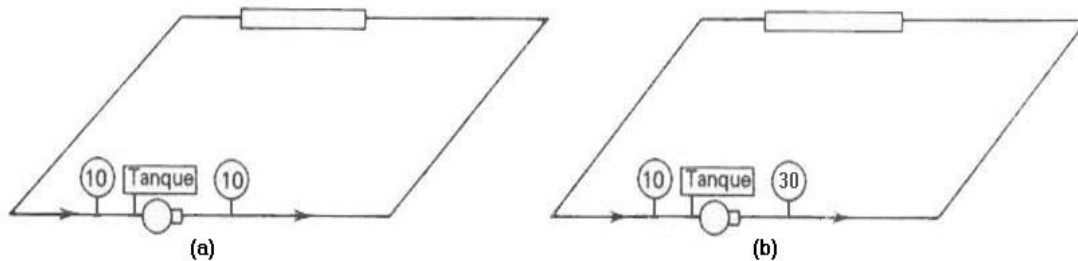


Figura 2.15. Efecto de la ubicación del tanque de compresión o expansión en la succión de la bomba. (a) Bomba sin trabajar. (b) Bomba trabajando.

Este ejemplo muestra que el tanque de compresión se debe conectar al sistema en la succión de la bomba y no en la descarga. Si la carga de la bomba es muy pequeña, la presión en la succión de la bomba puede no quedar por debajo de la atmosférica, aun cuando el tanque se conectara en la descarga de la bomba, pero no se aconseja esta disposición.

### 2.7.7. TAMAÑO DEL TANQUE DE EXPANSIÓN O DE COMPRESIÓN

El tamaño del tanque de compresión para un sistema debe ser el adecuado para recibir el aumento de volumen del agua debido a la expansión, y también para mantener las

presiones dentro de los límites mínimo y máximo. El tamaño depende de las siguientes fuentes de presión:

1. Presión estática. Esta es la presión debida a la altura del agua sobre algún punto dado. En general, el punto crítico es la caldera, que con frecuencia está en la parte inferior del sistema.
2. Presión inicial de llenado. Si se llenara inicialmente el sistema sin presión, la presión en el punto más alto sería la atmosférica. Para dar un margen de seguridad y evitar que la presión descienda con respecto a la atmosférica y pueda entonces penetrar el aire, el contratista debería llenar el sistema con cierta presión. Para los sistemas hidrónicos, es adecuada una presión de 4 a 5 psig en la parte superior de los mismos.
3. Aumento de presión-temperatura. Después de que se llenó el sistema con agua fría, y se presurizó, cuando la temperatura en un sistema hidrónico de calefacción se eleva, la presión aumentará debido a la expansión del agua, que comprime al aire del tanque.
4. Presión de la bomba. Cuando se hace funcionar la bomba, las presiones cambian en el sistema en un valor que corresponde a la carga desarrollada por la bomba. Como se explicó antes, esto depende de dónde se ubique el tanque de compresión. Si el tanque se conecta a la succión de la bomba, la carga de ésta se suma en todos los puntos. Si el tanque se conecta en la descarga de la bomba, la carga desarrollada por ésta se resta de la presión en todos los puntos.

## ***2.8 SISTEMAS Y EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN***

Un sistema de control ambiental que comprenda enfriamiento y deshumidificación necesita un medio para eliminar el calor de los recintos acondicionados. Como el calor sólo fluye de la temperatura mayor a la menor, se debe tener disponible un fluido con una menor temperatura que la de diseño del recinto, al cual se pueda transferir el exceso de calor del recinto. La refrigeración es la que produce este fluido de baja temperatura.

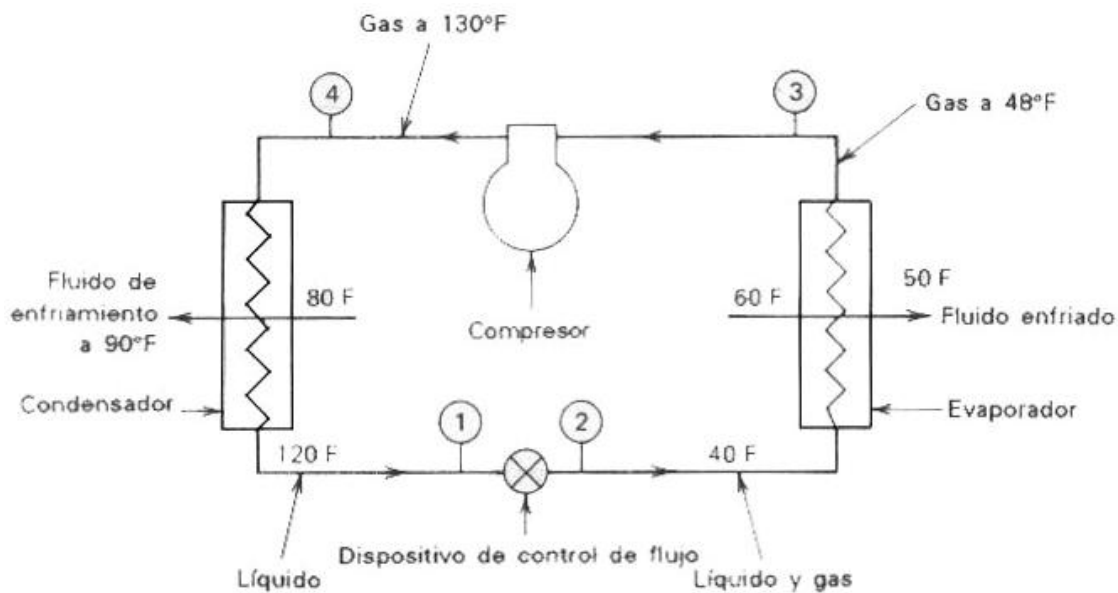
A veces se puede disponer de un fluido natural a baja temperatura. Con frecuencia se ha empleado el agua fría de pozo en los sistemas modernos de acondicionamiento de aire. Sin embargo, muchas comunidades restringen hoy el empleo de agua de pozo para el acondicionamiento de aire, debido a la disminución de su disponibilidad. Además, con frecuencia las temperaturas de aguas de pozo caen entre los 50 y 60°F, y son muy altas para lograr una deshumidificación adecuada. Otro "sumidero" natural de calor que se utiliza a veces para enfriar el agua es el aire atmosférico, en climas donde la humedad es extremadamente baja, y el enfriamiento evaporativo del aire puede reducir las temperaturas tanto del agua como la del aire a niveles lo bastante bajos como para que ambos se puedan emplear para enfriamiento. El agua de pozo, o el enfriamiento evaporativo se deben tener en cuenta para la refrigeración cuando estén disponibles.

En general, no se tiene un sumidero natural de calor a una menor temperatura que la deseada para el recinto, cuando se necesita del enfriamiento. En este caso, se usan los sistemas de refrigeración que necesitan de maquinaria para proporcionar un fluido frío para enfriar o deshumidificar.

Los sistemas de refrigeración por absorción y por compresión de vapor se usan ampliamente para producir el enfriamiento necesario para el acondicionamiento de aire.

### 2.8.1. CICLO BÁSICO DE REFRIGERACIÓN

En la figura 2.16 se muestra un diagrama de flujo que indica los componentes básicos del sistema de refrigeración por compresión de vapor. Para ayudar a comprenderlo, se indican algunas temperaturas típicas para el caso del acondicionamiento de aire. El fluido refrigerante circula a través de la tubería y el equipo en la dirección indicada. Hay cuatro procesos (cambios en el estado del fluido) que se efectúan a medida que el fluido pasa a través del sistema:



**Figura 2.16. Sistema de refrigeración por compresión de vapor.**

PROCESO 1-2. En el punto (1), el refrigerante se encuentra en estado líquido a una presión y temperatura relativamente altas. Pasa a (2) a través de una restricción, que se llama dispositivo de control de flujo, o también dispositivo de expansión. El refrigerante pierde presión al pasar por la restricción. La presión en (2) es tan baja que se evapora una pequeña parte del refrigerante, pasando al estado gaseoso. Pero para evaporarse debe ganar calor, que toma de la parte del refrigerante que no se evaporó, y así se enfría la mezcla, produciendo la baja temperatura en (2).

PROCESO 2-3. El refrigerante pasa a través de un cambiador de calor llamado evaporador. Este cambiador tiene dos circuitos. El refrigerante circula por uno y el otro fluido por enfriar, que generalmente es aire o agua, pasa por el otro. El fluido por enfriar está a una temperatura ligeramente mayor que la del refrigerante, y por lo tanto se transfiere calor desde el mismo hasta el refrigerante, y se produce el efecto de enfriamiento que se desea. El refrigerante hierve debido al calor que recibe en el evaporador. Para cuando sale del evaporador (4) está vaporizado por completo.

PROCESO 3-4. Al salir del evaporador, el refrigerante es un gas a baja temperatura y baja presión. Para poder volver a usarlo y obtener continuamente el efecto de evaporación, se debe regresar a las condiciones de (1): líquido a alta presión. El primer paso en este proceso es aumentar la presión del refrigerante gaseoso mediante el empleo de un compresor. Al comprimir el gas también se tiene un aumento de su temperatura.

PROCESO 4-1. El refrigerante sale del compresor en estado gaseoso a alta temperatura y presión. Para cambiar al estado líquido, se le debe eliminar calor. Esto se logra en un cambiador de calor que se llama condensador. El refrigerante fluye a través de uno de los circuitos del condensador. En el otro pasa un fluido de enfriamiento, aire o agua, a menor temperatura que el refrigerante. Por lo tanto, el calor se transfiere del refrigerante al fluido de enfriamiento y, como resultado de ello, el refrigerante se condensa y pasa a la forma líquida (1).

El refrigerante ha vuelto a su estado inicial y está listo para repetir el ciclo. Desde luego, estos procesos en realidad son continuos al circular el refrigerante a través del sistema.

### **2.8.2. EQUIPOS.**

Como se hizo notar en la explicación del funcionamiento del sistema de refrigeración por compresión de vapor, los componentes principales del equipo son el compresor, el evaporador, el condensador y el dispositivo de control de flujo, y se describirán a continuación algunos de sus tipos. La planta completa de refrigeración tiene muchos componentes adicionales, como por ejemplo, válvulas, controles y tuberías, que no se describirán aquí con detalle.

#### **2.8.2.1. EVAPORADORES**

Se pueden clasificar en dos tipos, que se usan en el servicio de acondicionamiento de aire: evaporadores de expansión seca o directa, o evaporadores inundados. En los primeros, el refrigerante pasa a través de la tubería y no hay almacenamiento de refrigerante líquido en el evaporador. En el evaporador tipo inundado, se mantiene un nivel de líquido refrigerante.

Los evaporadores de expansión seca (DX) pueden ser de dos tipos: serpentines de enfriamiento de expansión seca, o enfriadoras de expansión seca. Los serpentines de enfriamiento se usan para enfriar aire, y las enfriadoras para enfriar agua u otros líquidos. A los evaporadores inundados se les llama enfriadoras inundadas.



Cuando se enfría aire, se usan los serpentines de enfriamiento de expansión seca. El tubo está dispuesto en forma de rollo en serpentina y está alelado para producir mayor transferencia de calor en una longitud dada. El aire pasa cruzando los serpentines.

A los evaporadores para enfriamiento de agua u otros líquidos se les llama enfriadoras. En el tipo de carcaza y tubos, se encierra un haz de tubos rectos en una carcaza cilíndrica. La carcaza se puede construir de una pieza, o se puede fabricar con extremos atornillados y desmontables, llamados cabezas. En el último caso es posible limpiar mecánicamente y cambiar tubos individuales. Sin embargo, esta construcción es más cara. En general se usan las enfriadoras inundadas en los sistemas más grandes.

### ***2.8.2.2. COMPRESORES***

#### ***2.8.2.2.1. TIPOS DE COMPRESORES***

Los compresores de desplazamiento positivo trabajan reduciendo el volumen de un gas en el espacio confinado y con ello aumentan su temperatura. Los compresores reciprocantes, rotatorios de tornillo son de desplazamiento positivo. Los compresores centrífugos trabajan aumentando la energía cinética (velocidad) del gas, la cual a continuación se convierte en aumento de presión al reducir la velocidad.

##### ***2.8.2.2.1.1. COMPRESORES RECIPROCANTES***

Son los que más se usan, y se consiguen en tamaños desde potencias fraccionarias hasta algunos ciertos de toneladas. La construcción es semejante a la de los motores reciprocantes de los vehículos, con pistones, cilindros, válvulas, bielas y cigüeñal. Las válvulas de succión y descarga en general son de placa delgada, o lengüeta, que abre y cierra fácil y rápidamente.

Los componentes abiertos tienen un eje al descubierto, al cual se fija externamente un motor eléctrico u otro impulsor. Los compresores herméticos se fabrican con el compresor y el motor dentro de una caja sellada. De este modo no hay la posibilidad de pérdida de refrigerante por fugas alrededor de la flecha o eje. En un compresor hermético, el refrigerante enfría al motor. La mayor parte de los compresores modernos abiertos usan sellos mecánicos, en lugar de sellos de empaquetadura, para reducir las fugas de refrigerante.

##### ***2.8.2.2.1.2. COMPRESORES ROTATORIOS***

Este tipo de compresores tiene un rotor excéntrico con respecto a la carcasa; cuando gira el rotor reduce el volumen del gas y aumenta su presión (Figura 2.17). Las ventajas de estos compresores son que tienen pocas partes, son de construcción sencilla, y pueden ser relativamente silenciosos y libres de vibraciones. Los compresores rotatorios pequeños se usan con frecuencia en refrigeradores domésticos y acondicionadores de aire de ventana.

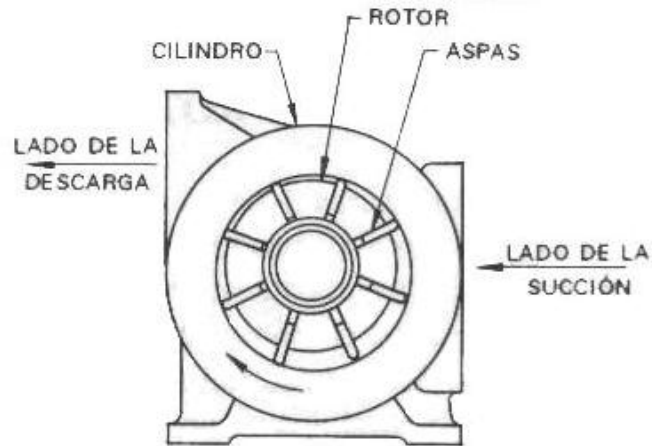


Figura 2.17. Corte transversal de un compresor rotatorio.

### 2.8.2.2.1.3. COMPRESORES DE TORNILLO (ROTATORIOS HELICOIDALES)

Dos tornillos helicoidales engranan y comprimen el gas, a medida que el volumen de este disminuye hacia el extremo de la descarga. Este tipo de compresor se ha popularizado en años recientes debido a su confiabilidad, eficiencia y costo. Se usa en general en los tamaños más grandes de compresores de desplazamiento positivo, para capacidades de hasta 1000 toneladas. En la [figura 13.7](#) se muestra un compresor de tornillo.

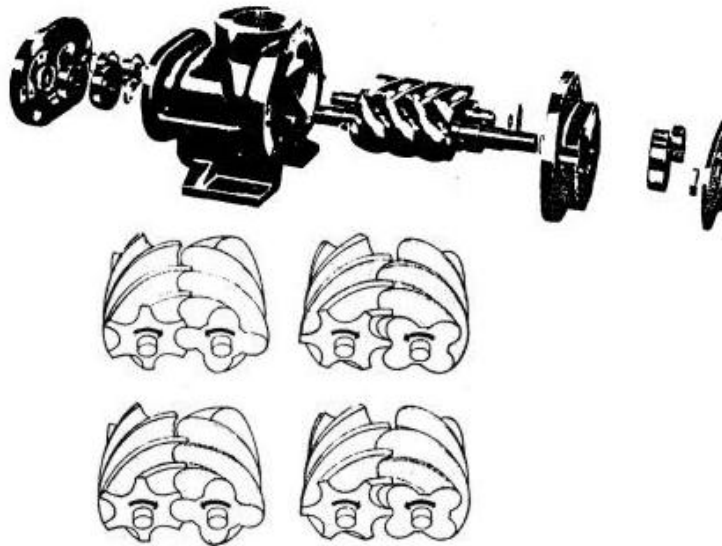


Figura 2.18 Compresor de tornillo.

#### **2.8.2.2.1.4. COMPRESORES CENTRÍFUGOS**

Este tipo de compresores tiene impulsores de paletas que giran dentro de una carcasa, de modo semejante a las bombas centrífugas. Los impulsores aumentan la velocidad del gas, la cual a continuación se convierte en aumento de presión al disminuir la velocidad. La naturaleza del compresor centrífugo lo hace adecuado para capacidades muy grandes, hasta de 10 000 toneladas. Los impulsores pueden girar a velocidades hasta de 20 000 RPM, lo que les permite manejar grandes cantidades de refrigerante.

#### **2.8.2.2.2. CONTROL DE CAPACIDAD EN LOS COMPRESORES**

La capacidad de un compresor se debe regular para cumplir con la demanda de carga. El control en general se obtiene a partir de una señal que se recibe de un termostato o presóstato. En un compresor recíprocante pequeño, con frecuencia se hace variar la capacidad sólo poniendo a trabajar y parando el compresor. En los compresores grandes de varios cilindros se pueden obtener varias etapas de capacidad. Según un método, el gas refrigerante se deriva sin pasar por el compresor cuando se necesita menos capacidad.

Este método necesita de un consumo relativamente alto de potencia a bajas capacidades. Un método más eficiente para reducción de carga se logra manteniendo abierta la válvula de la succión cuando se necesita reducir la capacidad. El cilindro simplemente trabaja en vacío, y con ello se obtiene una apreciable reducción del consumo de potencia. Los dispositivos mecánicos llamados descargadores, que se controlan en forma automática por una señal de la carga, se usan para abrir las válvulas de succión.

Un método eficaz para reducir la capacidad de los compresores centrífugos es emplear aspas de guía en la succión. Es un juego de aspas o alabes ajustables en la succión del compresor que cierran en forma gradual para reducir el volumen del refrigerante gaseoso que se comprime, reduciendo así la capacidad. El empleo de aspas de guía a la entrada aminora un problema de funcionamiento de los compresores centrífugos que se llama ahogamiento. Si el flujo de gas se reduce estrangulándolo con una compuerta de descarga tipo mariposa, se alcanza un punto en donde se presenta una inestabilidad, en la cual el gas va y viene constantemente a través del compresor. Esto es un percance muy serio que puede dañar a la máquina. Las aspas de guía a la entrada lo evitan desviando la dirección de flujo del gas de modo eficiente, lo que permite una reducción de capacidad hasta llegar a un 15% de plena carga, sin ahogamientos.

Para compresores centrífugos impulsados por motores de velocidad variable, la reducción de velocidad constituye un método cómodo de reducción de capacidad. Tanto el control con alabes de guía a la entrada como el de velocidad variable son métodos relativamente eficientes para control de capacidad, y el consumo de potencia disminuye considerablemente con la capacidad. Sin embargo, a menos del 50% de capacidad la eficiencia decae con rapidez. Es una de las razones por las que, de ser práctico, es preferible emplear máquinas centrífugas múltiples en una instalación.

### **2.8.2.2.3. IMPULSORES**

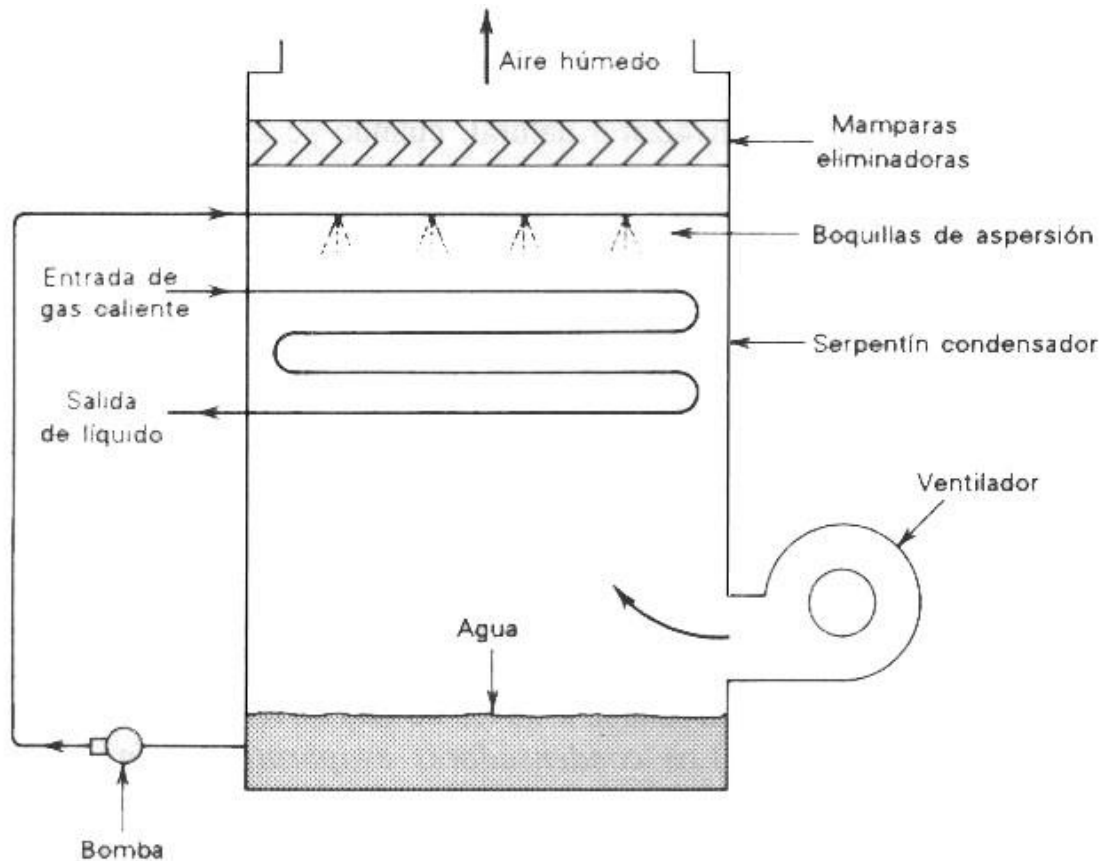
Los compresores se pueden impulsar con motores eléctricos, motores reciprocantes o turbinas de vapor o de gas. Los motores eléctricos son los que se usan con mayor frecuencia, debido a su comodidad y simplicidad. Sin embargo, en instalaciones muy grandes, especialmente de compresores centrífugos, se usan con frecuencia turbinas de vapor o de gas. La alta velocidad rotatoria de la turbina coincide frecuentemente con la del compresor, mientras que se necesitan cajas de engranes costosas para aumento de velocidad cuando se usan motores eléctricos. Los costos relativos de electricidad, vapor o gas son los que a menudo determinan el tipo de impulsor. En el Medio Oriente se utiliza con frecuencia gas natural de pozo, que de otra manera se desperdiciaría, en turbinas de gas que impulsan grandes máquinas centrífugas.

### **2.8.2.3. CONDENSADORES**

El condensador elimina del sistema la energía ganada en el evaporador y el compresor. El aire atmosférico o agua son los dos sumideros de calor más convenientes para desecharlo.

En el condensador enfriado por aire el refrigerante circula a través de un serpentín y el aire pasa por el exterior de los tubos. El movimiento del aire se origina mediante efectos de convección natural, cuando se calienta el aire, o bien el condensador puede tener un ventilador para aumentar la velocidad de éste, con lo cual se obtiene mayor capacidad. En general, los condensadores enfriados por aire se instalan en el exterior. Se consiguen en tamaños hasta de 50 toneladas.

Los condensadores enfriados por agua son en general del tipo de carcaza y tubos, semejantes a los evaporadores de carcaza y tubos. A veces, cuando se dispone de ella, se usa agua de lagos, ríos o pozos. Sin embargo, en general las fuentes naturales de agua no son suficientes y el agua debe recircularse a través de una torre de enfriamiento. Los condensadores evaporativos (figura 2.19) desechan el calor en la atmósfera, como lo hacen los condensadores enfriados por aire, pero mediante aspersion de agua sobre los serpentines se transfiere algo de calor al agua así como al aire, lo cual aumenta la capacidad del condensador. Se necesitan una bomba, tubería, toberas de aspersion y cárcamo de recolección para hacer circular el agua por el sistema. Se usan ventiladores para forzar al aire a través de la unidad. Los condensadores evaporativos se pueden instalar en interiores y también al exterior, empleando ductería para descargar el aire de salida hacia afuera.



**Figura 2.19. Condensador evaporativo.**

La capacidad de los condensadores se debe controlar para mantener la presión de condensación dentro de ciertos límites. Las altas presiones de condensación ocasionan mayor empleo de energía, y las presiones demasiado altas pueden dañar al equipo. Por otro lado, si la presión es demasiado baja, el dispositivo de control de flujo no trabajará satisfactoriamente. Un método cómodo para controlar la capacidad de los condensadores enfriados por agua es el empleo de una válvula automática que regule el flujo de agua. Los condensadores enfriados por aire se controlan con frecuencia reduciendo el flujo de aire a través de los serpentines, mediante el uso de compuertas, o bien encendiendo y apagando el ventilador. El control responde en general a un cambio en la presión de condensación.

#### **2.8.2.3.1. FACTOR DE ENSUCIAMIENTO**

Es importante un tratamiento adecuado del agua para mantener la capacidad de los condensadores enfriados por agua. Los fabricantes proporcionan la capacidad de sus condensadores enfriados por agua y enfriadoras en base a un factor de ensuciamiento del agua, que es un número que representa la resistencia térmica de la capa de agua en los tubos. Un valor de 0.0005 representa agua limpia, y las capacidades se basan con

frecuencia en este valor. El tratamiento de agua debe evitar la formación de costras que aumenten la resistencia térmica, ocasionando con ello una disminución en la capacidad de refrigeración.

#### **2.8.2.4 EQUIPOS PAQUETE DE REFRIGERACIÓN**

Compresores, condensadores, evaporadores y demás accesorios se pueden conseguir por separado con el fabricante, para su selección, compra e instalación. Sin embargo, estos componentes pueden estar ya armados (en paquete) de fábrica. Hay varias ventajas del uso de equipo paquete. Los componentes tienen capacidad seleccionada por el fabricante, y es la adecuada. Los costos de instalación se reducen, ya que no tiene que instalarse y alinearse cada componente por separado. Los controles y los tubos de interconexión se instalan en la fábrica, con lo cual se reducen más los costos en campo. En general, el equipo armado se prueba en fábrica, con lo cual se reduce la probabilidad de que se presenten problemas de operación en el sitio final. El equipo paquete se fabrica en varias combinaciones, y a continuación se mencionan algunas de ellas.

Unidades de condensación. Al paquete de compresor, y condensador con las tuberías de interconexión se le llama unidad de condensación. Existen unidades de condensación enfriadas por agua o por aire. Las unidades enfriadas por aire se instalan en exteriores. Cuando la unidad de condensación enfriada por aire se ubica en el exterior y la unidad manejadora de aire en el interior, al sistema de acondicionamiento de aire se le llama sistema dividido (split). Esta disposición se acostumbra para sistemas de acondicionamiento residencial.

Unidades de compresor enfriador. Estas unidades consisten de compresor, enfriadora de agua, tubería de interconexión y controles. Con frecuencia se emplea con un condensador remoto enfriado por aire.

Enfriadora paquete. Esta unidad, que aparece en la figura 2.20, contiene el paquete completo de refrigeración: compresor, condensador, enfriadora de agua, tuberías y controles, listos para trabajar cuando se instalan y se hacen las conexiones externas.

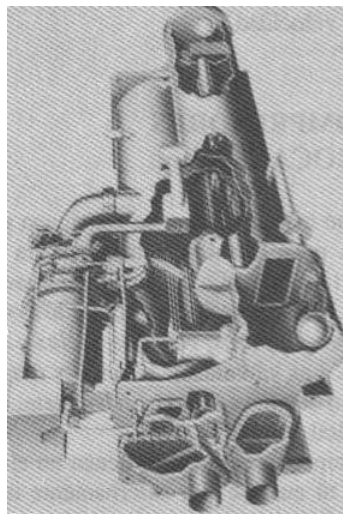


Figura 2.20. Paquete completo de refrigeración.

### 2.8.2.5. TORRES DE ENFRIAMIENTO

Funcionamiento. Cuando se usan condensadores enfriados por agua en la planta de refrigeración, se debe disponer de un suministro continuo de agua fría. Por las razones que ya se explicaron, en general las fuentes naturales de agua son limitadas. En este caso debemos arreglárnoslas para enfriar el agua caliente, después de que ésta pasa por el condensador, para luego regresarla al mismo.

La torre de enfriamiento es el equipo que hace este trabajo. Transfiere calor desde el agua del condensador hasta el aire atmosférico. La mayor parte de la transferencia de calor se logra mediante la evaporación, hacia la atmósfera, de un pequeño porcentaje de agua. El calor necesario para la evaporación se toma de la misma agua, enfriándola así. El agua que sale del condensador se bombea a la parte superior de la torre de enfriamiento y se esparce por la misma, hacia abajo. La torre tiene mamparas internas que se llaman relleno, o empaque, que fragmentan el agua formando gotas pequeñas cuando el agua salpica al empaque. Con ello se mejora la transferencia de calor. El agua enfriada se recibe en un tanque y se recircula después al condensador.

Además del agua que se pierde por enfriamiento evaporativo, también hay otras dos causas de pérdidas: la pérdida por arrastre se origina cuando el viento se lleva las gotas de agua. La pérdida por purga se presenta cuando se vacía y desecha una pequeña parte del agua del tanque. Esta purga se debe hacer a intervalos regulares para evitar una acumulación continua de minerales que de otro modo se presentaría debido a las pérdidas por evaporación. Es necesario prever agua de relleno. Esto se hace con un suministro de agua al tanque, controlado con una válvula de flotador de nivel.

Tipos y construcción. La torre atmosférica es un tipo en el que la circulación de aire es el resultado del movimiento de éste a través de la torre por convección natural. La cantidad de aire que circula debido a este efecto es bastante limitada, y hoy en día no se usan mucho las torres atmosféricas. Las torres de tiro mecánico hacen uso de ventiladores para crear un gran flujo de aire. El tipo de tiro inducido tiene al ventilador ubicado a la salida del aire de la torre, mientras que la del tipo de tiro forzado tiene al ventilador soplando el aire a través de la torre (figura 2.21).

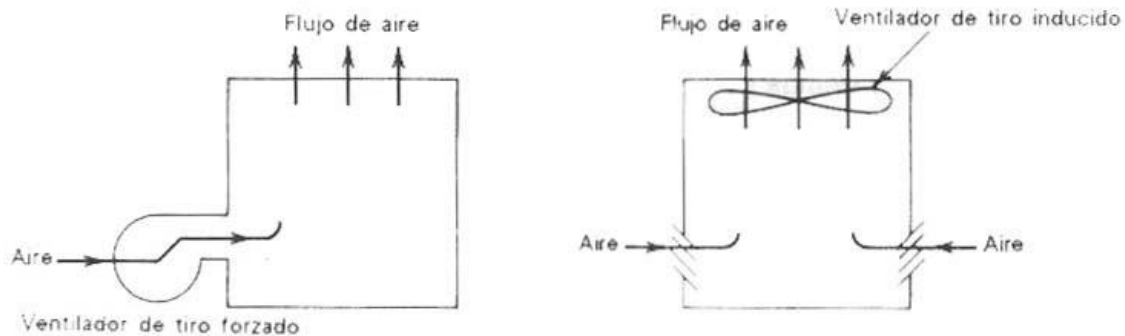
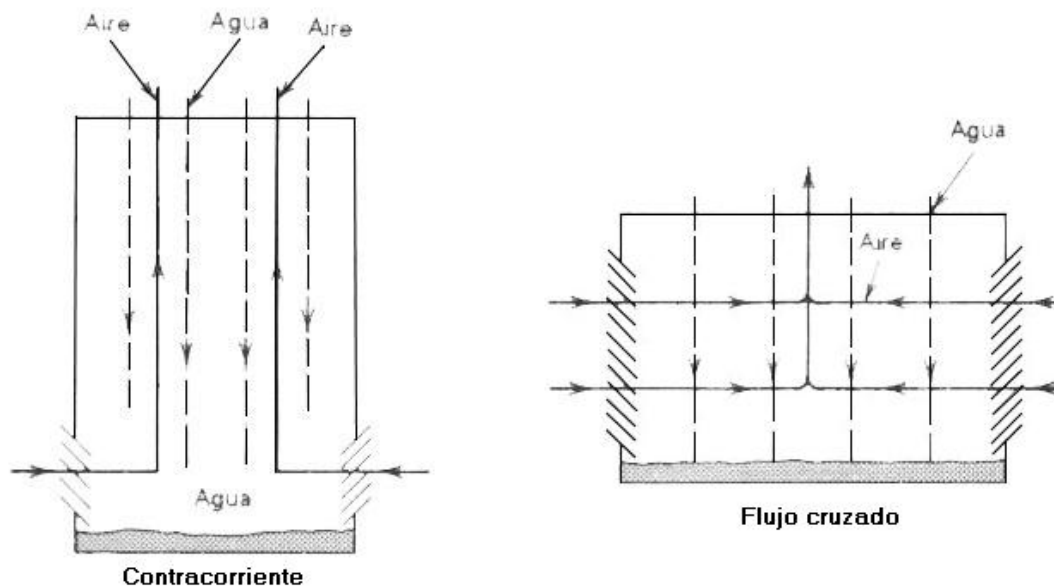


Figura 2.21. Disposición de tiro forzado y tiro inducido para torres de enfriamiento.

Cuando se mueven aire y agua en direcciones opuestas, a la torre se le llama de contracorriente. Cuando el aire y el agua se mueven en ángulo recto entre sí, a la torre se le llama de flujo cruzado. La figura 2.22 muestra esta diferencia. No hay, necesariamente, ventaja alguna de operación en la práctica que favorezca un tipo sobre el otro. Sin embargo, a veces la torre de flujo cruzado tiene menor altura, aunque mayor longitud o ancho, que una torre a contracorriente de la misma capacidad. La menor altura puede ser ventajosa cuando la torre se instala en un techo.



**Figura 2.22** Comparación del flujo de aire y agua a contracorriente y de flujo cruzado en las torres de enfriamiento.

Los laterales de la torre pueden ser de madera, acero galvanizado o plástico. El bastidor estructural puede ser de madera o de acero. La madera ideal es el pino, ya que no la deteriora el agua. El relleno puede ser de madera, metal o plástico. Se instala una fila de mamparas, llamadas eliminadores, cerca de la salida de la torre para atrapar las gotas y evitar la pérdida excesiva de agua.

La capacidad de una torre de enfriamiento depende de la velocidad de evaporación del agua. Esta velocidad disminuye con algo contenido de vapor de agua (humedad) en el aire ambiente. Por lo tanto, a mayor temperatura ambiente de bulbo húmedo, menor capacidad de la torre.

### **2.8.3. EFICIENCIA ENERGÉTICA**

#### **2.8.3.1. COEFICIENTE DE PERFORMANCE (COP)**

Al seleccionar equipo de refrigeración, con frecuencia se encontrará que más de una unidad satisface la capacidad necesaria. En este caso, es útil saber cuál de ellas dará el "mejor" funcionamiento. La selección más deseable es la unidad que produciría la mayor



refrigeración con el menor consumo de potencia. Esto se puede medir con un factor de funcionamiento, llamado Coeficiente de Funcionamiento (COP, Coefficient of Performance, en inglés). Este coeficiente se define como:

$$COP = \frac{\text{Capacidad de Refrigeración [Btu/Hr]}}{\text{Consumo equivalente de potencia del compresor [Btu/Hr]}} \quad \text{Ecu. 2.21.}$$

### **2.8.3.2. RELACIÓN DE EFICIENCIA ENERGÉTICA (EER)**

Mientras mayor sea el COP de una unidad de refrigeración, menor será la energía necesaria para determinado efecto de refrigeración. Por lo tanto, el COP es un número útil para comparar equipos con objeto de reducir el consumo de energía, tanto el numerador como el denominador de estas expresión se deben introducir en las mismas unidades. Otra forma de medir la eficiencia energética de estas máquinas es a través de la *Relación de Eficiencia Energética [EER]*, es parecida al COP pero la capacidad de refrigeración se introduce en Btu/Hr y el consumo del compresor en Watts.

$$EER = \frac{\text{Capacidad de Refrigeración [Btu/Hr]}}{\text{Consumo equivalente de potencia del compresor [Watts]}} \quad \text{Ecu. 2.22.}$$

### **2.8.3.3. INDICE DE EFICIENCIA ENERGÉTICA (IEE)**

Al introducir en esta relación la capacidad de refrigeración en Toneladas de Refrigeración [TR], al invertirlo se tiene como resultado un índice llamado *Indice de Eficiencia Energética [IEE]*.

$$IEE = \frac{\text{Consumo equivalente de potencia del compresor [Kwatts]}}{\text{Capacidad de Refrigeración [TR]}} \quad \text{Ecu. 2.23.}$$

## **2.8.4. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN**

Las máquinas de refrigeración por absorción se usan con frecuencia en grandes sistemas de acondicionamiento de aire. La ausencia de un compresor tiene por lo general las ventajas de una menor vibración, ruido y peso, con respecto a las máquinas de compresión de vapor.

### **2.8.4.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.**

El sistema de absorción emplea el principio de que algunos gases son absorbidos por determinadas sustancias. Hay muchos pares de sustancias que tienen esta afinidad entre sí. Todos nos damos cuenta de cómo la sal de mesa absorbe vapor de agua del aire,

volviéndose así difícil de verter. Otra combinación es el bromuro de litio (LiBr) y el agua; el bromuro de litio absorbe gran cantidad de agua. Como este par se usa en muchos sistemas, de absorción, en adelante se usará para explicar estos sistemas.

Consideremos un tanque parcialmente lleno con una solución líquida concentrada (concentrada significa que contiene muy poca agua) de bromuro de litio, tal como se muestra en la 2.23. El espacio sobre el líquido está vacío; tiene tan poco gas como sea posible, con lo que la presión es muy pequeña. Se rocía agua en el tanque. Debido a la baja presión, algo del agua se evaporará, necesitando calor para hacerlo. Bajos las toberas de aspersión se encuentra un serpentín por donde circula agua. Esta agua suministra el calor necesario para evaporar la aspersión, y por lo mismo el agua se enfría. La temperatura a la cual se evapora el agua de aspersión depende de la presión en el tanque, de acuerdo con las relaciones entre presión y temperatura de saturación para el agua.

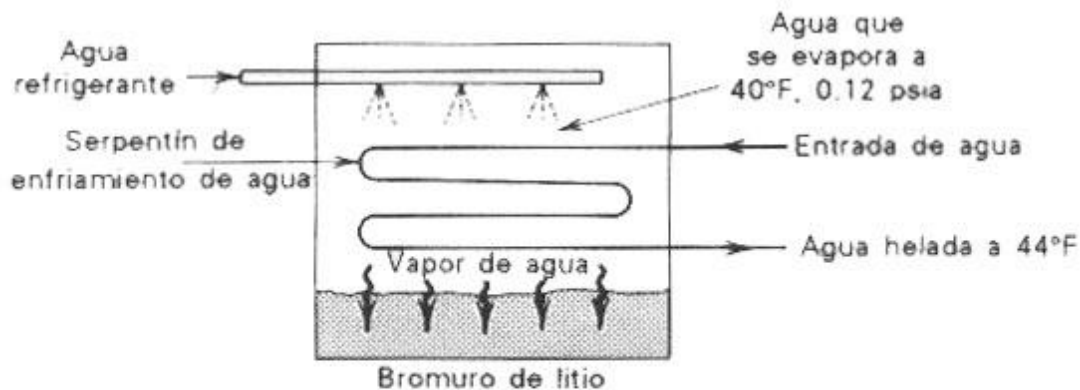


Figura 2.23. Diagrama que muestra el principio de refrigeración por absorción.

El bromuro de litio absorbe el agua cuando ambos líquidos hacen contacto. Al final, el bromuro de litio absorbe toda el agua que puede y se agota. La cantidad de vapor de agua se acumula en el tanque, elevando su presión y por lo mismo aumenta su temperatura de evaporación por sobre las temperaturas útiles para refrigerar.

Para tener un sistema práctico de absorción que trabaje en forma continua, la solución diluida de bromuro de litio se debe volver a concentrar y usar de nuevo. Se explicará ahora cómo funciona el sistema real, que se muestra en la figura 2.24.

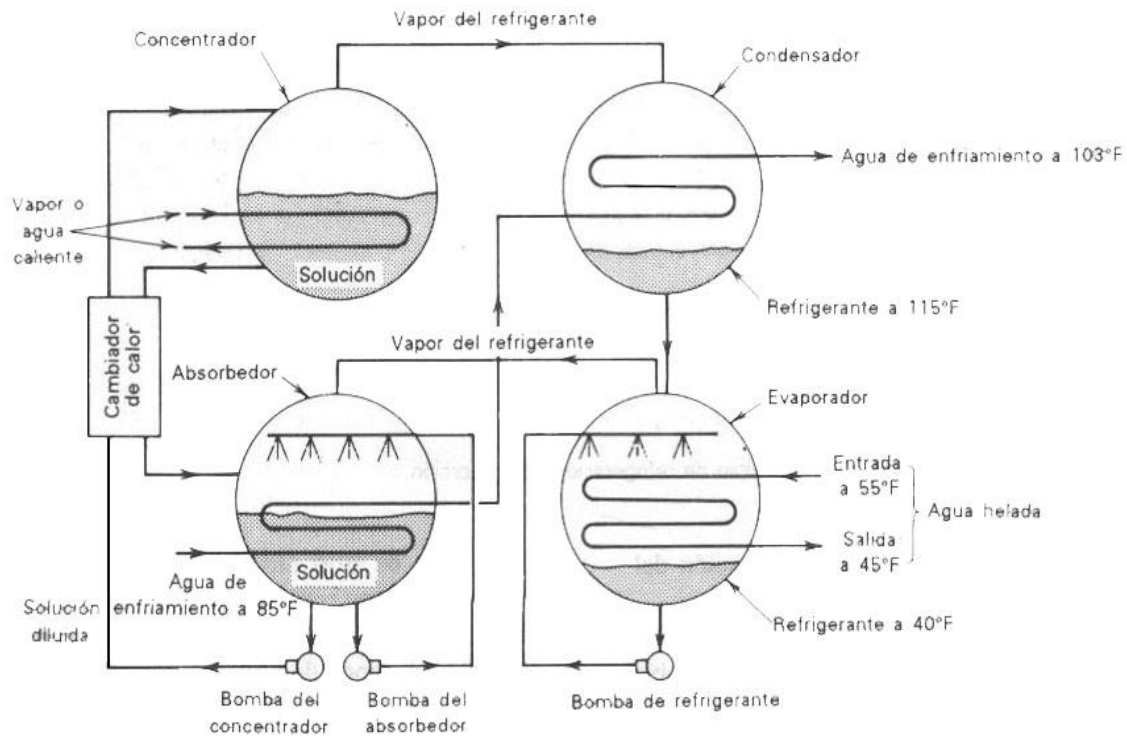


Figura 2.24. Diagrama de flujo del sistema de refrigeración por absorción con bromuro de litio y agua

La operación del evaporador es la que se describió anteriormente. El agua de aspersión (el refrigerante) se evapora en un tanque donde la presión es muy baja, y así extrae el calor del agua que circula en un serpentín. El agua que se enfría en el serpentín se distribuye al equipo de acondicionamiento de aire, según se necesite. El agua de aspersión no se evapora totalmente, por lo que el agua líquida es recirculada por la bomba de refrigerante.

Para evitar la acumulación de presión en el evaporador, el bromuro de litio debe absorber al vapor de agua. Se almacena una solución concentrada en un tanque llamado absorbedor. Esta solución se esparce en el absorbedor y se recircula mediante la bomba del absorbedor. El bromuro de litio absorbe y retira vapor de agua del espacio del evaporador, manteniendo allí una baja presión. Sin embargo, la solución se vuelve demasiado diluida gradualmente para absorber más agua. Para resolver este problema, se bombea la solución diluida al concentrador, que también se le conoce como generador, mediante una bomba del concentrador. Aquí se calienta hasta una temperatura a la cual se evapora algo del agua, que tiene menor punto de ebullición que el bromuro de litio. La solución vuelta a concentrar se regresa entonces al absorbedor. Se usan vapor, agua caliente o se quema algún combustible como fuentes de calor en el concentrador.

El vapor de agua del concentrador pasa al condensador, en donde se condensa en forma de líquido, cediendo calor a el agua de una torre de enfriamiento o de alguna fuente natural. El agua condensada se regresa al evaporador, completando el ciclo.

Hay dos refinamientos de este ciclo, que mejoran la eficiencia del sistema y que aparecen en la figura 2.24. El proceso de absorción genera calor que elevaría la temperatura de la solución absorbente, haciéndola menos efectiva. Este calor se elimina mediante agua de enfriamiento, que circula por un serpentín en el absorbedor. La misma agua de enfriamiento es la que se usa a continuación en el absorbedor, como se indica.

El segundo refinamiento al ciclo es la inclusión de un cambiador de calor entre el absorbedor y el concentrador. La solución del absorbedor se precalienta mediante la solución caliente que regresa del concentrador, y con lo mismo se ahorra algo del calor necesario en el concentrador.

Otro par de fluidos que se usan con frecuencia en los sistemas de absorción es amoníaco y agua. En este caso, el agua es el absorbente y el amoníaco el refrigerante. Debido a su volatilidad, algo del agua hierve con el amoníaco en el generador del sistema de absorción agua-amoníaco. Esto hace necesario un equipo adicional, el rectificador, para separar el amoníaco del agua. Otra desventaja de este sistema es que trabaja a mucho mayores presiones en el generador (unas 300 psia) en comparación de unas 30 psia para el sistema LiBr.

También se pueden conseguir unidades de absorción de pequeña capacidad con el sistema bromuro de litio-agua con generadores a fuego directo. Se usan mucho en lugares donde el gas natural es económico y abundante.

#### **2.8.4.2. CONSTRUCCIÓN Y FUNCIONAMIENTO**

Las máquinas de refrigeración por absorción no se construyen en realidad en forma de cuatro recipientes separados como se mostró en la figura 2.24. El esquema se hizo así para que fuera claro. Para economizar costos de fabricación, las cuatro partes se construyen en dos o hasta en una envolvente.

La máquina está completamente armada de fábrica, y comprende al evaporador, absorbedor, concentrador, condensador y las bombas de solución, la tubería de interconexión y los controles eléctricos. Las bombas son herméticas para evitar cualquier fuga al sistema. A la máquina se le hace cuidadosamente el vacío en la fábrica, hasta llegar a una presión muy baja.

El calor necesario en el concentrador se suministra ya sea mediante vapor de baja presión, con agua caliente o mediante la combustión de un combustible. Las temperaturas de la fuente de calor, de la carga, del agua helada y del agua de condensación son los factores que se necesitan para seleccionar la máquina adecuada a partir de las tablas del fabricante.

El coeficiente de funcionamiento COP de las máquinas de absorción es mucho menor, que el de los sistemas con refrigeración por compresión mecánica. Para un sistema grande de absorción, es típico un COP de 0.65. Esto corresponde a una tasa de consumo de calor de unas 18 000 BTU/h por toneladas de refrigeración. Una enfriadora impulsada por un compresor grande puede tener un COP igual a 3.5 o mayor. Esto es, usa tan sólo la quinta parte de la energía de una máquina de absorción. Esto parecería un desperdicio inaceptable de energía, pero el COP no muestra toda la situación. La energía que se usa para impulsar al compresor, en general es electricidad generada en una instalación térmica. En estas instalaciones, tan sólo la tercera parte del calor del combustible se convierte en energía eléctrica. En esta forma se reduce mucho la ventaja en el uso de energía de un sistema de refrigeración por compresión. Hay otros factores que hacen conveniente una máquina de absorción en determinadas circunstancias. El balance total de energía entre las máquinas de compresión y de absorción puede ser igual o hasta favorecer a las primeras.

El COP del sistema de absorción puede mejorar notablemente si se usa un generador (concentrador) de dos etapas. El calor del vapor que proviene del primer generador se emplea para dar mayor vaporización al líquido del absorbedor. Una máquina japonesa de dos etapas eleva al COP hasta 1.0, lo cual representa una mejoría del 50% en la eficiencia energética.

#### ***2.8.4.3. APLICACIONES ESPECIALES***

La máquina de absorción tiene un potencial considerable para la refrigeración en conjunto con la energía solar como fuente de calor. En esta disposición el agua se calienta mediante paneles colectores solares y se usa a continuación como fuente de calor en el concentrador. La tasa de consumo de energía necesaria es alta a las temperaturas que se alcanzan en general en los calentadores solares: 170 a 200°F, pero esto tiene poca importancia debido a que no se usa combustible no renovable.

Se debe hacer notar que la torre de enfriamiento que se necesita para una máquina de absorción es mucho más grande que la necesaria en una máquina de ciclo de compresión de vapor, debido a la mayor cantidad de calor que se debe eliminar del absorbedor y condensador combinados.

La selección entre una máquina de absorción o de compresión de vapor, o su combinación, para determinada instalación, es principalmente una cuestión económica, en función de los costos relativos de los energéticos.

#### **2.8.4.4. CONTROL DE CAPACIDAD**

Se utilizan dos métodos modernos para modular la capacidad de refrigeración a modo de cumplir las demandas de cargas, en las máquinas de absorción. Ambos emplean un controlador que percibe y mantiene una temperatura, constante del agua helada que sale. Con el control de fuente de calor, el controlador hace trabajar una válvula que controla al flujo de vapor o de agua caliente hacia el concentrador, y con ello cambia la capacidad de la máquina. El control de modulación de solución hace uso de un controlador que mezcla la solución del absorbedor para variar su concentración, lo cual afecta a la capacidad de la máquina. Los controles de seguridad, se proporcionan junto con la máquina, lo cual aquí no se describirá.,

#### **2.8.4.5. CRISTALIZACIÓN**

Es éste un fenómeno importante que debe comprender, en especial, el ingeniero de operación. Si la solución del bromuro de litio se concentra demasiado, pasa de líquido a forma sólida (cristalina). La concentración máxima posible disminuye a medida que baja la temperatura de la solución. Por lo tanto, si a una solución que se aproxima a su concentración máxima se le baja la temperatura, ésta cristalizará, o solidificará.

Es éste un serio problema en los sistemas de absorción porque, si se presenta, el LiBr cristalizado obstruye la tubería y la máquina cesa de trabajar. Hay tres factores que pueden ocasionar una caída de temperatura de la solución:

1. Falla de comente.
2. Temperatura del agua de condensación demasiado baja.
3. Fugas de aire al sistema.

No se explicará cómo es que cada una ocasiona este efecto. Se puede encontrar la información en los manuales del fabricante. Si se presenta la cristalización, es necesario calentar la tubería donde se haya bloqueado. El fabricante puede proporcionar métodos automáticos para efectuar lo anterior.

### **2.8.5. LA BOMBA DE CALOR**

#### **2.8.5.1. PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO.**

La bomba de calor es un sistema de refrigeración que se puede usar tanto para enfriar como para calentar. A quienes no estén familiarizados con los ciclos de refrigeración, la bomba de calor parecerá un dispositivo misterioso que trabaja de acuerdo con un principio raro; pero no lo es. En general, la bomba de calor es una máquina de refrigeración por compresión de vapor, que no se distingue básicamente de la que se describió previamente. Una máquina de absorción también se puede emplear como bomba de calor, pero no es lo usual.

Normalmente, el objetivo de una máquina de refrigeración es absorber calor en el evaporador, de una carga de enfriamiento. El calor que sale del condensador pasa a la atmósfera o a un cuerpo de agua. No hay razón para que este calor no se pueda usar para satisfacer una carga de calefacción. Cuando se realiza esto, la máquina se transforma en una "bomba" de calor. El efecto de refrigeración, que continúa teniéndose, puede usarse o no, dependiendo de las necesidades.

La siguiente figura, muestra cómo trabaja una bomba de calor en verano e invierno. En verano (Figura 2.25(a)), cuando el refrigerante fluye en la dirección que se indica, el serpentín del recinto funciona como evaporador, y el aire del recinto se enfría para producir el enfriamiento durante el verano. En invierno (Figura 2.25(b)), la dirección del flujo del refrigerante se invierte después de salir del compresor, de modo que el serpentín del recinto sirve como condensador, y el serpentín exterior sirve como evaporador. El aire del recinto que pasa por el serpentín recibe, por lo tanto, el calor eliminado del condensador. La bomba de calor actúa ahora como unidad de calefacción. El calor absorbido en el serpentín exterior es el efecto de refrigeración, pero desde luego, en este caso no tiene objeto útil.

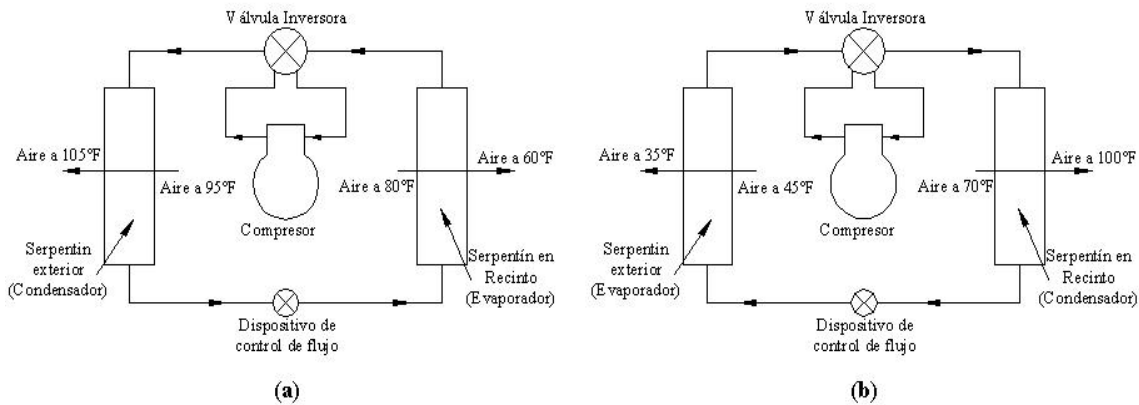


Figura 2.25. Bomba de calor.

La inversión del flujo de refrigerante para cambiar de calefacción a enfriamiento se efectúa con una válvula inversora. Tiene cuatro conexiones o puertos, de los cuales dos siempre están abiertos para permitir el flujo en la dirección deseada. A veces la bomba de calor se le llama acondicionador de aire de "ciclo inverso". Este nombre se presta a confusión. El ciclo es el de refrigeración por compresión de vapor. En la explicación que dimos, sólo se invierten la dirección del refrigerante y las funciones de los serpentines.

Con frecuencia, las bombas de calor se consiguen como equipo unitario, al estar todos los componentes armados en paquete, incluyendo la unidad manejadora de aire. Otra disposición, más usual en el equipo más grande, sin invertir el flujo del refrigerante, es invertir el flujo del aire. Los serpentines del evaporador y condensador trabajan por igual en verano como en invierno. Sin embargo, la disposición de los ductos se hace de tal modo que el aire del recinto circula durante el verano por el serpentín evaporador, y en invierno por el condensador. Se hace lo contrario con el aire del exterior. Por lo tanto, en el invierno el aire del recinto, que pasa por el serpentín del condensador, se calienta.

Una ventaja definida de la bomba de calor es que puede proporcionar enfriamiento o calefacción con una sola máquina, sin grandes modificaciones. En muchos casos esto significa que tendría un costo inicial menor que si se usarán equipos separados para calefacción y enfriamiento.

Otra ventaja que no es aparente sin profundizar, es que puede tener un menor costo de operación que los sistemas separados convencionales de calefacción y enfriamiento, en especial cuando se usa calefacción con resistencia eléctrica. Aunque lo anterior siempre ha promovido gran interés en la bomba de calor, los altos costos y la escasez de energía ha creado un mayor interés.

### **2.8.6. REFRIGERANTES**

Aunque se han utilizado muchas otras sustancias como refrigerantes en sistemas de compresión de vapor, los llamados Fluorocarbonos se han adoptado universalmente en el equipo de refrigeración para acondicionamiento de aire. Estas sustancias tienen todas ellas propiedades importantes para este uso: no son tóxicas, no son inflamables, no son explosivas y no son corrosivas. Cada una tiene diferentes características de presión-temperatura de ebullición, de modo que se puede seleccionar un refrigerante adecuado para la aplicación de que se trate y el equipo disponible. Todos los refrigerantes se identifican mediante un número reglamentario. El R-12 y el R-22 son fluorocarbonos cuyas propiedades los hacen muy adecuados para los compresores recíprocos que se usan en el acondicionamiento de aire. El R-11, con un volumen específico relativamente grande se usa con frecuencia en los compresores centrífugos, que manejan grandes flujos volumétricos.

#### **2.8.6.1. PROTOCOLO DE MONTREAL.**

Hay preocupación acerca del escape de los fluorocarbonos, ya que reaccionan con el ozono en las capas superiores de la atmósfera terrestre, y podrían acabar con él. El ozono detiene los rayos ultravioletas del sol, que de otro modo tendrían efectos nocivos para la salud. Se han dado ya pasos para limitar o prohibir el uso de los fluorocarbonos en preparados de aerosol por aspersión.

Según el artículo 2A, del protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la capa de ozono; indica que está permitido la producción de los CFC (fluorocarbonos) hasta el 1° de Enero del 2010.

Para el caso de los Hidroclorofluorocarbonos, en el Artículo 2F, del mismo documento nombrado en el párrafo anterior, indica que el consumo de estas sustancias HCFC su consumo está permitido hasta el 1° de Enero del 2030.

Estos dos Artículos se refieren a países desarrollados, para países en desarrollo en el Artículo 5 del documento, indica que existe un plazo de 10 años que se suman a los



referidos en los anteriores artículos mencionados. En caso de Venezuela estaríamos dentro del plazo que nombra el Artículo 5

### **2.8.7. TRATAMIENTO DE AGUA**

El agua que se usa en condensadores, enfriadoras y calderas necesita de un tratamiento químico adecuado. Los minerales que existen en forma natural en el agua se pueden precipitar en forma sólida, y forman una costra que se deposita en las superficies, reduciendo la transferencia de calor. El agua puede tener un carácter ácido que causa corrosión de los metales. Se pueden presentar crecimientos biológicos que ocasionan el deterioro de la madera o superficies recubiertas, y reducir la transferencia de calor. Esto es un problema común en las torres de enfriamiento, en las que el agua queda expuesta a la atmósfera. El ejemplo más radical de contaminación es la "enfermedad del legionario", ocasionada por un virus que en algunos casos se ha descubierto en el agua estancada de los depósitos de las torres de enfriamiento. El tratamiento de agua en los sistemas de agua helada es en general un problema secundario, porque dichos sistemas son cerrados; sin embargo, no se debe descuidar. Se debe consultar con alguna empresa especializada en el tratamiento de agua para diseñar un plan de tratamiento cuando se proyecta el sistema de acondicionamiento de aire.

### **2.9. MOTORES ELÉCTRICOS.**

El motor eléctrico es una máquina destinada a transformar energía eléctrica en energía mecánica. Es el más usado de todos los tipos de motores, ya que combina las ventajas de la utilización de la energía eléctrica (bajo costo, facilidad de transporte, limpieza y simplicidad de comando) con su construcción simple, costo reducido, gran versatilidad de adaptación a las cargas más diversas y mejores rendimientos.

2.9.1. Los tipos de motores más comunes son:

- A- 2.9.1.1. Motores de corriente continua: Son motores de costo mas elevado y ademas precisan de una fuente de corriente continua o un dispositivo que convierta la corriente alterna común en continua. Pueden funcionar con velocidad ajustable entre amplios límites y se prestan a controles de gran flexibilidad y precisión. Por eso su uso es restringido a casos especiales en que estas exigencias compensan el costo mucho mas alto de instalación.
- B- 2.9.1.2. Motores de corriente alterna: Son los mas utilizados, porque la distribución de la energía eléctrica es hecha normalmente en corriente alterna. Los principales tipos son:
  - Motor sincrónico: Funciona con velocidad fija, utilizado solamente para grandes potencias o cuando se necesita velocidad invariable.
  - Motor de inducción: Funciona normalmente con una velocidad constante, que varía ligeramente con la carga mecánica aplicada al eje. Debido a su gran simplicidad, robustez y bajo costo, es el motor mas utilizado, siendo

adecuado para casi todos los tipos de máquinas que se encuentran en la práctica.

### 2.9.2. CIRCUITOS DE CORRIENTE ALTERNA.

#### 2.9.2.1. Resistencia:

En el caso de “resistencias”, cuando mayor sea la tensión de la red, mayor será la corriente y más rápido se calentará la resistencia. Esto quiere decir que la potencia eléctrica será mayor. La potencia eléctrica absorbida de la red, en el caso de resistencia, es calculada multiplicando la tensión de la red por la corriente, si la resistencia “carga” fuera monofásica.

$$P = U \times I \quad [\text{Watt}] \quad \text{Ecu. 2.24.}$$

U: Tensión de la red.  
I: Corriente consumida.

En el sistema trifásico la potencia en cada fase de carga será  $P_f = U_f \times I_f$ , como si fuese un sistema monofásico independiente. La potencia total será la suma de las potencias de las tres fases, o sea:

$$P = 3 \times P_f = 3 \times U_f \times I_f \quad \text{Ecu. 2.25.}$$

Recordando que el sistema trifásico puede ser conectado en estrella o triángulo, se tienen las siguientes relaciones:

$$\text{Conexión Estrella: } U = \sqrt{3} \times U_f \quad \text{y} \quad I = I_f$$

$$\text{Conexión Triángulo: } U = U_f \quad \text{y} \quad I = \sqrt{3} \times I_f$$

Así, la potencia total para ambas conexiones será :

$$P = \sqrt{3} \times U \times I \quad [\text{Watt}] \quad \text{Ecu. 2.26.}$$

Obs: Esta expresión vale para la carga formada por resistencias, donde no hay desfase de corriente.

#### 2.9.2.2. Cargas Reactivas:

Para las “cargas Reactivas”, o sea donde existe desfase, como es el caso de los motores de inducción, este desfase tiene que ser tenido en cuenta y la expresión es:

$$P = \sqrt{3} \times U \times I \times \cos \varphi \quad [\text{Watt}] \quad \text{Ecu. 2.27.}$$

La unidad de medida usual para la potencia eléctrica es el Watt, correspondiente a 1 volt x 1 amperes, o su múltiplo, el kilowatt = 1000 Watt. Esta unidad también es usada para medir potencia mecánica.

### 2.9.3. POTENCIA APARENTE, ACTIVA Y REACTIVA

#### 2.9.3.1 Potencia Aparente (S):

Es el resultado de multiplicar la tensión por la corriente ( $S = U \times I$  para circuitos monofásicos y  $S = (3)^{1/2} \times U \times I$  para circuitos trifásicos). Corresponde a la potencia real o “potencia activa” que existiría si no hubiese desfase de la corriente, o sea, si la carga fuese formada por resistencias.

$$S = \frac{P}{\cos \varphi} \quad [\text{V} \times \text{A}] \quad \text{Ecu. 2.28.}$$

Evidentemente que para las cargas resistivas,  $\cos \varphi = 1$  y la potencia queda igual a la potencia aparente. La unidad de medida para la potencia aparente es el Volt-Ampere (VA) o su múltiplo el Kilo-Volt-Ampere (KVA).

#### 2.9.3.2. Potencia Activa (P):

Es la porción de la potencia aparente que realiza trabajo, o sea, que es transformada en energía.

$$P = \sqrt{3} \times U \times I \times \cos \varphi \quad [\text{Watt}]$$

o,

$$P = S \times \cos \varphi \quad [\text{Watt}] \quad \text{Ecu. 2.29.}$$

#### 2.9.3.3. Potencia Reactiva (Q):

Es la porción de la potencia aparente que “no” realiza trabajo. Apenas es transferida y almacenada en los elementos reactivos (capacitores e inductancias) del circuito.

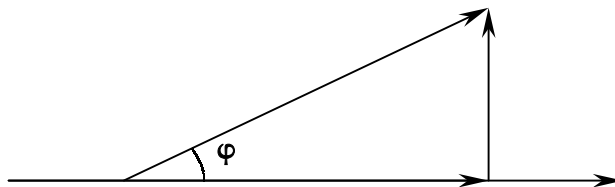
Todas están relacionadas de la siguiente manera:

$$Q = \sqrt{3} \times U \times I \times \sin \varphi \quad [\text{V} \times \text{A}_r]$$

o,

$$P = S \times \sin \varphi \quad [\text{V} \times \text{A}_r] \quad \text{Ecu. 2.30.}$$

### 2.9.4. TRIÁNGULO DE POTENCIAS (CARGA INDUCTIVA)



**2.9.5. FACTOR DE POTENCIA**

El factor de potencia, indicado por  $\text{Cos } \varphi$ , donde  $\varphi$  es el ángulo de desfase de la tensión en relación a la corriente, es la relación entre la potencia real(activa) P y la potencia aparente S(Ver Triángulo de potencias).

$$\text{Cos } \varphi = \frac{P}{S} = \frac{P[\text{Kw}] \times 1000}{\sqrt{3} \times U \times I} \quad \text{Ecu. 2.31.}$$

### **3.0. MARCO METODOLÓGICO.**

#### **3.1. Nivel de investigación.**

El nivel de investigación se refiere al grado de profundidad con que se aborda un objeto o fenómeno. En esta se indicará si se trata de una investigación exploratoria, descriptiva o explicativa.

**3.1.1. Investigación exploratoria:** es aquella que se efectúa sobre un tema u objeto poco conocido o estudiado, por lo que sus resultados constituyen una visión aproximada de dicho objeto.

**3.1.2. Investigación descriptiva:** consiste en la caracterización de un hecho, fenómeno o grupo con el fin de establecer su estructura o comportamiento.

**3.1.3. Investigación explicativa:** se encarga de buscar el por qué de los hechos mediante el establecimiento de relaciones causa-efecto.

Según estas tres definiciones, de los tipos de investigación, la investigación a realizar esta enmarcada en la definición correspondiente a la del **TIPO DESCRIPTIVA**, debido a que se va a estudiar el comportamiento del sistema de generación de agua helada para así determinar su comportamiento y lograr su caracterización, y de este modo generar las soluciones que mejor se adapten al comportamiento de este.

#### **3.2. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.**

El diseño de la investigación es la estrategia que adopta el investigador para responder al problema planteado, esta se encarga de definir y justificar el tipo de investigación, según el diseño o estrategia por emplear. Según el diseño, la investigación se clasifica en:

**3.2.1. Investigación documental:** es aquella que se basa en la obtención y análisis de datos provenientes de materiales impresos u otros tipos de documentos.

**3.2.2. Investigación de campo:** consiste en la recolección de datos directamente de la realidad de donde ocurren los hechos, sin manipular o controlar variable alguna.

**3.2.3. Investigación experimental:** proceso que consiste en someter a un objeto o grupo de individuos a determinadas condiciones o estímulos(variable independiente), para observar los efectos que se producen(variable dependiente).

Al analizar estos conceptos, se puede decir que el diseño de la investigación para este trabajo esta en el orden del tipo de **INVESTIGACIÓN DE CAMPO**, ya que para llevar a cabo este estudio es necesario obtener información real de los datos del sistema, que esta funcionando actualmente, y así poder generar una buena base para cumplir con el concepto de **investigación descriptiva**, antes definido.

### **3.3. INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS.**

Estos son los medios materiales que se emplean para recoger y almacenar las información. Entre los medios a utilizar se encuentran.

- Planos del sistema y la edificación.
- Programa de control de los chiller *TRACER SUMMIT*<sup>®</sup>.
- Programas de computación para manejo de datos(Microsoft Excel).
- Sistema de monitoreo del sistema de temperaturas de la edificación.
- Termómetros, manómetros e instrumentos de medición presentes en el sistema.
- Cualquier instrumento de medición que permita contabilizar alguna variable o parámetro de interés.
- Manuales y tablas de los equipos.

### **3.4. TÉCNICAS DE PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS DE DATOS.**

Mientras se vayan recolectando los datos necesarios para la caracterización y descripción del sistema se van a ir procesando y utilizando dependiendo de lo que se quiera conocer, como potencias, eficiencias, consumos, etc. Estas variables se irán obteniendo y al mismo tiempo clasificando y analizando para así utilizarlas para determinar, de la manera mas

detallada posible, la descripción y comportamiento del sistema de modo de que en función de los resultados obtenidos generar soluciones, conclusiones, recomendaciones y mejoras para el mejor funcionamiento de este.

### **3.5. PROCEDIMIENTO DE LA INVESTIGACIÓN.**

Para el desarrollo y culminación del trabajo a realizarse se proyectan las siguientes actividades, estas en conjunto y al realizarlas en el orden mostrado permitirán culminar con éxito los objetivos y alcances propuestos en el mismo.

A. Inspección, revisión y recopilación de datos técnicos del sistema actual de generación, manejo, red de distribución de agua helada, agua de condensación y sus componentes.

- Recopilación de planos, inventarios y datos técnicos del sistema de generación, manejo, red de distribución de agua helada, agua de condensación y sus componentes.
- Realizar visitas de inspección visual a cada equipo existente en la edificación y comparar con los planos.
- Tomar los datos de placa de cada equipo y compararlo con su respectiva ficha técnica(En caso de que exista).
- Verificar si existe alguna modificación realizada al sistema no presente en planos y tomar nota de esta.

B. Levantamiento y caracterización de sistema total actual de agua helada y revisión bibliográfica.

#### **PLANTA DE GENERACIÓN DE AGUA HELADA**

- Estudio de las características de la planta actual generadora de agua helada y todos sus componentes(Capacidad instalada, Ciclos de trabajo, Parámetros de trabajo, etc.)

- Determinar los parámetros de funcionamiento de cada componentes de dicha planta(Presiones, Caudales, Temperaturas, Consumos energéticos, etc.)
- Determinar las dimensiones de la planta.

#### SISTEMA DE MANEJO DE AGUA HELADA

- Determinar todos los componentes y características que conforman el sistema de manejo de agua helada.
  - ✓ Número de bombas.
  - ✓ Número y tipos de válvulas.
  - ✓ Capacidades.
  - ✓ Dimensiones, Etc.
- Determinar los parámetros de funcionamiento actuales de cada componente del sistema de manejo de agua helada.
  - ✓ Consumo energético.
  - ✓ Caudales, presiones, temperaturas, etc.

#### RED DE DISTRIBUCIÓN Y RETORNO DE AGUA HELADA.

- Determinar todos los componentes que conforman la red de distribución y retorno de agua helada.
  - ✓ Longitudes de tuberías.
  - ✓ Número y tipos de válvulas.
  - ✓ Instrumentos de medición presentes(medidores de flujo, temperaturas, presión, etc.).
  - ✓ Cambios de diámetros.
  - ✓ Alturas máximas.
  - ✓ Tanques de expansión.
- Estimar las pérdidas aproximadas que se presentan en la red de distribución y retorno del agua helada.



- Verificar que el sistema de manejo de agua helada sea capaz de vencer las pérdidas presentes en la red de distribución y retorno.

C. Realización del cálculo de la capacidad del sistema de generación de agua helada.

- Determinar la cantidad, tipos y capacidades de todas las unidades de intercambio de energía entre el agua helada y el aire de los ambientes a acondicionar.
- Verificar el estado de todos estos componentes.
- Calcular la capacidad total, instaladas, en toneladas de refrigeración de unidades de intercambio energético entre el agua helada y el aire.
- Realizar una estimación de carga térmica y compararla con el total obtenido en el punto anterior.
- Verificar que esta capacidad sea satisfecha por el sistema de generación de agua helada presente.

D. Análisis de los datos obtenidos de la caracterización de todos los sistemas presentes.

E. Generar propuestas para la sustitución o mejora de la planta generadora de agua helada existente.

F. Estudiar todas estas propuestas y compararlas desde el punto de vista económico.

#### 4.0. Análisis del Comportamiento de la Planta Generadora de Agua Helada.

La planta generadora de agua helada, existente, consta de 4 chiller centrífugos, 2 de ellos datan desde el año 1972 uno de ellos esta fuera de servicio y el otro esta en espera, estos son marca TRANE y cada uno es de 335 TR; los otros 2 datan desde el año 1992 son equipos marca TRANE modelo CENTRAVAC CVHE-320 de 320 TR C/U. Estos todavía se comercializan y tienen un muy buen desempeño en este momento funcionan con refrigerante CFC-11 pero nuevos se equipan con HCFC-123.



Fig. 4.1 Chiller Viejos.



Fig. 4.2 Chiller Actuales.

El compresor de estas máquinas es del tipo centrífugo de tres etapas, poseen un economizador de dos etapas, todo el sistema trabaja bajo presión de vacío lo que asegura que no exista fuga de refrigerante al ambiente en caso de que se presente alguna filtración.

Una forma de evaluar el comportamiento de este tipo de máquinas es obtener un parámetro que relacione la energía consumida y la carga que esta disipando dicho equipo, este es llamado Índice de Eficiencia Energética (IEE), mediante el cual se puede evaluar su eficiencia, que en si es el parámetro a determinar.

La obtención de este parámetro se basó directamente en determinar la variación del consumo de energía eléctrica que presenta cada máquina en función de la carga de refrigeración que esta enfrentando. Para esto fue necesario determinar dichos valores, para hacerlo se utilizo el software *TRACER SUMMIT*<sup>®</sup> de TRANE el cual permite automatizar, controlar y supervisar el comportamiento de cada Chiller individualmente.

Este programa esta conectado a las máquinas actuales y con una simple programación, en este, se pueden tomar datas cada cierto tiempo de las variables de interés. Las variables en este caso que se registraron fueron: Temperatura de Agua Helada a la entrada y a la salida de cada Evaporador, Porcentaje de corriente que consume cada equipo (Este porcentaje esta referido a la máxima corriente en sobre carga, dato de placa) y temperatura del agua de condensación a la entrada y salida de cada condensador. Con estos datos se puede determinar la potencia eléctrica que esta consumiendo cada máquina y la carga que esta venciendo en cada momento. Es de notar que la suma de las cargas de cada chiller representa la carga térmica total de la edificación “para el momento estudiado”.

La data generada abarca desde la fecha 05-09-2002 hasta el 28-10-2002 que son 54 días, los datos están tomados en periodos de 5, 15, 30 y 60 minutos lo que arroja un total de 2.703 mediciones.

El procedimiento que se siguió con el fin de determinar los valores necesarios para la obtención del parámetro fue el siguiente:

#### **4.1. Determinación de la Variación de la Potencia consumida por Cada Chiller.**

Al poseer los valores de corriente, voltaje de fase, factor de potencia y el tiempo en que ocurre este consumo en corriente de cada equipo; es muy sencillo obtener el valor de la potencia consumida, en ese tiempo, al basarse en la ecuación 2.27.:

$$P = \sqrt{3} \times V \times I \times Fp \times t$$

Donde :

$P$  : KwattxHora

$I$  : Corriente de Linea [A].

$V$  : Voltaje de Fase [416 vol].

$Fp$  : Factor de Potencia.

$t$  : Tiempo en Horas.

Los valores de corriente que registra el programa están representados en porcentaje de corriente y están referenciados al valor de corriente Máxima de sobrecarga el cual es un valor de placa (447 Amperios).

Este procedimiento se aplico para cada valor registrado y se efectuaron los cálculos con la ayuda del Programa Microsoft Excel debido a que son completamente repetitivos y la data generada es muy extensa, para ver detalles ver APENDICE II.

#### **4.2. Determinación de la Variación de la Carga de Refrigeración Disipada por cada Chiller.**

Para poder estudiar la variación de la carga que enfrenta cada Chiller, es necesario conocer el caudal de agua helada que circula por el evaporador de este, para ello se asume que el Chiller esta trabajando a máxima capacidad (320 TR) con una diferencia de temperatura entre la entrada y salida del agua helada de 10°F.

Al realizar un balance de energía(Primera Ley de la Termodinámica), entre estos dos puntos, se puede obtener el flujo másico de agua helada y con su densidad se obtiene el valor del caudal.

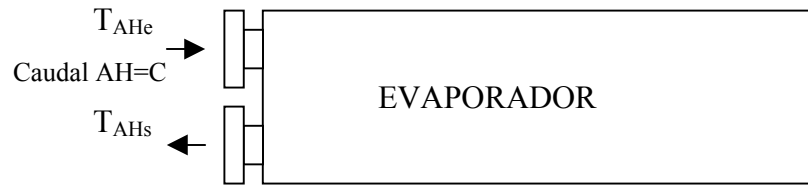


Fig 4 3 Esquema Evaporador

Al simplificar la ecuación de la Primera ley(Ecu. 2.0.), se obtiene:

$$Q_{evap} = \dot{m}_{AH} \times Cp \times (T_{AHe} - T_{AHs}) \Rightarrow \dot{m}_{AH} = \frac{Q_{evap}}{Cp \times (T_{AHe} - T_{AHs})}$$

$$Cp(\text{agua}) = 1 \frac{Btu}{Lb^{\circ}F}$$

$$\dot{m}_{AH} = \frac{(320 \times 12000) \frac{Btu}{hr}}{1 \frac{Btu}{Lb^{\circ}F} \times (10)^{\circ}F} = 384000 \frac{Lb}{hr}$$

$$C_{AH} = \frac{\dot{m}_{AH}}{\rho_{AH}} \Rightarrow \rho_{AH} = 8,316 \frac{lb}{Gal} \quad @ T_{Pr omedio} = 43,5^{\circ}F$$

$$C_{AH} = \frac{384000 \frac{Lb}{hr}}{8,316 \frac{Lb}{Gal}} = 46176,05 \frac{Gal}{hr} = 174,8 \frac{m^3}{hr}$$

$\dot{Q}$  : Calor Intercambiado [TR]

$C_{AH}$  : Caudal Agua Helada [ $\frac{Gal}{hr}$ ]

$\rho$  : Densidad del Agua [ $\frac{Lb}{Gal}$ ]

$\dot{m}$  : Flujo Másico de Agua [ $\frac{Lb}{hr}$ ]

$Cp$  : Calor Específico del Agua [ $1 \frac{Btu}{Lb^{\circ}F}$ ]

$T_{AHe}$  : Temperatura Agua Helada Entrando [ $^{\circ}F$ ]

$T_{AHs}$  : Temperatura Agua Helada Saliendo [ $^{\circ}F$ ]

Después de conocer este valor ( $174,8 \text{ m}^3/\text{hr}$ ), se repite este mismo procedimiento pero en este caso lo que se va a determinar es la carga que esta enfrentando cada Chiller, para ello se conoce la temperatura de entrada y salida del agua helada(Registros Data obtenida con el TRACER) el caudal de agua y el calor específico del agua. Es de notar que la suma de

las cargas que enfrenta cada Chiller representa la carga térmica de la edificación en el momento estudiado.

Como en el caso anterior (Potencia Eléctrica) se repitió este cálculo para cada registro con la ayuda de una hoja de cálculo, para ver detalles ver APENDICE III.

#### **4.3. Determinación de la Variación del IEE.**

Con los resultados anteriores se procedió a calcular la variación de la eficiencia de cada Chiller al utilizar la ecuación 2.23.:

$$IEE = \frac{\text{Potencia Eléctrica [Kw]}}{\text{Toneladas de Refrigeración}}$$

De los resultados obtenidos se presentaron casos en los cuales para un mismo valor de carga se obtuvo diferentes valores de eficiencia y en este caso se procedió a tomar el valor de eficiencia más desfavorable, de la data tomada; lo máximo que llegaron a estar los Chiller fue a 70 % de su capacidad, los valores comprendidos entre 70 % hasta el 100% de carga se asumieron con valores de eficiencia aproximados al obtenido a 70 %, esto es siguiendo el comportamiento de las curvas presentada en el catálogo de un equipo nuevo, para ver detalles ver APENDICE IV.

Al graficar este valor (IEE), en función del porcentaje de carga, al que esta sometido cada Chiller, se puede observar el comportamiento de cada uno de estos y así determinar cuales son los rangos de operación donde aprovechan mejor la energía introducida, que es lo que al final se paga, además de determinar cual es el comportamiento de estos. Estos gráficos se presentan a continuación.

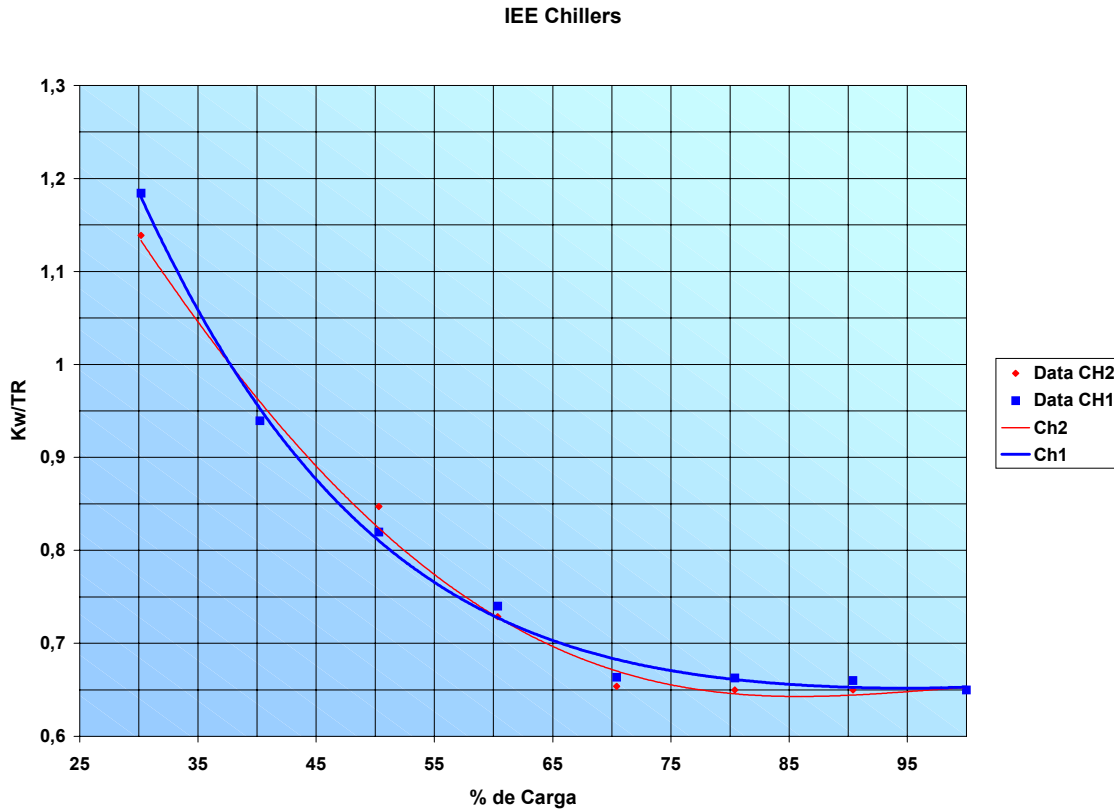


Gráfico 4.1 Variación del IEE Chiller Actuales.

En el gráfico 1, se puede observar que estas máquinas son más eficientes mientras la carga sea mayor, notándose también que el Chiller 2 es un poco más eficiente que el Chiller 1 a cargas elevadas. El funcionamiento de estos equipos diariamente (24h) varía entre 50 % y 70 % de carga, pasando la mayor parte del tiempo trabajando entre 50 % y 55 % donde se presentan consumos altos de energía, lo ideal sería mantenerlos trabajando en el rango de mejor eficiencia (70% al 100%), esta es una de las alternativas a evaluar como posible solución del problema planteado.

#### **4.4. Determinación de la carga disipada en el condensador de cada Chiller.**

En el condensador se intercambia toda la energía que el refrigerante absorbe del agua helada así como la que el refrigerante adquiere por el proceso de compresión. En sí, esta cantidad de energía debe ser igual a la carga del Chiller más la potencia que consume el compresor.

Por lo cual se tiene que:

$$Q_{Cond} = Q_{Evap} + P_{Elec} \times \eta_{MotorComp} \times \eta_{Comp}$$

$Q_{Cond}$  : Calor intercambiado en el Condensador

$Q_{Evap}$  : Calor intercambiado en el Evaporador

$P_{Elec}$  : Potencia Eléctrica consumida por el motor del compresor

$\eta_{MotorComp}$  : Eficiencia Motor Compresor

$\eta_{Comp}$  : Eficiencia Compresor

Como en el análisis del evaporador, es necesario conocer el caudal de agua de condensación que circula por este; para determinarlo se realiza el mismo procedimiento, un balance de energía (1ª Ley de la Termodinámica Ecu. 2.0.) en el condensador asumiendo que el equipo está trabajando a carga máxima y con una diferencia de temperatura de 10°F entre la entrada y salida del agua de condensación.

Suponiendo que la eficiencia del motor eléctrico es del 75%, la del compresor del 80% y el IEE del chiller es del 0,695 Kw/TR; el calor en el condensador será:

$$Q_{Cond} = Q_{Evap} + P_{Elec} \times \eta_{MotorComp} \times \eta_{Comp}$$

$$P_{Elec} = \frac{IEE}{3,56} \times Q_{Evap}$$

$$Q_{Cond} = Q_{Evap} \times \left[ 1 + \frac{IEE}{3,56} \times \eta_{MotorComp} \times \eta_{Comp} \right]$$

$$Q_{Cond} = 320TR \times [1 + 0,195 \times 0,75 \times 0,8] = 357,49TR$$

$$Q_{Cond} = 357,49TR/Hr \times 12.000Btu/TR = 4.289.280Btu/Hr$$

$$Q_{Cond} = 4.289.280Btu/Hr$$





Fig 4 4 Esquema condensador

$$Q_{Cond} = \dot{m}_{AC} \times Cp \times (T_{ACs} - T_{ACe}) \Rightarrow \dot{m}_{AC} = \frac{Q_{Evap}}{Cp \times (T_{ACs} - T_{ACe})}$$

$$Cp(\text{agua}) = 1 \frac{Btu}{Lb^{\circ}F}$$

$$\dot{m}_{AC} = \frac{4.289.280 \text{ Btu}/\text{Hr}}{1 \text{ Btu}/\text{Lb}^{\circ}F \times (8)^{\circ}F} = 536.160 \text{ Lb}/\text{hr}$$

$$C_{AC} = \frac{\dot{m}_{AC}}{\rho_{AC}} \Rightarrow \rho_{AC} = 8,316 \text{ lb}/\text{Gal} \quad @T_{\text{Promedio}} = 80^{\circ}F$$

$$C_{AC} = \frac{536.160 \text{ Lb}/\text{hr}}{8,316 \text{ Lb}/\text{Gal}} = 64.473,304 \text{ Gal}/\text{hr} = 244,04 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Al obtener el valor del caudal de agua que circula por el condensador (244,04 m<sup>3</sup>/hr), aplicando el mismo procedimiento, pero en este caso lo que se busca es obtener la carga que se disipa en el condensador tomando en cuenta las temperaturas del agua entrando y saliendo del mismo. De esta manera se obtiene la carga que se debe disipar en las torres de enfriamiento.

#### 4.5. Análisis Termodinámico del Ciclo del Chiller.

Con un estudio termodinámico del ciclo de trabajo del Chiller, se puede verificar los valores calculados de IEE con el consumo eléctrico y la carga térmica obtenidos con la el TRACER, este procedimiento se realizó de la siguiente manera.

### 4.5.3. Presiones de Trabajo.

El ciclo termodinámico, de los chiller en estudio; trabaja bajo cuatro niveles de presión, de los cuales solo se conocen dos, que se pueden observar en el panel de control de cada uno, las presiones que se conocen son, presión en el condensador y presión en el evaporador; siendo estas la presiones máximas y mínimas respectivamente. Las presiones intermedias presentes son las de descarga de la primera y segunda etapa del compresor, para hallar estas presiones se realizó el siguiente procedimiento:

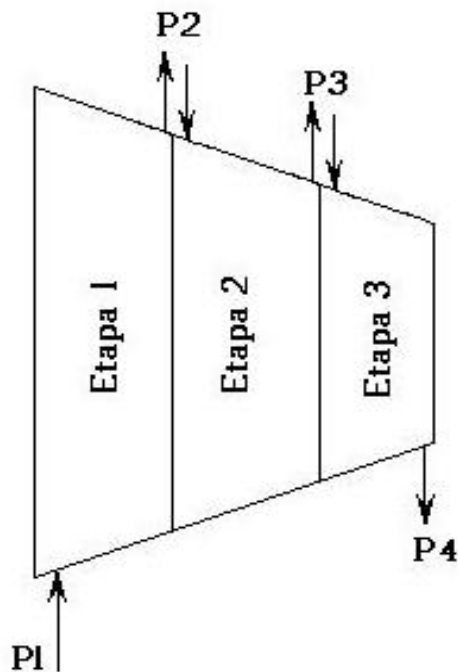


Fig. 4.7. Esquema del compresor.

Donde :

$$P_2 = \sqrt{P_1 \times P_3}$$

$$P_3 = \sqrt{P_2 \times P_4} \Rightarrow$$

$$P_2 = \sqrt{P_1 \times \sqrt{P_2 \times P_4}} \Rightarrow$$

$$P_2 = \sqrt[3]{P_1^2 \times P_4}$$

$$P_1 = 6,109 \text{ Psia.}$$

$$P_2 = 9,566 \text{ Psia.}$$

$$P_3 = 14,981 \text{ Psia.}$$

$$P_4 = 23,456 \text{ Psia.}$$

Con estos valores de presiones, se busca en las tablas del Refrigerante 11 saturado y se obtienen las condiciones de los fluidos en cada etapa de los economizadores.

**Economizador LOW**

$$\begin{array}{lll}
 P_{\text{Elow}}=9,566 \text{ Psia.} & h_f=19,13228 \text{ Btu/Lb} & S_f=0,041089 \text{ Btu/Lb}^\circ\text{R} \\
 T_{\text{Elow}}=53,943 \text{ }^\circ\text{F} & h_g=98,47117 \text{ Btu/lb} & S_g=0,195564 \text{ Btu/Lb}^\circ\text{R}
 \end{array}$$

**Economizador HIGH**

$$\begin{array}{lll}
 P_{\text{Ehigh}}=14,98 \text{ Psia.} & h_f=23,665 \text{ Btu/Lb} & S_f=0,049709 \text{ Btu/Lb}^\circ\text{R} \\
 T_{\text{Ehigh}}=75,85 \text{ }^\circ\text{F} & h_g=101,09 \text{ Btu/lb} & S_g=0,194288 \text{ Btu/Lb}^\circ\text{R}
 \end{array}$$

A la salida del evaporador, el refrigerante esta sobrecalentado y sus condiciones son:

$$\begin{array}{ll}
 P_1=6,109 \text{ Psia.} & T_1=38 \text{ }^\circ\text{F} \\
 h_1=h_{@P_1,T_1}=96,605 \text{ Btu/lb} & S_1=S_{@P_1,T_1}=0,19145 \text{ Btu/Lb}^\circ\text{R}
 \end{array}$$

Realizando un balance de energía(Ecuación 2.0.) en el economizador de alta y de baja, se pueden determinar los flujos másicos:

**LOW**

$$\begin{array}{l}
 h_{11} \times m_{11} - h_{12} \times m_{12} - h_{13} \times m_{13} = 0 \\
 h_{11} \times m_{12} + h_{11} \times m_{13} - h_{12} \times m_{12} - h_{13} \times m_{13} = 0 \\
 m_{12} \times (h_{11} - h_{12}) + m_{13} \times (h_{11} - h_{13}) = 0 \\
 m_{12} = -m_{13} \times \frac{(h_{11} - h_{13})}{(h_{11} - h_{12})}
 \end{array}
 \quad m_{11} = m_{12} + m_{13}$$

**HIGH**

$$\begin{array}{l}
 h_8 \times m_8 - h_9 \times m_9 - h_{10} \times m_{10} = 0 \\
 h_8 \times m_9 + h_8 \times m_{10} - h_9 \times m_9 - h_{10} \times m_{10} = 0 \\
 m_9 \times (h_8 - h_9) + m_{10} \times (h_8 - h_{10}) = 0 \\
 m_9 = -m_{10} \times \frac{(h_8 - h_{10})}{(h_8 - h_9)}
 \end{array}
 \quad \begin{array}{l}
 m_8 = m_9 + m_{10} \\
 m_{11} = m_{10}
 \end{array}$$

Para facilitar el cálculo se supone que en el evaporador se esta intercambiando una tonelada de refrigeración 1 TR= 12.000 Btu/hr. De este modo se calcularán todos los valores en función de esta suposición, de manera de solo multiplicar al final cada valor por la capacidad del equipo. Al realizar un balance energético(Ecu. 2.0.) en el evaporador del lado del refrigerante, se tiene:



$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &= \frac{Q_{evap}}{h_1 - h_{14}} = \frac{12000 \text{ BTU/Hr}}{(96,605 - 19,13228) \text{ BTU/Lb}} = 154,893 \text{ Lb/hr} \\ \dot{m}_1 &= 154,893 \text{ Lb/hr} \\ \dot{m}_{12} &= -\dot{m}_1 \times \frac{h_{11} \times h_{13}}{h_{11} \times h_{12}} = -154,893 \text{ Lb/hr} \times \frac{(23,665 - 19,13228) \text{ BTU/hr}}{(23,665 - 98,47117) \text{ BTU/hr}} \\ \dot{m}_{12} &= 9,385 \text{ Lb/hr} \quad \dot{m}_{13} = \dot{m}_1 \\ \dot{m}_{11} &= \dot{m}_{12} + \dot{m}_{13} = 9,385 \text{ Lb/hr} + 154,893 \text{ Lb/hr} = 164,278 \text{ Lb/hr} \\ \dot{m}_{11} &= 164,278 \text{ Lb/hr} \\ \dot{m}_9 &= -\dot{m}_{11} \times \frac{h_8 \times h_{10}}{h_8 \times h_9} = -164,278 \text{ Lb/hr} \times \frac{(28,7 - 23,665) \text{ BTU/hr}}{(28,7 - 101,99) \text{ BTU/hr}} \\ \dot{m}_9 &= 11,286 \text{ Lb/hr} \quad \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \\ \dot{m}_8 &= \dot{m}_{10} + \dot{m}_9 = 164,278 \text{ Lb/hr} + 11,286 \text{ Lb/hr} = 175,564 \text{ Lb/hr} \\ \dot{m}_8 &= 175,564 \text{ Lb/hr} \end{aligned}$$

Para hallar el valor de  $h_3$  se realiza un balance energético(Ecu. 2.0.) en el compresor, entre la descarga de la primera etapa y la succión de la segunda.

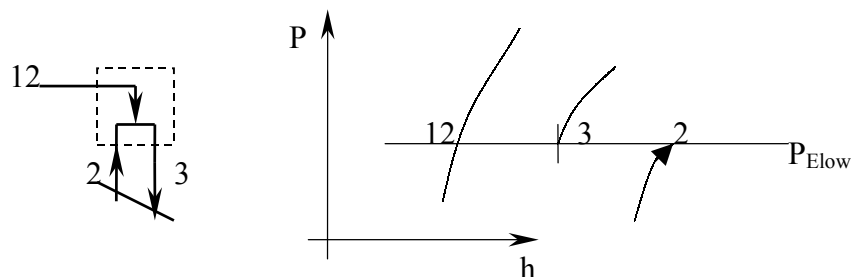


Fig.4.8. Entalpía  $h_3$

$$Q + m_2 x h_2 + m_{12} x h_{12} = m_3 h_3 \Rightarrow Q \cong 0 \Rightarrow h_3 = \frac{m_2 x h_2 + m_{12} x h_{12}}{m_3}$$

$$h_3 = \frac{154,893 \text{ Lb/hr} \times 99,3189 \text{ BTU/Lb} + 9,385 \text{ Lb/hr} \times 98,47117 \text{ BTU/Lb}}{164,278 \text{ Lb/hr}} = 99,270 \text{ BTU/lb}$$

$$h_3 = 99,270 \text{ BTU/lb}$$

Los valores correspondientes a los puntos 2 y 12(P,T,s,h) se conocen completamente, siendo la presión común para todos incluyendo el punto 3, para conocer los demás valores correspondientes al punto 3 se realiza una interpolación lineal entre 2 y 12 teniendo como dato  $h_3$  de esta manera se obtienen sus propiedades.

### Punto 3

$$h_3 = 99,270 \text{ Btu/lb}$$

$$S_3 = 0,198896 \text{ Btu/lb}^\circ\text{R}$$

$$T_3 = 62,2302 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$P_3 = 9,568 \text{ psia}$$

Para obtener las propiedades correspondientes al punto 4, de este se conoce la entropía, que en este caso es la misma que la del punto 3; se procede a la utilización de las tablas del refrigerante R11 sobrecalentado, se realizan interpolaciones entre los valores adecuados para así obtener las demás propiedades:

### Punto 4

$$h_4 = 103,582 \text{ Btu/lb}$$

$$S_4 = S_3 = 0,198896 \text{ Btu/lb}^\circ\text{R}$$

$$T_4 = 93,483 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$P_4 = 14,98 \text{ psia}$$

Siguiendo el mismo procedimiento(Ecu. 2.0.) que se utilizó para la obtención de  $h_3$  se puede obtener el valor de  $h_5$ :

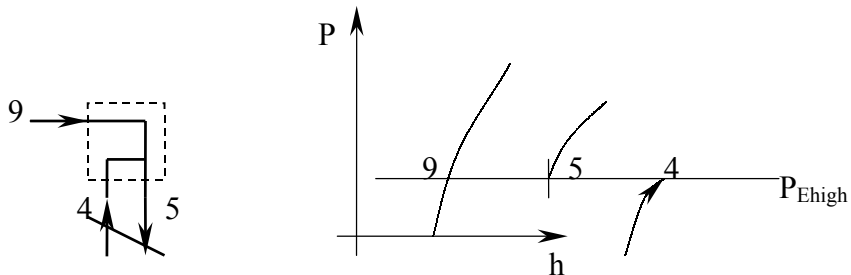


Fig.4.9. Entalpía  $h_5$

$$Q + m_4 x h_4 + m_9 x h_9 = m_5 h_5 \Rightarrow Q \cong 0 \Rightarrow h_5 = \frac{m_4 x h_4 + m_9 x h_9}{m_5}$$

$$h_5 = \frac{164,278 \text{ Lb/hr} \times 103,582 \text{ BTU/Lb} + 11,286 \text{ Lb/hr} \times 101,09 \text{ BTU/Lb}}{175,564 \text{ Lb/hr}} = 103,421 \text{ BTU/lb}$$

$$h_5 = 103,421 \text{ BTU/lb}$$

Interpolando entre los puntos 9 y 4 se consiguen las propiedades del punto 5.

### Punto 5

$$h_5 = 103,421 \text{ Btu/lb}$$

$$S_5 = 0,19859 \text{ Btu/lb}^\circ\text{R}$$

$$T_5 = 92,3437 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$P_5 = 14,98 \text{ psia}$$

Con el valor de  $S_5$  se conoce el valor de  $S_6$  (Es el mismo) ya que es el mismo, con este y la presión  $P_6$ , utilizando las tablas para el R11 sobrecalentado se obtienen las demás propiedades del punto 6.

### Punto 6

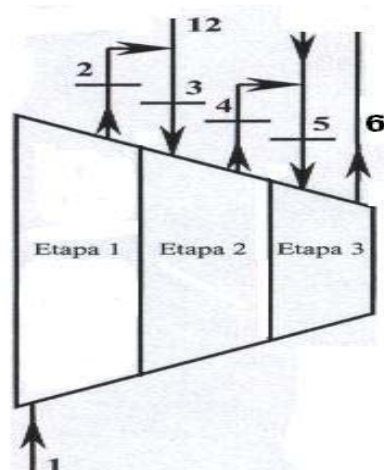
$$h_6 = 106,9438 \text{ Btu/lb}$$

$$S_6 = 0,19859 \text{ Btu/lb}^\circ\text{R}$$

$$T_6 = 120,594 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$P_6 = 23,456 \text{ psia}$$

Después de tener todos los puntos del ciclo completamente definidos, ahora se puede estudiar el compresor con la finalidad de determinar la potencia requerida para las condiciones de trabajo presentes. Para esto se realiza un balance energético (Ecu. 2.0.).



$$Q_{comp} + \dot{m}_1 \times h_1 + \dot{m}_3 \times h_3 + \dot{m}_5 \times h_5 = \dot{m}_2 \times h_2 + \dot{m}_4 \times h_4 + \dot{m}_6 \times h_6 + W_{comp}$$

$$Q_{comp} \cong 0$$

$$W_{comp} = \dot{m}_1 \times h_1 + \dot{m}_3 \times h_3 + \dot{m}_5 \times h_5 - \dot{m}_2 \times h_2 - \dot{m}_4 \times h_4 - \dot{m}_6 \times h_6$$

$$W_{comp} = (154,893 \text{ lb/hr}) \times (96,605 \text{ Btu/lb}) + (164,278 \text{ lb/hr}) \times (99,27 \text{ Btu/lb}) + (175,564 \text{ lb/hr}) \times (103,421 \text{ Btu/lb})$$

$$- (154,893 \text{ lb/hr}) \times (99,319 \text{ Btu/lb}) - (164,278 \text{ lb/hr}) \times (103,582 \text{ Btu/lb}) - (175,564 \text{ lb/hr}) \times (106,943 \text{ Btu/lb})$$

$$W_{comp} = 1747,0827 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} = 0,51202 \text{ Kwatt} = 0,68662 \text{ Hp}$$

Este valor obtenido es completamente ideal, no incluye las perdidas presentes en el ciclo ya que se supuso todos los procesos ideales, al tomar en cuenta las eficiencias del compresor y el motor eléctrico se puede verificar que el valor de potencia por cada tonelada de refrigeración (IEE) esta rondando los valores obtenidos con la data del TRACER lo que indica que estos valores son confiables, además estos valores se calcularon con mediciones reales lo que indica que en efecto si se puede confiar en ellos.

Estos equipos están trabajando con refrigerante CFC-11, el cual es una sustancia potencialmente destructora de la capa de ozono y aunque su uso esta permitido aún hasta el año 2020 para países en desarrollo(Venezuela) este se puede sustituir por el HCFC-123, en estas máquinas, sin tener que realizarle ningún tipo de adaptación mecánica solo se cambia el refrigerante y el aceite del sistema. Se realizó el mismo análisis termodinámico del ciclo pero con este refrigerante y se obtuvieron los siguientes resultados.

#### 4.5.4. Análisis del Ciclo de Refrigeración con el Refrigerante HCFC-123

##### ***Economizador LOW***

$$P_{\text{Elow}} = 8,022 \text{ Psia.}$$

$$h_f = 18,823 \text{ Btu/Lb}$$

$$S_f = 0,040365 \text{ Btu/Lb}^\circ\text{R}$$

$$T_{\text{Elow}} = 53,859 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$h_g = 94,584 \text{ Btu/lb}$$

$$S_g = 0,187887 \text{ Btu/Lb}^\circ\text{R}$$

**Economizador HIGH**

$P_{\text{Ehigh}}=12,918 \text{ Psia.}$

$h_f=23,871 \text{ Btu/Lb}$

$S_f=0,049962 \text{ Btu/Lb}^\circ\text{R}$

$T_{\text{Ehigh}}=75,777 \text{ }^\circ\text{F}$

$h_g=97,851 \text{ Btu/lb}$

$S_g=0,187991 \text{ Btu/Lb}^\circ\text{R}$

**Punto 1**

$P_1=4,982 \text{ Psia.}$

$T_1=38 \text{ }^\circ\text{F}$

$h_1=h_{@P_1,T_1}=92,3 \text{ Btu/lb}$

$S_1=S_{@P_1,T_1}=0,19033 \text{ Btu/Lb}^\circ\text{R}$

**Punto 2**

$P_2=8,022 \text{ Psia.}$

$T_2=66 \text{ }^\circ\text{F}$

$h_2=h_{@P_1,T_1}=96,382 \text{ Btu/lb}$

$S_2=S_{@P_1,T_1}=0,19033 \text{ Btu/Lb}^\circ\text{R}$

**Punto 3**

$P_3=8,022 \text{ Psia.}$

$T_3=65,189 \text{ }^\circ\text{F}$

$h_3=h_{@P_1,T_1}=96,262 \text{ Btu/lb}$

$S_3=S_{@P_1,T_1}=0,190167 \text{ Btu/Lb}^\circ\text{R}$

**Punto 4**

$P_4=12,918 \text{ Psia.}$

$T_4=82,44 \text{ }^\circ\text{F}$

$h_4=h_{@P_1,T_1}=98,964 \text{ Btu/lb}$

$S_4=S_{@P_1,T_1}=0,190167 \text{ Btu/Lb}^\circ\text{R}$

**Punto 5**

$P_5=12,918 \text{ Psia.}$

$T_5=81,907 \text{ }^\circ\text{F}$

$h_5=h_{@P_1,T_1}=98,875 \text{ Btu/lb}$

$S_5=S_{@P_1,T_1}=0,18999 \text{ Btu/Lb}^\circ\text{R}$

**Punto 6**

$P_6=20,8 \text{ Psia.}$

$T_6=104,916 \text{ }^\circ\text{F}$

$h_6=h_{@P_1,T_1}=102,463 \text{ Btu/lb}$

$S_6=S_{@P_1,T_1}=0,18999 \text{ Btu/Lb}^\circ\text{R}$

**Punto 7**

$P_7=20,8 \text{ Psia.}$

$T_7=100 \text{ }^\circ\text{F}$

$h_7=h_f_{@P_1,T_1}=29,737 \text{ Btu/lb}$



**Punto 9**

$P_9=12,91 \text{ Psia.}$

$T_9= 75,777 \text{ °F}$

$h_9=h_g@_{P_1,T_1}=97,851 \text{ Btu/lb}$

$S_9=S_g@_{P_1,T_1}=0,187991 \text{ Btu/Lb°R}$

**Punto 10**

$P_{10}=12,91 \text{ Psia.}$

$T_{10}= 75,777 \text{ °F}$

$h_{10}=h_f@_{P_1,T_1}=23,871 \text{ Btu/lb}$

$S_{10}=S_f@_{P_1,T_1}=0,049962 \text{ Btu/Lb°R}$

**Punto 12**

$P_{12}=8,0224 \text{ Psia.}$

$T_{12}= 53,859 \text{ °F}$

$h_{12}=h_g@_{P_1,T_1}=94,584 \text{ Btu/lb}$

$S_{12}=S_g@_{P_1,T_1}=0,187887 \text{ Btu/Lb°R}$

**Punto 13**

$P_{13}=8,0224 \text{ Psia.}$

$T_{13}= 53,859 \text{ °F}$

$h_{13}=h_f@_{P_1,T_1}=18,823 \text{ Btu/lb}$

$S_{13}=S_f@_{P_1,T_1}=0,040365 \text{ Btu/Lb°R}$

Al realizar el análisis al compresor, se tiene:

$$W_{comp} = 1810,677 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} = 0,530652 \text{ Kwatt} = 0,71115 \text{ Hp}$$

**4.5.5. Comparación de los Chiller con CFC-11 y HCFC-123.**

Según este análisis se puede observar que el refrigerante HCFC-123 es un poco menos eficiente que el actual CFC-11, observando un aumento del IEE, para las mismas condiciones de temperatura en el evaporador y condensador; de 0,51202 Kw/TR para el CFC-11 a 0,53065 Kw/TR para el HCFC-123; esta disminución de eficiencia no es un valor exagerado y si se esta en la obligación de cumplir con las leyes ambientales esta es una opción que no requiere una gran inversión y es muy rápida de implementar.

#### 4.6. Consumo energético por la operación de estas máquinas.

Con los datos de potencia calculados anteriormente, el tiempo en que ocurre ese consumo y las tarifas eléctricas vigentes se obtiene el gasto en bolívares que genera la máquina en funcionamiento. Se totaliza un monto referente al consumo [Kwh] y uno correspondiente a demanda [Kva], para este se revisó en la data el pico máximo de energía, este se dividió entre el factor de potencia y se obtiene la demanda máxima, la cual, al multiplicarla por la tarifa se obtiene un total en bolívares.

Estos dos montos se suman y así se determina un gran total final que equivale al gasto eléctrico correspondiente a todo el periodo registrado en data. para ver detalles ver APENDICE II.

<b>Consumo Eléctrico Chiller</b>	
<b>Consumo [Kwatt]</b>	292.390,72 Kw
<b>Demanda [Kva]</b>	362,06 Kva

Tabla 4.1. Consumo eléctrico Chiller.

Estos valores corresponden a 54 días de data e incluye solo los chiller.

Para obtener los montos se consulta la gaceta oficial vigente N° 37.415 de fecha 12 de Marzo del 2001, que indica que la tarifa correspondiente al CNT(Edificio NEA, Equipos I y II) es la del tipo T6 donde los precios que la rigen son:

Cargo por Energía[Kwh]: 26,79 Bs/Kwh

Cargo por Demanda[Kva]: 4751,52 Bs/Kva

La data generada abarca desde la fecha 05-09-2002 hasta el 28-10-2002 que son 54 días, los datos están tomados en periodos de 5, 15, 30 y 60 minutos lo que arroja un total de 2703 mediciones. Con esta data se pudo calcular, como ya se mencionó, la variación de la carga térmica de la edificación, la variación del consumo eléctrico y la variación de la carga disipada en el condensador.

Referente a la variación de la carga térmica se obtuvo al calcular la carga que enfrenta cada Chiller en un instante y su suma es la carga total(En ese instante). En la siguiente gráfica se puede observa la variación de esta en un día típico, para ver detalles ver APENDICE III.

#### 4.7. Variación de la carga Térmica en un día Típico.

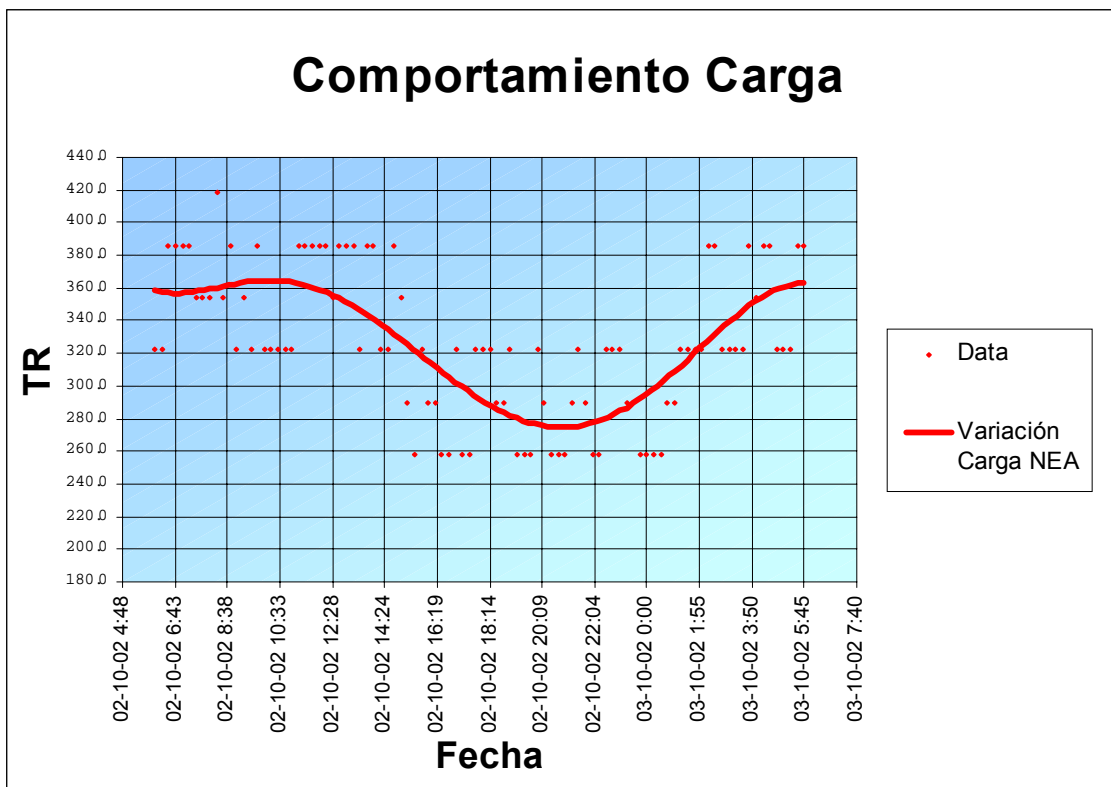


Gráfico 4.2. Variación Carga Térmica en un Día Típico.

En el Gráfico 2, se puede observar que los picos de carga se presentan en el periodo comprendido entre las 3:00 Am y las 11:30 Am, generándose los mayores valores para el horario de las 10:30 Am aproximadamente, este comportamiento se presenta repetitivo en la mayoría de los días datados, pero lo que es importante mencionar es que el pico de carga siempre se presenta en el horario antes mencionado.

### 4.5.1. Planta de Generación de Agua Helada.

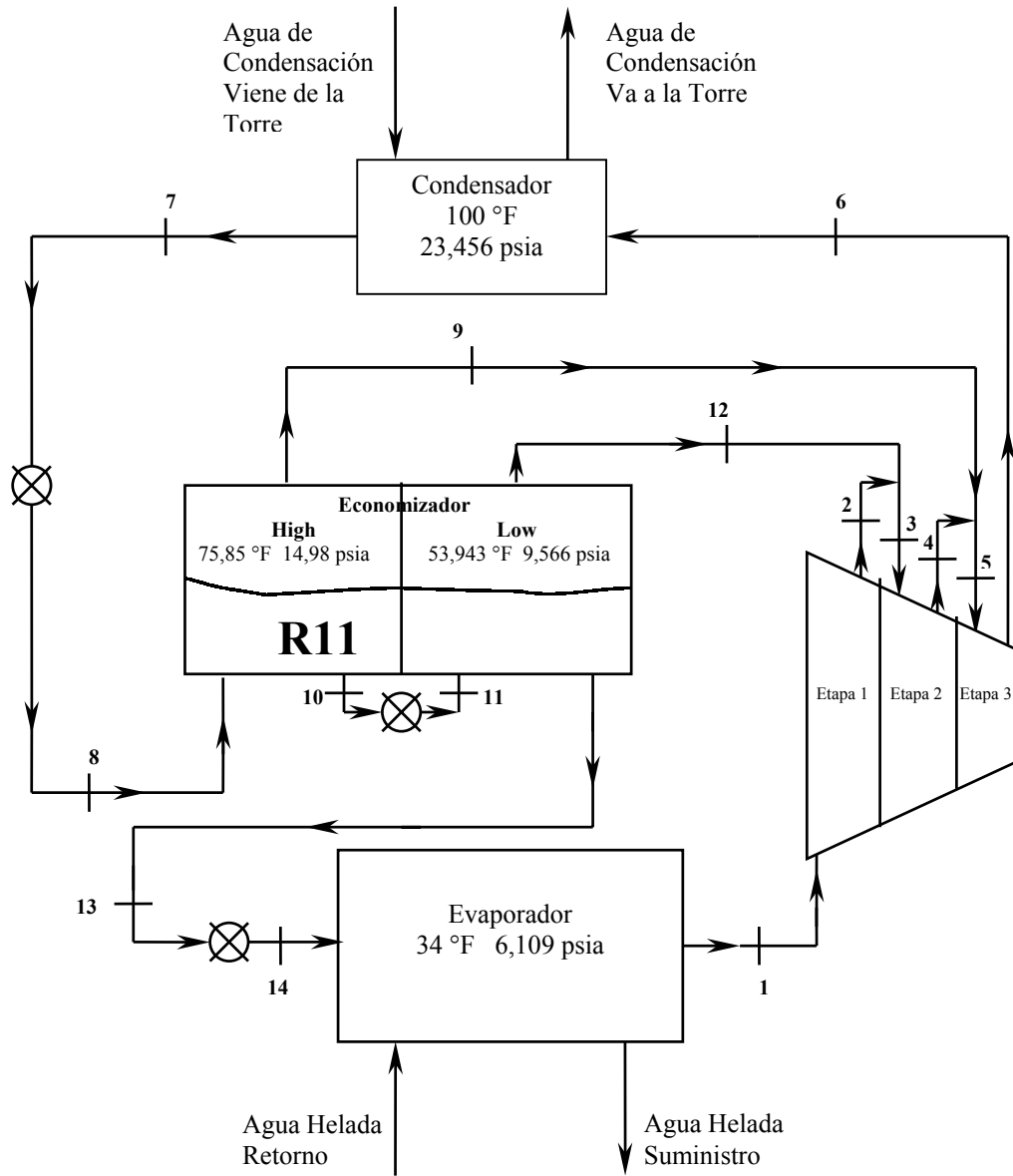


Fig. 4.5. Ciclo del Chiller.

4.5.2. Ciclo de Refrigeración.

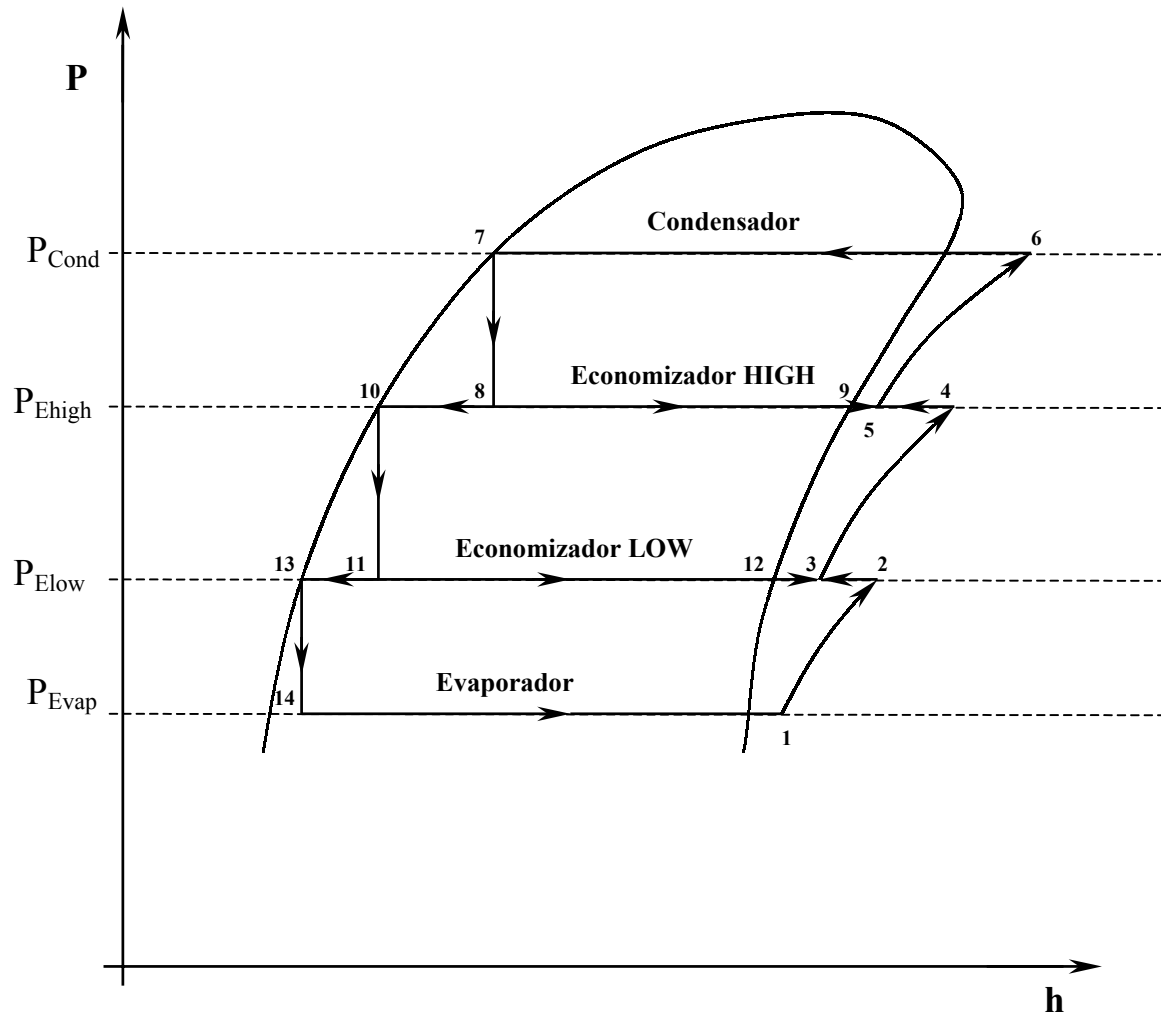


Fig.4.6. Diagrama P-H Chiller

#### 4.8. Análisis del Sistema de Manejo y Distribución de Agua Helada.

El sistema de manejo de agua helada, actual, consta de cinco(5) bombas centrífugas gemelas proyectadas para que funcionen cuatro(4) y una de reserva, de estas solo funcionan dos(2) una por cada chillers manejando un caudal por bomba de 174,8 m<sup>3</sup>/hr. La suma de estos caudales, es el total que fluye por la red de distribución y retorno de agua helada. Estas bombas están conectadas en paralelo de modo que siempre trabajan bajo condiciones idénticas tanto en presión, caudal y temperatura. Cada bomba posee sus respectivos accesorios en la succión y la descarga como lo son válvulas de compuerta, globo, check, filtros, etc. Cada una de ella es impulsada por un motor eléctrico de 40 Hp, potencia nominal y trabajan bajo las mismas condiciones de los chillers, 24 horas día.

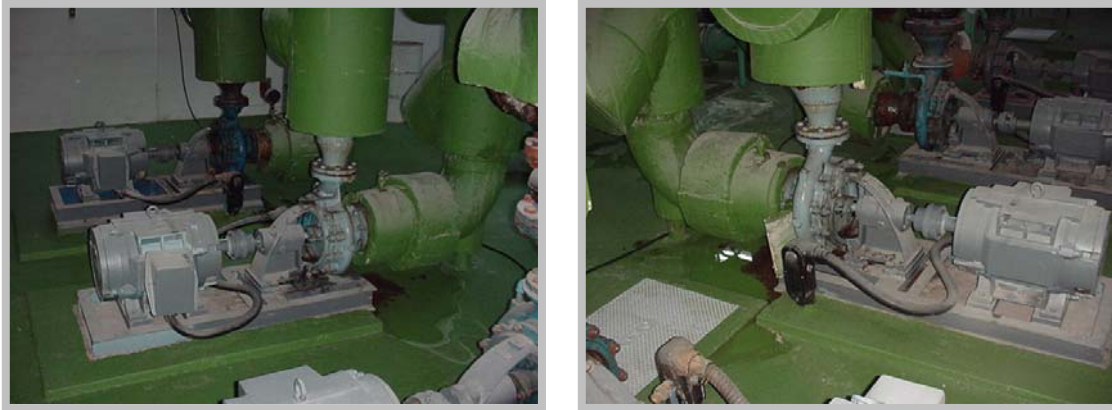


Fig.4.10. Bombas de Agua Helada.

La red de distribución de agua helada esta diseñada directamente para operar el caudal que manejarían las cuatro bombas, este sistema se encuentra totalmente recubierto por un material aislante, poliuretano expandido(anime); con la finalidad de disminuir la transferencia de calor no deseada del ambiente al agua helada y garantizar que esta sea solo en los sitios de interés(Umas y Fancoils).



Fig. 4.11. Tubería de Agua Helada, múltiple de Succión y Descarga.

Para determinar el punto de operación actual de cada bomba, se procedió a estimar las pérdidas presentes en la red de tuberías, siendo la potencia que suministra cada bomba al agua, por estar configuradas en paralelo, igual a esta pérdida ya que se trata de un sistema cerrado. La pérdida es igual a la caída de presión existente entre la descarga de la bomba y la succión, calculado por el camino en la red que sea mas largo y con más accesorios debido a que el sistema siempre va a trabajar bajo dos niveles de presión, suministro y descarga.

#### 4.8.1. Determinación de las pérdidas en Tuberías y Accesorios.

El cálculo se basó en la ecuación 2.16 de *Darcy Weisbach*, la cual relaciona varios parámetros importantes que están presentes en los flujos en tuberías. Esta es:

$$h_f = \frac{f \times L_{eq} \times V^2}{D_{int} \times 2 \times g}$$

Donde:

$$Q = V \times A \Rightarrow V = \frac{Q}{A} \quad A = \frac{\pi}{4} \times D_{int}^2$$

$$V = \frac{4 \times Q}{\pi \times D_{int}^2} \quad \text{al sustituir en la formulade } DarcyWeisbach$$

$$h_f = \frac{8 \times f \times L_{eq} \times Q^2}{\pi^2 \times D^5 \times g}$$

$h_f$  : Pérdida ocurrida en la longitud  $L_{eq}$

$f$  : Factor de fricción.

$L_{eq}$  : Longitud equivalente.

$Q$  : Caudal.

$D_{int}$  : Diámetro interno.

$g$  : Aceleración de gravedad.

Con la ecuación antes mostrada se puede estimar las pérdidas en tuberías rectas, para el caso de los accesorios (Codos, Cambios de diámetros, Válvulas, Etc.) se utiliza la misma ecuación pero se calcula una longitud equivalente por accesorio que depende directamente del coeficiente de resistencia K del mismo. Este es:

$$K = f \times \frac{L_{eq}}{D_{int}} \Rightarrow L_{eq} = \frac{K}{f} \times D_{int} \text{ Al sustituir en la Ecuacion } h_f$$

$$h_f = \frac{8 \times K \times Q^2}{\pi^2 \times D_{int}^4 \times g}$$

Utilizando esta ecuación se estiman las pérdidas en cada accesorio, el Coeficiente de resistencia K lo suministra el fabricante directamente, es este caso se utilizaron los del apéndice A del manual CRANE(Ver ANEXO III).

Se estimaron todas las pérdidas presentes en cada accesorio y longitudes rectas, en función de los caudales actuales y al final se verificó el recorrido más alejado de la bomba y así se obtuvo la carga que tiene que vencer esta.

El valor obtenido en base a este procedimiento e incluyendo un factor de sobredimensionamiento del 15% es el siguiente, para ver detalles ver APÉNDICE V.

<b>Perdidas en la Red de Agua Helada.</b>		
<b>Q[m<sup>3</sup>/hr]</b>	<b>Hf [m]</b>	<b>+ 15% [m]</b>
345,53	28,39	32,672

Tabla 4.2. Perdida Red AH

Se evaluó el mismo procedimiento pero se dejó expresado en función del caudal de forma así obtener la curva del sistema y de este modo poder evaluar la red en función de cualquier caudal; esto es, en el caso de que se tenga que realizar alguna variación en los caudales actuales. Todo este procedimiento se realizó en una hoja de cálculo Excel.



### 4.8.2. Punto de Operación Bombas Agua Helada.

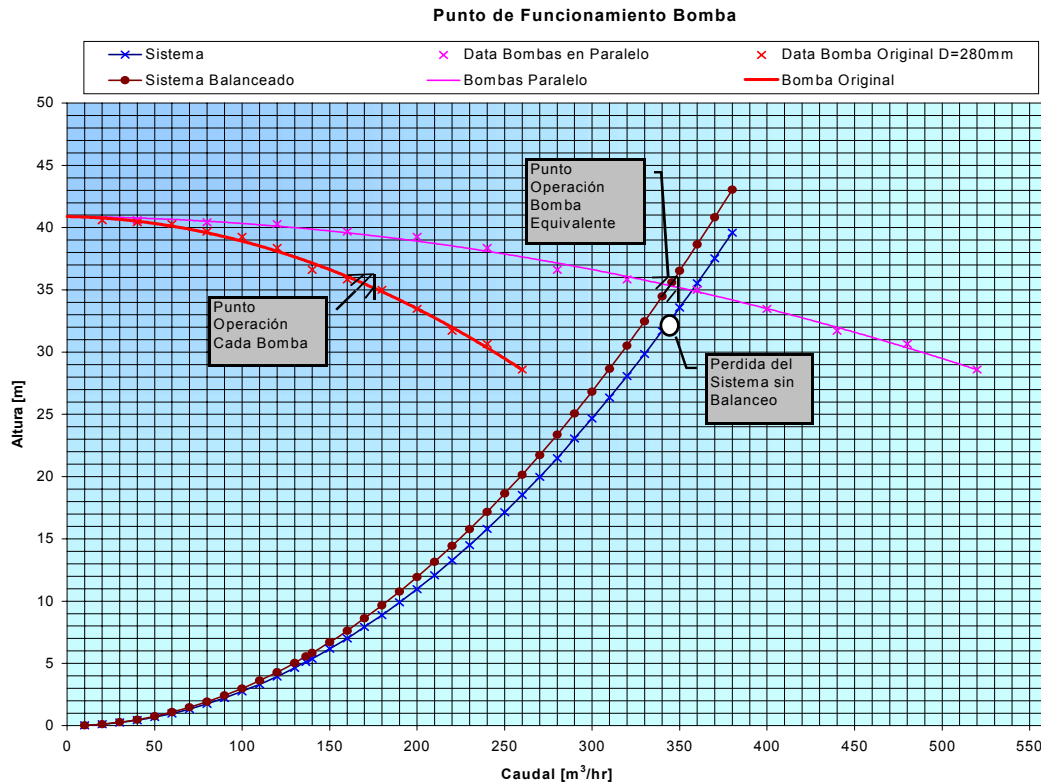


Gráfico 4.3. Punto de Operación Bombas de Agua Helada.

Como ninguna de las curvas proporcionada por el fabricante, para los diferentes diámetros, coincide con el punto de operación encontrado, esto puede llevar a instuir que el diámetro del rodete fue recortado, aunque es una solución no es la más económica, otra forma de conseguir el verdadero punto de operación es estrangulando una o varias de las válvulas reguladoras de flujo(válvula de globo) con la finalidad de balancear el sistema y así llevarlo a las condiciones de operación.

En las curvas proporcionada por el fabricante(ver ANEXO III) y con el punto de operación, se puede obtener la todas las condiciones de operación de las bombas, caudal, eficiencia, potencia hidráulica y en el eje.

Con respecto a las Umas actuales, estas están en funcionamiento desde el año 1972, a pesar de este tiempo, dichas máquinas se encuentran en muy buen estado debido a que se han mantenido excelente programa de mantenimiento preventivo.

Para poder estimar las pérdidas en la tubería es necesario conocer los caudales que circulan por cada sector de la red. Existen muchos métodos numéricos que permiten realizar este cálculo y se basan en procesos iterativos, otra forma de determinar estos caudales es basándose directamente en cada intercambiador de calor existente (Umas, Fancoils), con solo realizar un balance energético se puede determinar el caudal de agua, ya que se conocen todas las condiciones del aire al entrar y salir del intercambiador, con estos valores se puede obtener el calor que el aire está cediendo, este lo debe absorber el agua de modo que es fácil determinar el flujo másico de agua y así se tiene directamente el caudal de agua al dividirlo entre su densidad. Se presenta el procedimiento analizado para el caso de la Uma del piso 10, los demás cálculos son completamente repetitivos y se presentan en una hoja de cálculo, para ver detalles ver APENDICE V.

#### **4.8.3. Cálculo del caudal de agua helada en una UMA.**

Todo el sistema de manejo de aire y control de temperaturas de la edificación se encuentra automatizado, este se controla en un computador y desde allí se puede variar la temperatura promedio de cada piso así como también la promedio total de la edificación.

Desde este sistema se puede monitorear y controlar el estado de las UMAS, además muestra las temperaturas correspondientes a la entrada y salida tanto del aire como del agua helada de la misma. Los valores correspondientes al aire son temperatura de bulbo seco, estos datos se verificaron con la ayuda de un Tri-Sense (Termo Anemómetro Digital), se tomó el valor correspondiente a la humedad relativa y velocidad del aire en la succión de la UMA. Con respecto a las temperaturas correspondientes al agua helada, se verificaron directamente con los termómetros presentes en la entrada y salida de la tubería de cada UMA. Se pudo verificar que estas temperaturas coinciden con las que muestra el computador.

Al poseer las temperaturas y humedades relativas del aire, además la presión atmosférica y utilizando una carta psicrométrica se puede obtener las demás propiedades del mismo. Con el

área de succión de la UMA y la velocidad del aire se obtiene el caudal de este lo cual nos facilita con el valor de densidad conseguir el flujo másico.

Al realizar un balance de energía en el intercambiador (Umas, Fancoils) pero del lado del aire, se puede obtener el calor que este cede al agua helada y al realizar el mismo análisis en el lado del agua helada e igualando los calores se presenta solo un valor que no es conocido el cual es el flujo másico de agua helada. Este flujo másico de agua al dividirlo entre la densidad se obtiene el caudal que es el dato buscado.

### Procedimiento para calcular el caudal de agua helada en cada Intercambiador Aire-Agua helada.

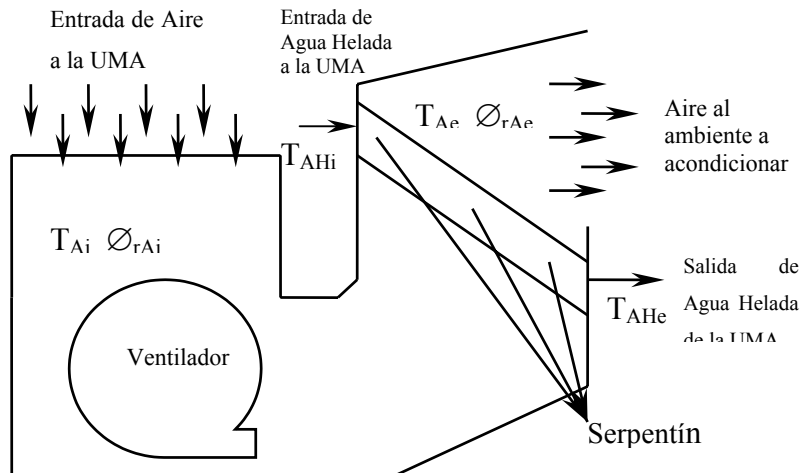


Fig. 4.12. Esquema de Funcionamiento UMAS.

Velocidad en la succión $\Rightarrow V = 625 \text{ ft/min}$	Densidad de Agua $\Rightarrow \rho = 8,316 \text{ lb/Gal}$
Área del serpentín $\Rightarrow A = 14 \text{ ft}^2$	Calor Especifico Agua $\Rightarrow C_{p\text{agua}} = 1 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$
Densidad del aire $\Rightarrow \rho = 7,64742 \times 10^{-2} \text{ lb/ft}^3$	
Temp. Aire entrada $\Rightarrow T_{Ai} = 20,01 \text{ }^\circ\text{C}$	} Entalpía Entrada $H_{Ai} = 18,08 \text{ Btu/lb}$
Humedad Relativa Aire Entrada $\Rightarrow \varnothing_{rAi} = 59,5\%$	
Temp. Salida Aire $\Rightarrow T_{Ae} = 17,3 \text{ }^\circ\text{C}$	} Entalpía Salida $H_{Ae} = 14,48 \text{ Btu/lb}$
Humedad Relativa Aire Salida $\Rightarrow \varnothing_{rAi} = 52,3\%$	
Temp. Agua Entrada $\Rightarrow T_{ahi} = 6,02 \text{ }^\circ\text{C}$	
Temp. Agua Salida $\Rightarrow T_{ahe} = 9,92 \text{ }^\circ\text{C}$	

$$C_{\text{aire}} = V \times A = 625 \text{ ft}^3/\text{min} \times 14 \text{ ft}^2 = 8750 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$C_{\text{aire}} = \frac{\dot{m}}{\rho} \Rightarrow \dot{m}_{\text{aire}} = C_{\text{aire}} \times \rho_{\text{aire}} = 8750 \text{ ft}^3/\text{min} \times (7,64742 \times 10^{-2}) \text{ lb}/\text{ft}^3 = 669,149 \text{ lb}/\text{min}$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 669,149 \text{ lb}/\text{min}$$

$$Q_{\text{aire}} = \dot{m}_{\text{aire}} \times \Delta H_{\text{aire}} = 669,149 \text{ lb}/\text{min} \times (18,08 - 14,48) \text{ Btu}/\text{lb} = 2408,936 \text{ Btu}/\text{min}$$

$$Q_{\text{aire}} = 144536,184 \text{ Btu}/\text{hr} = 12,08 \text{ TR}$$

$$Q_{\text{aire}} = 12,08 \text{ TR} \Rightarrow Q_{\text{aire}} = Q_{\text{Agua}} = Q_{\text{UMA}}$$

$$Q_{\text{agua}} = \dot{m}_{\text{agua}} \times C_{p_{\text{agua}}} \times \Delta T_{\text{agua}} \Rightarrow \dot{m}_{\text{agua}} = \frac{Q_{\text{agua}}}{C_{p_{\text{agua}}} \times \Delta T_{\text{agua}}} = \frac{144536,184 \text{ Btu}/\text{hr}}{1 \text{ Btu}/\text{lb}^\circ\text{F} \times (7,02^\circ\text{F})} = 20589,2 \text{ lb}/\text{hr}$$

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 20589,2 \text{ lb}/\text{hr} \Rightarrow C = \frac{\dot{m}_{\text{agua}}}{\rho_{\text{agua}}} = \frac{20589,2 \text{ lb}/\text{hr}}{8,316 \text{ lb}/\text{Gal}} = 2475,853 \text{ GPH}$$

$$C_{\text{agua}} = 41,264 \text{ GPM} = 2,603 \text{ l}/\text{s} = 9,372 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Este procedimiento se repitió para cada UMA y Fancoils utilizando como herramienta de ayuda una hoja de cálculo, para ver detalles ver APENDICE V.

#### 4.9. Análisis del Sistema de Manejo y Distribución de Agua de Condensación.

Este sistema consta de cinco(5) bombas centrífugas gemelas marca *SULZER* para el manejo del agua de condensación, solo funcionan dos(2) una por cada chillers trabajando en las mismas condiciones que este, 24 horas diarias y con un caudal de  $240,87 \text{ m}^3/\text{hr}$ . Estas están impulsadas con motores eléctricos marca *MARATHON* de 35 Hp nominales.

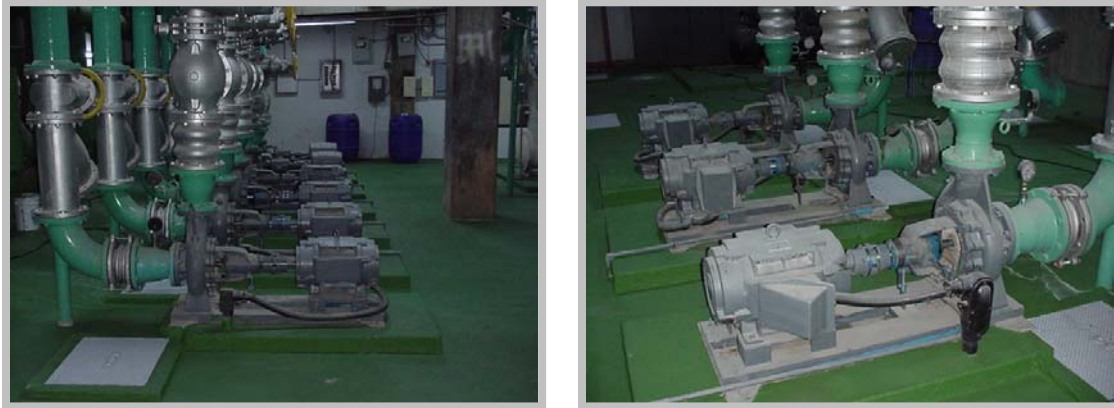


Fig. 4.13. Bombas Agua de Condensación

Para el estudio de las pérdidas de este sistema se partió del mismo principio que el usado para el sistema de agua helada, se basó el análisis en la ecuación de *Darcy Weisbach* pero en este caso se trata de una red abierta la cual es muy sencilla, se procedió a estimar las pérdidas en las tuberías y accesorios, al resultado final se le agregó un 20% para incluir el aumento que se genera por pérdidas por incrustaciones, debido que al ser un sistema abierto y con constante reposición de agua, estas son elevadas, para ver detalles ver APENDICE V.



Fig. 4.14. Tubería de Agua de Condensación, múltiple de Succión y Descarga.

<b>Perdida en la Red de Agua Condensación.</b>			
<b>Q[m<sup>3</sup>/hr]</b>	<b>Hf [m]</b>	<b>+ 20% [m]</b>	<b>+ ΔZ (Torre 5m)</b>
481,74	15,18	18,216	26,798

Tabla 4.3 Perdida Red AC

Estos resultados son específicos para las condiciones actuales de funcionamiento, en el caso que se deba realizar algún cambio en los caudales, conviene conocer el comportamiento del sistema con la variación de este, esto se consigue al evaluar las pérdidas del sistema pero se deja expresado en función del caudal, luego se evalúa esta función para diferentes caudales y así se obtiene la curva de comportamiento del sistema.

#### **4.9.1 Sistema de Agua de Condensación.**

Como en el caso del sistema de agua helada, el punto de operación obtenido no coincide con ninguna de las curvas, la curva más aproximada que cumple con la carga es la de 250 mm de diámetro y para llevar el sistema a trabajar con esta bomba hay que balancearlo, es decir; se debe aumentar la pérdida del sistema y esto se consigue al estrangular una o varias válvulas reguladoras de flujo (Válvulas Globo) hasta conseguir el punto óptimo de operación.

En la gráfica siguiente se muestra la curva del sistema antes y después del balanceo también se puede observar el punto de funcionamiento de cada bomba individual y de la bomba equivalente (Bombas en paralelo).

### 4.9.2. Punto de Operación Bombas de Agua de Condensación.

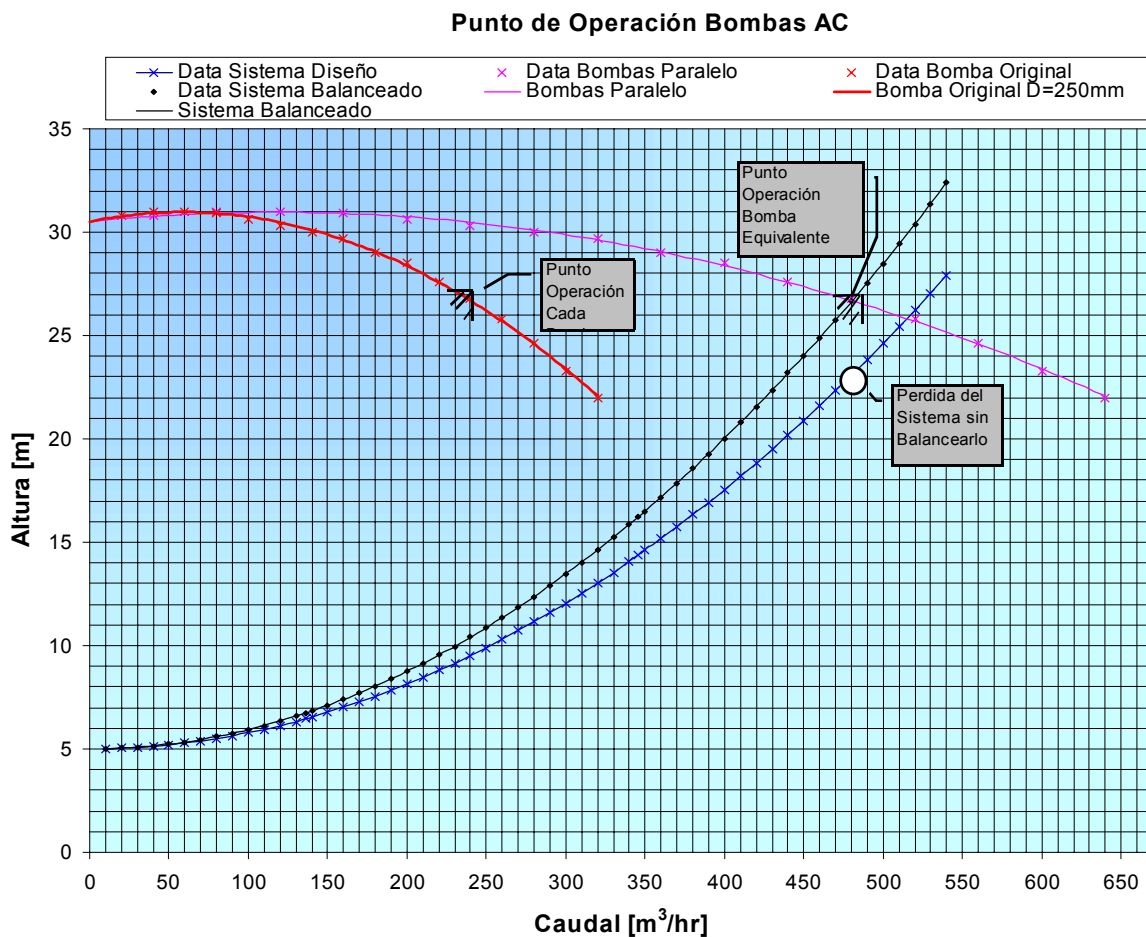


Gráfico 4.4. Punto Operación Bombas de Agua de Condensación

Con el punto de operación, en las curvas proporcionadas por el fabricante, se puede ver el caudal, eficiencia, potencia hidráulica y en el eje. Estos son:

Eficiencia  $\eta=82\%$     Potencia hidráulica     $H=26,8\text{ m}$

Caudal     $Q=240,88\text{ m}^3/\text{hr}$

$$Nh = \rho \times g \times H \times Q = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 26,8\text{m} \times 240,88 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} = 63.264.723,2 \frac{\text{N} \times \text{m}}{\text{hr}} = 23,566\text{Hp}$$

$$\eta = \frac{Nh}{Ne} \Rightarrow Ne = \frac{Nh}{\eta} = \frac{23,566\text{Hp}}{0,82} = 28,739\text{Hp}$$

La potencia en el eje necesaria es de 28,739 Hp, y esta funcionando con un motor de 35 Hp lo que indica que mientras la bomba este trabajando bajo las condiciones actuales del sistema, el motor no presentara sobre carga lo cual se debe garantizar.



## 4.0. Cálculo de la Capacidad que debe tener el Sistema de Generación de Agua Helada.

Para resolver este problema se puede proceder de dos formas, una es realizar la suma de las capacidades nominales de cada Uma y fancoils, la otra es proceder a ejecutar una estimación de carga térmica. Para el primer caso, solo se suman las capacidades nominales de cada equipo, el total se multiplica por un factor de utilización (Este factor lo que indica es que los equipo nunca están funcionando al 100%), este es un método que permite realizar una estimación y los resultados no son completamente confiables.

Para el segundo caso, se debe realizar un estudio de carga térmica en la edificación para poder determinar la verdadera capacidad que hay que vencer en algún momento en el funcionamiento del equipo. Para realizar este cálculo es necesario tomar en cuenta varios parámetros como lo son: Área de pared, área de vidrio, ubicación geográfica, número de personas, temperaturas de diseño tanto externas como internas, motores presentes, iluminación, propiedades del aire, etc. Se utilizaron los dos procedimientos antes mencionados para la estimación, comprobando que los resultados están rondando el mismo valor.

### 4.10.1. Procedimiento 1

Ubicación	Ambiente	Tipo	Marca	Modelo	Cap [TR]
Nea Piso 22	Todo el Piso	UMA	TRANE	LZ-17	28
Nea Piso 21	Todo el Piso	UMA	TRANE	MZ-14	25
Nea Piso 20	Todo el Piso	UMA	TRANE	MZ-14	25
Nea Piso 19	Todo el Piso	UMA	TRANE	MZ-14	25
Nea Piso 18	Todo el Piso	UMA	TRANE	MZ-14	25
Nea Piso 17	Todo el Piso	UMA	TRANE	MZ-14	25
Nea Piso 16	Todo el Piso	UMA	TRANE	MZ-14	25
Nea Piso 15	Todo el Piso	UMA	TRANE	MZ-14	25
Nea Piso 14	Todo el Piso	UMA	TRANE	MZ-14	25
Nea Piso 13	Todo el Piso	UMA	TRANE	MZ-14	25

Tabla 4.4. Cálculo Carga Térmica.

Ubicación	Ambiente	Tipo	Marca	Modelo	Cap [TR]
Nea Piso 12	Todo el Piso	UMA	TRANE	MZ-14	25
Nea Piso 11	Todo el Piso	UMA	TRANE	MZ-14	25
Nea Piso 10	Todo el Piso	UMA	TRANE	MZ-14	25
Nea Piso 9	Todo el Piso	UMA	TRANE	MZ-14	25
Nea Piso 8	Todo el Piso	UMA	TRANE	MZ-14	25
Nea Piso 7	Todo el Piso	UMA	TRANE	MZ-14	25
Nea Piso 6	Todo el Piso	UMA	TRANE	MZ-14	25
Nea Piso 5	Todo el Piso	UMA	TRANE	MZ-14	25
Nea Piso 4	Oficina	FANCOIL	S/M	S/M	1.5
Nea Piso 4	Todo el Piso	UMA	TRANE	MZ-14	25
Nea Piso 3	Todo el Piso	UMA	TRANE	MZ-14	25
Nea Piso 2	Todo el Piso	UMA	TRANE	MZ-14	25
Nea Piso Planta Libre	Todo el Nivel Mezzanina	UMA	TRANE	LZ-41	50
Nea Piso Planta Libre	Relaciones Protocolos	UMA	TRANE	L-12	15
Nea Piso Planta Libre	OAC	UMA	CARRIER	40RS-024	20
Nea Piso Planta Libre	Relaciones Protocolos	UMA	TRANE	M-8	10
Nea Piso Planta Libre	Gerencia RR-HH	UMA	TRANE	L-17	20
Nea Piso Planta Libre	Presidencia	UMA	TRANE	LZ-14	16
Nea Piso Planta Libre	Consultoría Jurídica	UMA	TRANE	L-14	15
Nea Piso Planta Libre	Hold de Secretarías de Presidencia	UMA	TRANE	L-10	15
Nea Piso Planta Libre	Oficina de la Presidencia	UMA	TRANE	LZ-10	12
Nea Piso 1(Ala Norte)	Área de Oficinas	UMA	TRANE	LZ-21	35
Anexo para UMA Sótano	Antigua sala de Impresión	UMA	LISKEY	D-10-C2	10
Anexo para UMA Sótano	Antigua sala de Impresión	UMA	LISKEY	D-10-C2	10
Anexo para UMA Sótano	Antigua sala de Impresión	UMA	LISKEY	D-10-C2	10
Anexo para UMA Sótano	Antigua sala de Impresión	UMA	TRANE	S/M	15
Anexo para UMA 330	Área de Ensobramiento y Servidores	UMA	TRANE	LZ-35	40
Anexo para UMA Sótano	Teatro	UMA	TRANE	L-17	25
Anexo para UMA Sótano	Teatro	UMA	C y G	40RS034	34
Nea Sótano	HCM	UMA	TRANE	L-6	6

Tabla 4.4. Cálculo Carga Térmica.

Ubicación	Ambiente	Tipo	Marca	Modelo	Cap [TR]
Nea Sótano	HCM	UMA	TRANE	L-20	20
Nea Sótano	CANTV Servicios	UMA	TRANSCA	S/M	6
Almacen Papelería Sótano	Almacen de Papelería	FANCOIL	S/M	S/M	2
Departamento de Distintivo Sótano	Departamento de Distintivo	FANCOIL	S/M	S/M	2
Gerencia de Planes y Gestión Sótano	Gerencia de Planes y Gestión	FANCOIL	S/M	S/M	2
Sección de Técnicos A/A Sótano	Oficina A/A	FANCOIL	S/M	S/M	1
Departamento de Reproducción Sótano	Departamento de Reproducción	FANCOIL	S/M	S/M	2
Departamento de Audiovisuales Sótano	Departamento de Audiovisuales	FANCOIL	S/M	S/M	2
Centro de Control Sótano	Centro de Control	FANCOIL	S/M	S/M	2
NEA Sótano	Apoyo Audiovisual	FANCOIL	S/M	S/M	2
Centro de Control Sótano	Centro de Control	FANCOIL	S/M	S/M	2
Al lado del Centro de Control	Oficinas	FANCOIL	S/M	S/M	3
PB	Comedor	FANCOIL	S/M	S/M	2
PB	Comedor	FANCOIL	S/M	S/M	2
PB	Comedor	FANCOIL	S/M	S/M	2
PB1	Comedor	FANCOIL	S/M	S/M	2
PB2	Comedor	FANCOIL	S/M	S/M	2
PB	Servicio Médico	FANCOIL	S/M	S/M	2
PB	Servicio Médico	FANCOIL	S/M	S/M	2
PB1	Servicio Médico	FANCOIL	S/M	S/M	2
PB	Servicio Médico	FANCOIL	S/M	S/M	2
PB	Servicio Médico	FANCOIL	S/M	S/M	3
PB	Servicio Médico	FANCOIL	S/M	S/M	3
Capacidad Instalada en Intercambiadores Aire-Agua(Helada)					<b>957.5</b>

Tabla 4.4 Cálculo Carga Térmica

Este valor se multiplica por 0,85\* y se obtiene la carga de **814,215 TR**.

#### 4.10.2. Procedimiento 2

Para el estudio de carga térmica se utilizó el programa CALTER, esta basado en una hoja de cálculo, en este se toman en cuenta los parámetros más importantes ya que lo que se busca es una estimación y no algo tan preciso. En primer lugar se determina la ubicación de la edificación con respecto a los puntos cardinales, dependiendo de su ubicación, se determina el factor de exposición típica (Apéndice I, Figura 115); este se introduce en el programa y automáticamente se toman en cuenta los valores referentes a la radiación solar dependiendo de la hora de diseño que se introduzca.

Es necesario determinar las áreas de pared con vidrio y sin vidrio, el número de personas, motores, área de piso y techo con sombra y sin sombra, potencia instalada en iluminación, volumen estimado de aire fresco. Se introducen todos estos valores y el programa arroja la estimación de carga bajo las condiciones introducidas.

La edificación se trabajo bajo cuatro grupos, piso tipo, planta libre, planta baja y sótano; se realizo el estudio para un piso tipo y luego se multiplico por el número de ellos, para los demás grupos se introdujeron las características de cada uno y se sumaron los totales de cada grupo obteniendo un resultado global para toda la edificación, para ver detalles Apéndice I.

<b>Grupo</b>	<b>Carga</b>	<b>Carga Total</b>
Piso tipo	22,76	455,27
Planta Libre	184,57	184,57
Planta Baja	166,35	166,35
Sótano	25,74	25,74
	<b>TOTAL</b>	<b>831,93</b>

Tabla 4.5. Cálculo Carga Térmica

\* Este es un factor de utilización, se utiliza por que en ningún momento todas la UMAS y Fancoils trabajarán al 100%

Se puede verificar que la capacidad instalada en Umas y Fancoils esta acorde con la carga térmica de la edificación, lo que indica que se hizo una buena estimación al momento de proyectar el sistema.

La planta actual si es capaz de suplir esta carga debido a que siempre están dos chillers de 320 TR en funcionamiento y otro de 335 TR en reserva, este último es un equipo que fue adquirido en el año 1972 y salió de funcionamiento permanente en el año 1992 cuando se instalaron los equipos que funcionan actualmente.

## 5.0. Opciones de Sustitución.

Para solventar el problema, disminución del gasto eléctrico, existen muchas posibilidades a evaluar, de todas estas solo se plantean las que desde el punto de vista técnico y económico son las más factibles, desde luego que siempre está presente la opción de no hacer nada, aunque esto ya depende directamente de la compañía debido a que lo que se esta planteando con este trabajo especial de grado es solo una propuesta y no es algo obligatorio.

Las opciones evaluadas, a pesar de buscar el mismo resultado, son variadas y estas van desde la sustitución total de los equipos de generación de agua helada hasta la variación de las condiciones de trabajo de los mismos.

La primera opción, en adelante se llamará **Opción A**, que se planteo fue la de la sustitución de los equipos actuales, por un sistema de generación de agua helada basado en un ciclo de absorción de calor de fuego directo alimentado con gas, de modo que esta máquina trabaje enfrentando la variación de la carga térmica típica diaria y los equipos actuales pueden funcionar en espera en caso de que en algún momento el equipo planteado no sea capaz de cubrir la carga térmica de la edificación.

Otra opción (**Opción B**) que se planteó, deriva de los resultados observados en el estudio de las condiciones actuales de funcionamiento de los chiller, según este estudio se puede afirmar que las máquinas no están trabajando en sus condiciones mas eficientes y lo que se busca con esta solución es llevar, estos equipos, a trabajar en los rangos donde se aproveche mejor la energía introducida, alrededor del 70% de carga en adelante, para esto se plantea satisfacer la variación típica diaria de carga térmica con uno de los chiller actuales y la carga que este no pueda costear(picos), cubrirla con un chiller de menor capacidad, que hay que adquirir, de modo de garantizar que los dos equipos siempre trabajen en su rango de mejor eficiencia.

Como tercera opción (**Opción C**) se basa en disminuir el periodo de operación de los equipos de 24 hrs actuales a periodos de 18 horas día. Esta opción al parecer puede ser una de las más viables pero esta implica un estudio del comportamiento de la carga térmica en la edificación en los periodos de tiempo donde el sistema este apagado de modo de determinar cuanta carga hay que enfrentar al momento de encenderlos de nuevo, también implica implantar un sistema de control que se encargue de la operación de todo el sistema de generación de agua helada, umas, bombas de agua helada, condensación y torres de enfriamiento.

La cuarta opción a evaluar (**Opción D**) se propone la alimentación de los chiller actuales con una planta de generación de electricidad que trabaje con motores de combustión interna ya sean a gas o diesel.

Como última opción (**Opción E**) se plantea la operación del sistema actual solo los días laborales, se decir de lunes a viernes, y los fines de semana mantener los equipos apagados.

Todas las opciones son técnicamente factibles y en este caso la decisión se basará en la opción que tenga mas proyecciones de durabilidad y sea atractiva económicamente.

## **5.1. Evaluación de las opciones.**

### **5.1.1. Opción A**

Esta opción se basa en la adquisición de un equipo de absorción de calor de fuego directo alimentado con gas como fuente de energía. Esta máquina debe ser capaz de cubrir la variación de carga diaria, en el estudio de la variación de la carga realizado se verifico que el máximo pico de carga que se presentó, en la data registrada, fue de 451 TR pero este se presento en un periodo de algunos minutos mientras que la carga “máxima” promedio siempre esta alrededor de las 390 TR, es por esto, que se plantea que la capacidad de la nueva máquina sea de 420 TR como mínimo y en el caso de que ocurra una carga mayor, esta sea suplida por alguno de los chiller actuales los cuales quedarían siempre en espera listos para arrancar.

Evaluando las diferentes marcas y opciones presentes en el mercado se decidió estudiar un equipo de la misma marca de los chiller actuales, este es el modelo *TRANE HORIZON™* Absorption Series, se escogió este debido a que presenta buenas condiciones de adaptabilidad para el sistema actual, además este puede ser controlado con el programa *TRACER SUMMIT®* y este es un punto importante ya que se está trabajando en la automatización de la sala de máquinas en base a este software.

Para analizar el funcionamiento de este equipo se utiliza el Coeficiente de Performance COP(Ecu.2.21.), este es un índice energético que relaciona la capacidad de enfriamiento de un equipo con respecto a la energía introducida absorbida por este, dicho índice se trabaja bajo las mismas unidades por ende es un valor adimensional, este se rige bajo la siguiente condición.

$$COP = \frac{\text{Carga Disipada}}{\text{Energía introducida}}$$

estos dos valores se introducen en la mismas unidades

$$COP = \frac{Q_{disipado} \times 12000}{\dot{V} \times Ec}$$

Donde:

$Q_{disipado}$ : Calor disipado por el equipo [TR]

$\dot{V}$ : Caudal de Combustible [ $\text{m}^3/\text{hr}$ ]

$Ec$ : Poder Calorífico [ $\text{Btu}/\text{m}^3$ ]

En el manual del equipo se especifica el valor del COP dependiendo del poder calorífico que se este utilizando (Alto o Bajo) y de las condiciones a las cuales se realizó la prueba, también presenta todas las características que se deben conocer del equipo para poder estimar y proyectar su funcionamiento. Este equipo se alimentaría con gas metano, proveniente de la red de distribución doméstica de Venezuela.



### **5.1.1.2. Sistema de distribución de Gas en Venezuela.**

Este sistema es un conjunto de redes de tuberías por el cual se distribuye gas metano el cual posee un poder calorífico bruto según la gaceta oficial N° 37.157 de fecha 12 de Marzo del 2001 de 1.000Btu/ft<sup>3</sup> (35.314,67 Btu/m<sup>3</sup>) los precios de este se calculan por el volumen consumido, estimado bajo condiciones estándar de presión(101,325 Kpa) y temperatura(15,5°C).

El costo de este varía dependiendo de la ubicación geográfica en el país, de la red por la cual se distribuya, existiendo tres clases doméstica, industrial y sistema de transporte, y del tipo de clasificación que se tenga como consumidor ya sea doméstico, industrial o petroquímico.

#### **5.1.1.2.1. Tipos de red de Distribución**

5.1.1.2.1.1 Red doméstica de distribución: Es aquel sistema de distribución de gas cuya presión de operación es menor o igual a ochenta libras por pulgada cuadrada manométrica (80lb/in<sup>2</sup>).

5.1.1.2.1.2. Red industrial de distribución: Es aquel sistema de distribución de gas cuya presión de operación es mayor a ochenta libras por pulgada cuadrada manométrica (80Lb/in<sup>2</sup>) o menor o igual a trescientas cincuenta libras por pulgada cuadrada manométrica (350Lb/in<sup>2</sup>).

5.1.1.2.1.3. Sistema de Transporte: Gasoducto o conjunto de gasoductos cuya presión de operación es superior a trescientas cincuenta libras por pulgada cuadrada manométrica (350Lb/in<sup>2</sup>).

#### **5.1.1.2.2. Tipos de Consumidores**

5.1.1.2.2.1. Consumidor Industrial: es aquel que se encuentra conectado a la red industrial de distribución.

5.1.1.2.2.2. Consumidor Doméstico: es aquel que se encuentra conectado a la red doméstica de distribución.

5.1.1.2.2.3. Consumidor Petroquímico: es aquella industria del área química, en la que el gas metano es el componente principal en sus procesos de producción.

Según informaciones suministradas por PDVSA GAS, por la ubicación de la edificación, el gas solo se puede suministrar a través de la red de distribución doméstica y no es posible por la red industrial ya que el costo de una tubería directa es muy elevado y no se justifica. Es por ende que el gasto estaría regido por la tarifa de consumidor doméstico.

### **5.1.1.3. Estimación del Volumen de Gas a Consumir.**

La serie *TRANE HORIZON™* se comercializa en diferentes capacidades nominales, la capacidad que más se adapta a la variación de carga de la edificación es la máquina de 440 TR (modelo ABDA 440) por ende con las características de esta se trabajará.

Según el manual, este equipo presenta un COP=1,04 trabajando en condiciones ARI (Air-Conditioning and Refrigeration Institute) las cuales son: 4 Gpm/TR (Nominales) de agua de condensación entrando al equipo a 85 °F, Agua helada enfriada de 54 °F a 44 °F y tomando en cuenta el poder calorífico bruto del combustible. Con estos datos (COP), poder calorífico bruto y la capacidad nominal es posible determinar el flujo de combustible máximo que la máquina consumiría.

$$COP = \frac{Q_{disipado} \times 12.000}{\dot{V} \times Ec} \Rightarrow \dot{V} = \frac{Q_{disipado} \times 12.000}{COP \times Ec}$$

$$\dot{V} = \frac{440TR \times 12.000}{1,04 \times 35.81467} = 141,76 m^3/hr$$

Se consulto con PDVSA GAS la posibilidad de suministro de esta cantidad de gas metano (141,76 m<sup>3</sup>/hr) por la red domestica y se obtuvo respuesta positiva.

### 5.1.1.3.1. Consumo de Gas del Equipo de Absorción bajo la Variación de Carga Térmica de la Edificación.

Para poder realizar una comparación de esta máquina con los equipos actuales es bueno estimar el gasto en efectivo que se podría tener si esta estuviese funcionando bajo las mismas condiciones. Se realizó este estudio asumiendo que el COP es constante a diferentes cargas, esta suposición esta muy acorde con el comportamiento del equipo y se puede ver en las curvas de Performance(Manual del equipo) Figura 5.1, se comprueba que el comportamiento es casi lineal en todo el rango de porcentaje de carga. Partiendo de esto se procedió a calcular el volumen de combustible que consumiría el equipo trabajando bajo la variación de la carga térmica de la edificación, simulando su comportamiento con la data tomada y así se puede estimar el gasto en efectivo.

Figure PD-2 — ABDA Part Load Performance— Energy Input vs. Capacity at Various Cooling Water Supply Temperatures

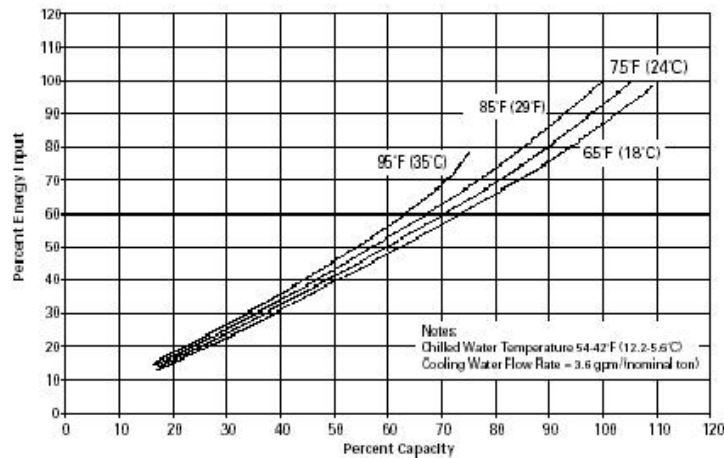


Fig 5.1 Variación del COP en función de la carga

$$COP = \frac{Q_{disipado} \times 12.000}{\dot{V} \times Ec} \Rightarrow \dot{V} = \frac{Q_{disipado} \times 12.000}{COP \times Ec}$$

$\dot{V}$ : Volumen de combustible. Se evalúa para cada valor de carga ( $Q_{disipado}$ ).

El valor obtenido de la forma mostrada es en función del tiempo(es un caudal) por lo tanto se debe multiplicar por el periodo, en horas, en el cual ocurre la carga térmica con la que fue calculado, de modo de tener el volumen de combustible y con la tarifa de gas se obtiene el precio a facturar, en ese periodo.

$$COP = \frac{Q_{disipado} \times 12.000}{\dot{V} \times Ec} \Rightarrow \dot{V} = \frac{Q_{disipado} \times 12.000}{COP \times Ec}$$

$$\text{Monto a facturar} = \dot{V} \times t \times \text{Tarifa Gas}$$

$t$ : Tiempo [Horas]

Tarifa Gas: Tarifa [ $\text{Bs}/\text{m}^3$ ]

$Q_{disipado}$ : Carga Térmica [TR]

$Ec$ : Poder Calorífico [ $\text{Btu}/\text{m}^3$ ]

Para la data evaluada el equipo presenta un consumo de combustible de 125.505,35 m<sup>3</sup> de GAS metano(detalles APENDICE VI), esto equivale a 54 días para estimar el consumo mensual se realiza una interpolación lineal a 30 días resultando 69.725,2 m<sup>3</sup>.

### 5.1.1.3.2. Adaptabilidad con el Sistema Actual de Manejo de Agua Helada.

Para mantener el mismo caudal del sistema de agua helada una opción es instalar este equipo en serie con los equipos actuales, es decir, se mantiene la misma instalación actual y a la salida de los chiller(centravac) se conecta la máquina sugerida, esto trae como consecuencia que el sistema se desbalancee y por ende el punto de operación de las bombas de AH no sea el mismo. Con respecto a este punto, según el manual del equipo(ABD440), al trabajar con el caudal de agua helada (349,6 m<sup>3</sup>/hr) se presenta una pérdida de diez(10) metros de columna de agua en el evaporador.

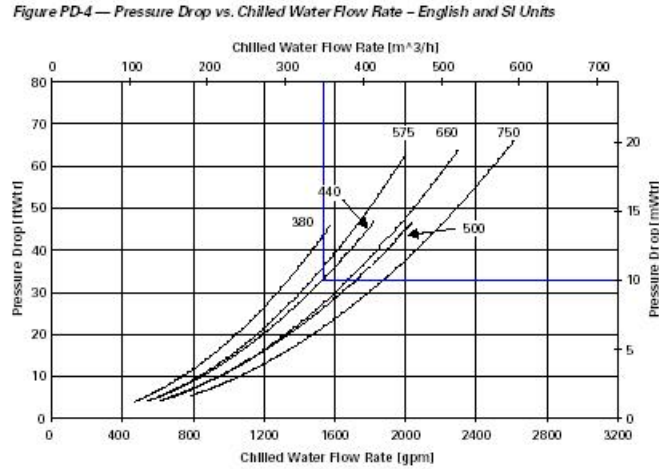
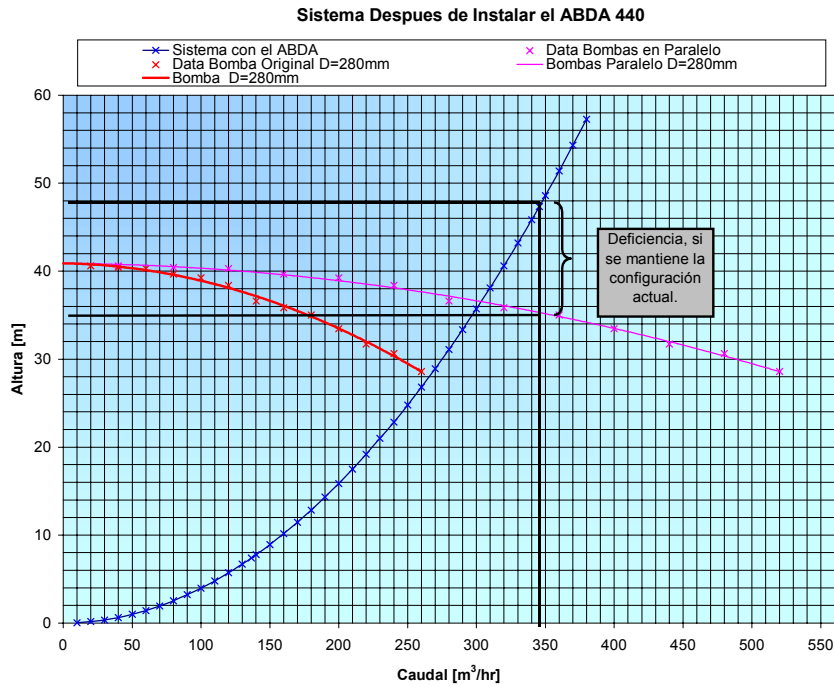


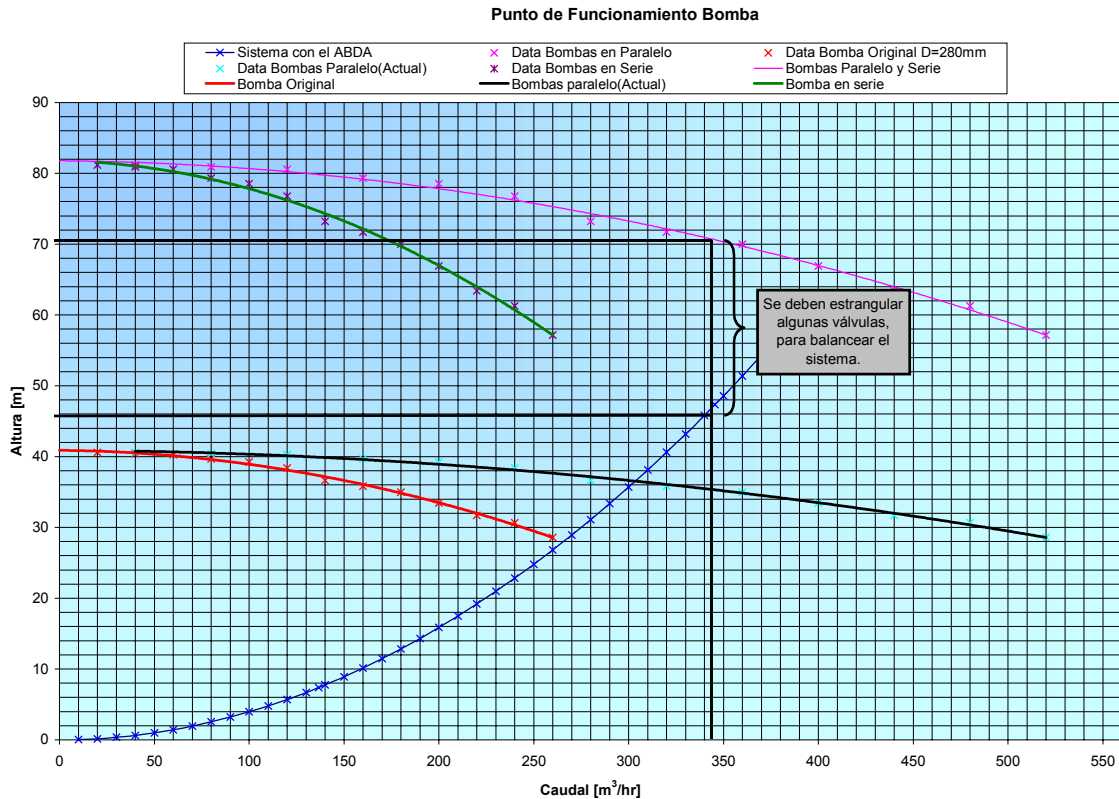
Fig 5 2 Perdida en el Evaporador del ARDA en función del Caudal

Con esta pérdida, se construye una nueva curva para el sistema y con las curvas características de las bombas se verifica si estas son capaces de vencer la nueva carga.



Grafica 5 1 Sistema con el ARDA

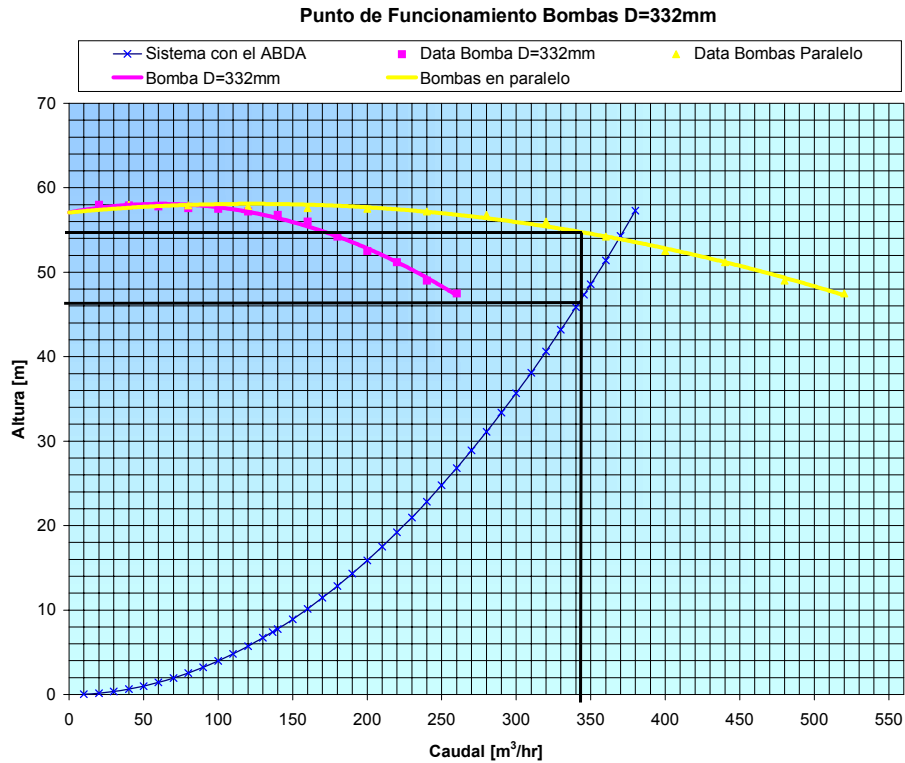
Según el gráfico mostrado la configuración actual de las bombas no es capaz de satisfacer los requerimientos del sistema, bajo el mismo caudal. Existen varias alternativas para solventar la situación, una es utilizar dos bombas de las actuales y colocarlas a funcionar en paralelo y al mismo tiempo en serie con las que están funcionando.



Gráfica 5.2. Sistema con 4 Bombas de las Actuales en Paralelo.

La línea rosada indica el comportamiento de las bombas en serie y paralelo(4 bombas), mientras que la línea azul es el comportamiento del sistema, para un caudal de  $349,6\text{m}^3/\text{hr}$  se puede verificar que la configuración propuesta si satisface al sistema, pero para balancearlo es necesario generar una perdida extra de aproximadamente 22 metros de columna de agua lo cual es posible, pero no es lo más recomendable ya que se esta perdiendo mucha potencia innecesaria y esto se ve reflejado directamente en el consumo eléctrico.

Otra manera de solventar el inconveniente es colocar bombas nuevas, es la opción más recomendable pero requiere de una inversión. Por último se puede hacer una reconstrucción de las bombas actuales, según las curvas proporcionadas por el fabricante la misma bomba es capaz de satisfacer al sistema con solo aumentar el diámetro del rodete, en este caso lo que se debe hacer es cambiarles el rodete y se dejaría la configuración actual, esta es la opción que parece mas viable. Desde luego estas opciones en el caso de que se instale el sistema propuesto se deben analizar a fondo.



Gráfica 5.3. Bombas actuales con el Rodete Modificado.

En el gráfico anterior se puede ver que al cambiarle el rodete de las bombas estas son capaces de satisfacer al sistema, con el caudal de trabajo, lo que se debe hacer es balancear el sistema, estrangulando algunas válvulas, de modo de llevar las bombas a trabajar en el punto de operación correcto, el problema que se presenta es que el motor eléctrico actual no es capaz de proporcionar la potencia suficiente ya que su capacidad nominal es de 40 Hp y para trabajar en estas condiciones se necesitan por lo menos 50 Hp.

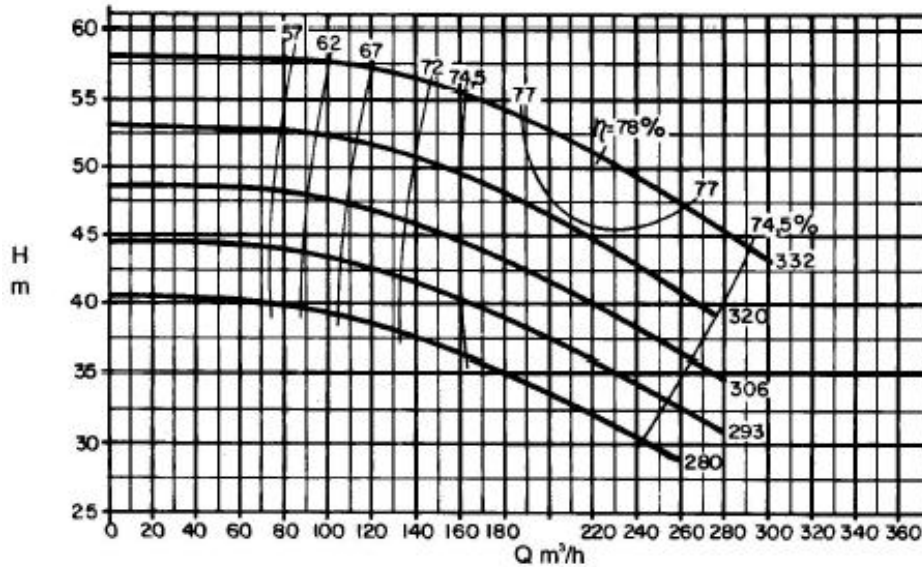


Fig.5.3. Curvas características de las Bombas de AH actuales

De las curvas características, se tiene:

Eficiencia  $\eta=0,75\%$       Potencia hidráulica     $H=52,5\text{ m}$

Caudal       $Q=174,8\text{ m}^3/\text{hr}$

$$Nh = \rho \times g \times H \times Q = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 52,5 \text{ m} \times 174,8 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} = 63.264.723,2 \frac{\text{N} \times \text{m}}{\text{hr}} = 33,535 \text{ Hp}$$

$$\eta = \frac{Nh}{Ne} \Rightarrow Ne = \frac{Nh}{\eta} = \frac{33,535 \text{ Hp}}{0,75} = 44,713 \text{ Hp}$$

En conclusión se debería adquirir otro motor y en este caso también hay que invertir en la reconstrucción de las bombas, es preferible desechar esta opción y adquirir motores y bombas nuevas que se adapten directamente al sistema y así garantizar el funcionamiento de estos en su mejor eficiencia.



### 5.1.1.3.3. Adaptabilidad con el Sistema Actual de Manejo de Agua Condensación.

Este análisis partió tomando como referencia el manual del ABDA 440 en este se puede observar que el conjunto absorbedor condensador puede trabajar con un flujo de agua comprendido entre 200 y 460 m<sup>3</sup>/hr, el sistema actual opera con un caudal 481,74 m<sup>3</sup>/hr dividiéndose a la mitad por cada condensador de cada centravac(240,87 m<sup>3</sup>/hr).

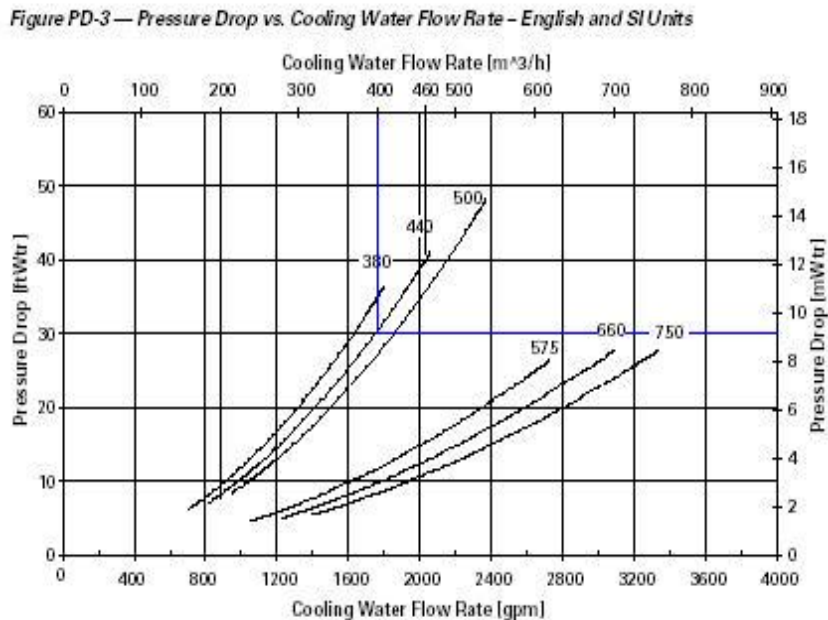


Fig.5.4. Perdida en el conjunto Absorbedor Condensador del ABDA en función del Caudal.

Este sistema se podría configurar de dos formas, colocando el sistema actual en serie con el nuevo equipo o colocándolo en paralelo. Si se configura en serie existe el problema que el equipo que este aguas abajo reciba el agua de condensación a una alta temperatura, lo que se ve directamente reflejado en su eficiencia, a parte que la diferencia de temperatura entre la entrada y salida de la sala de máquinas sería muy grande. Para la configuración en paralelo el problema que existe es que el caudal de agua y el volumen

de agua de la red aumentaría, pero la temperatura de suministro del agua de condensación a cada equipo siempre va ser la misma. Esta configuración es la que se plantea.

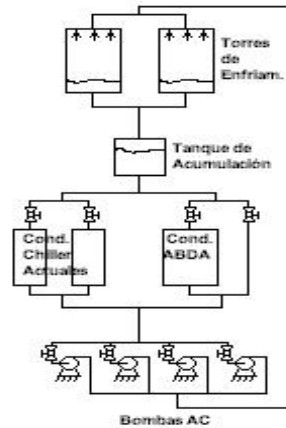


Fig 5 5 Esquema de la configuración RED Agua de Condensación

La figura anterior muestra la configuración sugerida para el sistema de manejo y distribución de agua de condensación, para realizar esta, la mayoría del sistema se mantiene igual las modificaciones que se realizarían son la colocación de un tanque de acumulación, de modo que cuando se apaguen o se arranquen las bombas de los centravac(chiller actuales), este sirva para compensar el cambio de caudal.

Para condiciones ARI, por cada tonelada de refrigeración se debe suministrar 4 GPM de agua de condensación lo que es igual a  $400 \text{ m}^3/\text{hr}$ , basándose en la capacidad del ABDA (440 TR), al colocar este equipo en paralelo con el sistema actual y manteniendo la misma configuración de las bombas de AC, las pérdidas en el conjunto en paralelo estarían regidas por el circuito más desfavorable.

Los condensadores de los centravac, con el caudal de manejo( $240,87 \text{ m}^3/\text{hr}$ ), presentan una caída de presión de 7,04 m de columna de agua, mientras que en el ABDA 440 se presenta una caída de 9,5 m de columna de agua al trabajar con un caudal de  $400 \text{ m}^3/\text{hr}$ ; lo que indica que la pérdida de presión estará regida por el ABDA 440.

Con esta configuración se estudia el comportamiento del nuevo sistema, para verificar si las bombas actuales son capaces de satisfacerlo y para asegurar que las bombas trabajen en iguales condiciones es necesario que el circuito que compone el ABDA maneje el mismo caudal que el de los centravac ( $481,74 \text{ m}^3/\text{hr}$ ), para lograr esto es necesario colocar una tubería en paralelo con el ABDA (Bypass) de modo que por allí fluya el exceso de caudal ( $81,74 \text{ m}^3/\text{hr}$ ) y en esta se debe garantizar la misma caída de presión que en el ABDA por lo cual es necesario colocar una válvula para generarla. De este modo se asegura que el sistema este balanceado y que las bombas trabajen en las mismas condiciones

Como la caída de presión en el circuito de los centravac es menor que en el ABDA es necesario estrangular las válvulas reguladoras de flujo de cada chiller, para generar la pérdida suficiente y así lograr balancear el sistema. Después de balanceado el conjunto de chillers se estima la pérdida total del sistema y se verifica si las bombas actuales son capaces de vencer esta pérdida.

Para estimar las pérdidas del nuevo sistema se procede utilizando la ecuación de *Darcy Weisbach* se evalúan todas las tuberías y accesorios con el nuevo caudal (El máximo que se manejaría en la red  $963,48 \text{ m}^3/\text{hr}$ ) y así se obtiene la carga que deben vencer la bombas. Después de evaluar el sistema se verifica que las pérdidas aumentaron, el resumen se muestra, (detalles APENDICE V):

<b>Perdida en la Red de AC con el ABDA</b>			
<b>Q[m<sup>3</sup>/hr]</b>	<b>Hf [m]</b>	<b>+ 20% [m]</b>	<b>+ ΔZ (Torre+Tanque)</b>
963,48	22,33	26,79	32,79

Tabla 5.1. Perdida en la Red de AC con el ABDA.

De las curvas características de las bombas actuales de agua de condensación.

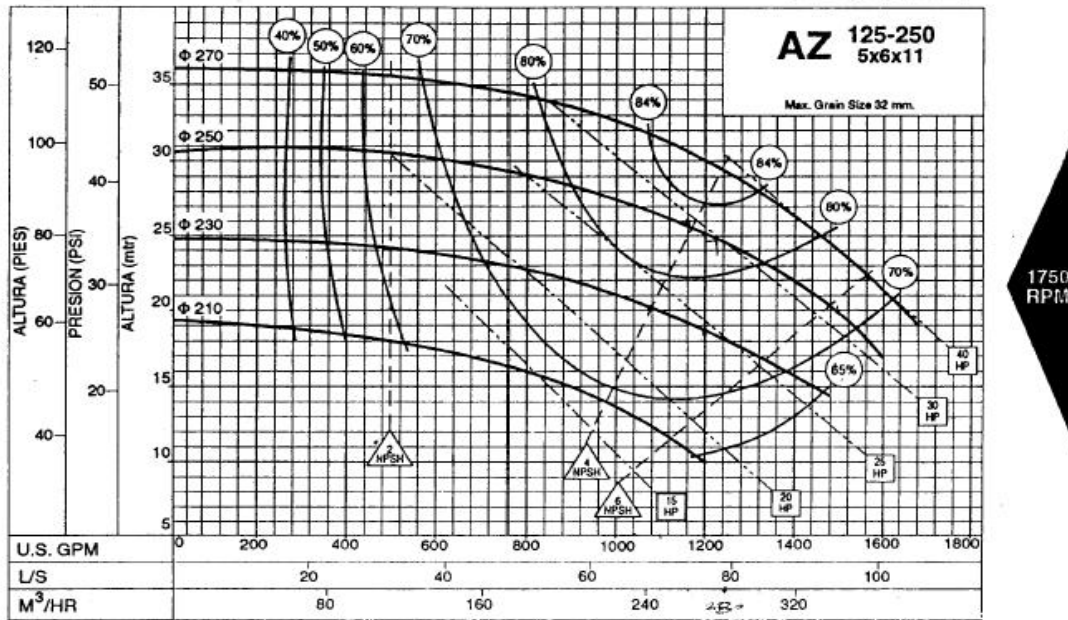


Fig 5.6 Curvas características de las Bombas de AC Actuales

**Eficiencia**  $\eta=82\%$  **Potencia hidráulica**  $H=32,79\text{ m}$

**Caudal**  $Q=240,88\text{ m}^3/\text{hr}$

$$Nh = \rho \times g \times H \times Q = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 32,79\text{m} \times 240,88 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

$$Nh = 77.483.845,51 \text{ N} \times \frac{\text{m}}{\text{hr}} = 28,863\text{Hp}$$

$$\eta = \frac{Nh}{Ne} \Rightarrow Ne = \frac{Nh}{\eta} = \frac{28,963\text{Hp}}{0,82} = 35,19\text{Hp}$$

La potencia que debe que suministrar el motor eléctrico al eje de la bomba es de 35,19 Hp, al trabajar en estas condiciones, los motores actuales son de 30 Hp lo que indica que estos no son capaces de suministrar la potencia necesaria, a parte en la curvas características de las bombas se puede ver que la única forma de que estas puedan suplir la carga del sistema es aumentándole el diámetro al rodete a su máximo posible(270mm). Si se realiza este cambio y se adquieren motores nuevos con la suficiente capacidad es posible resolver el problema, esta es una opción pero no es la más viable ya que la

inversión de los motores mas la reconstrucción de las bombas no se justifica y es preferible sustituirlos con equipos nuevos.

#### 5.1.1.4. Consumo Energético Opción A

Al simular la operación de la configuración planteada incluyendo umas, torre y bombas de agua helada y condensación, manteniendo el mismo régimen de funcionamiento del sistema actual, los consumos presentados fueron los siguientes:

	<b>54 Días</b>	<b>30 Días</b>
<b>Consumo Gas ABDA 440 [m<sup>3</sup>]</b>	69.725,2 m <sup>3</sup>	76.239,61 m <sup>3</sup>
<b>Consumo Bombas AH y AC</b>	193.492,80 Kw	107.496,02 Kw
<b>Demanda Bombas AH y AC [Kva]</b>	186,63 Kva	186,63 Kva
<b>Consumo Energía Umas [Kw]</b>	203.167,44 Kw	112.870,8 Kw
<b>Demanda Umas [Kva]</b>	223,95 Kva	223,95 Kva
<b>Consumo Energía Torre [Kw]</b>	96.746,4 Kw	53.748,00 Kw
<b>Demanda Torre [Kva]</b>	93,31 Kva	93,31 Kva

Tabla 5.2. Detalle de Consumos Opción A.

Estos son los resultados obtenidos de la simulación, presentando ahorros del 32,20 % en energía(Kw) y ahorros del 37,79 % en picos eléctricos(Demanda, Kva) estos ahorros se le debe incluir el consumo de Gas, para así poder realizar una comparación con el sistema actual, esta se estudiará en el próximo capítulo. La comparación en los consumos eléctricos se puede observar mejor en el siguiente gráfico.

### 5.1.1.5. Comparación del Sistema Actual con la Opción A.

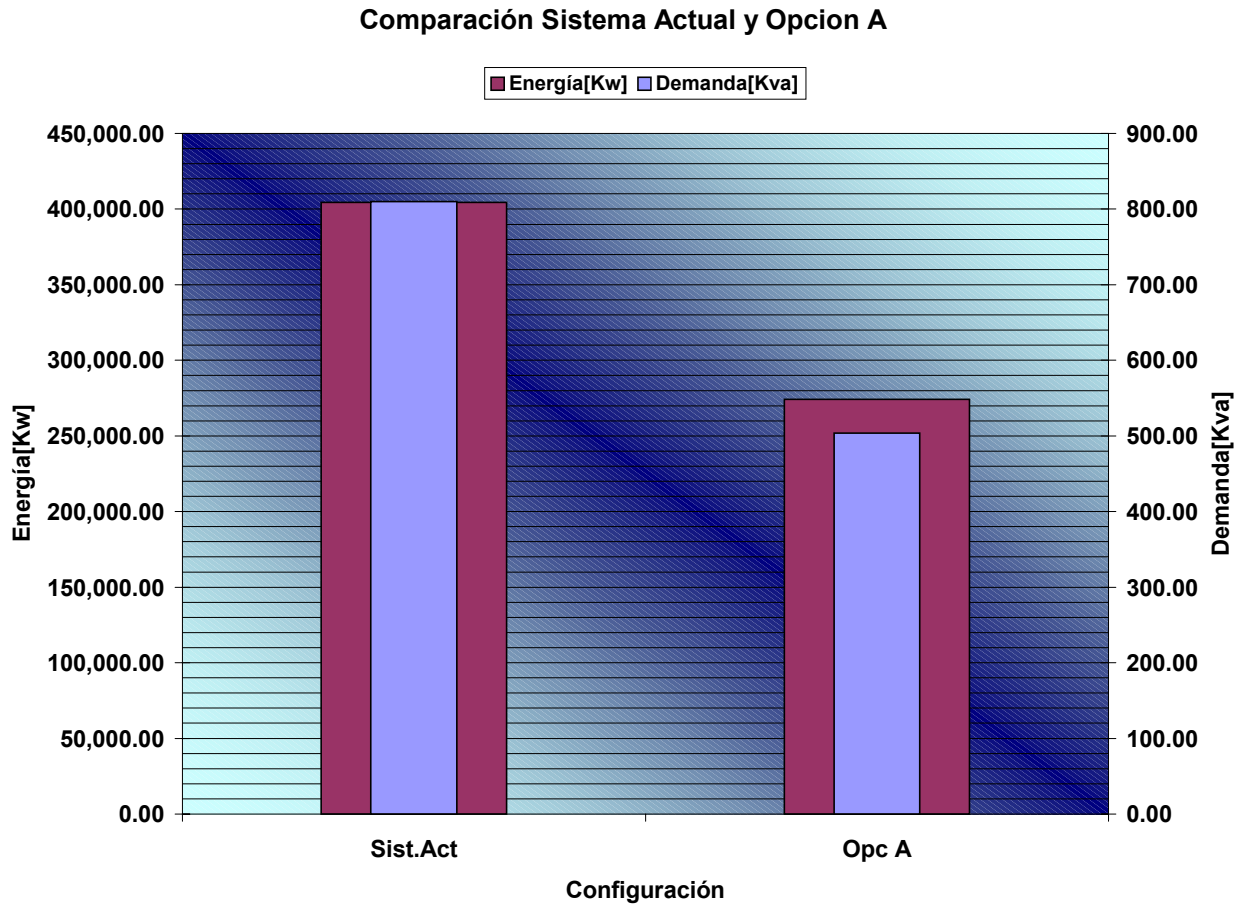
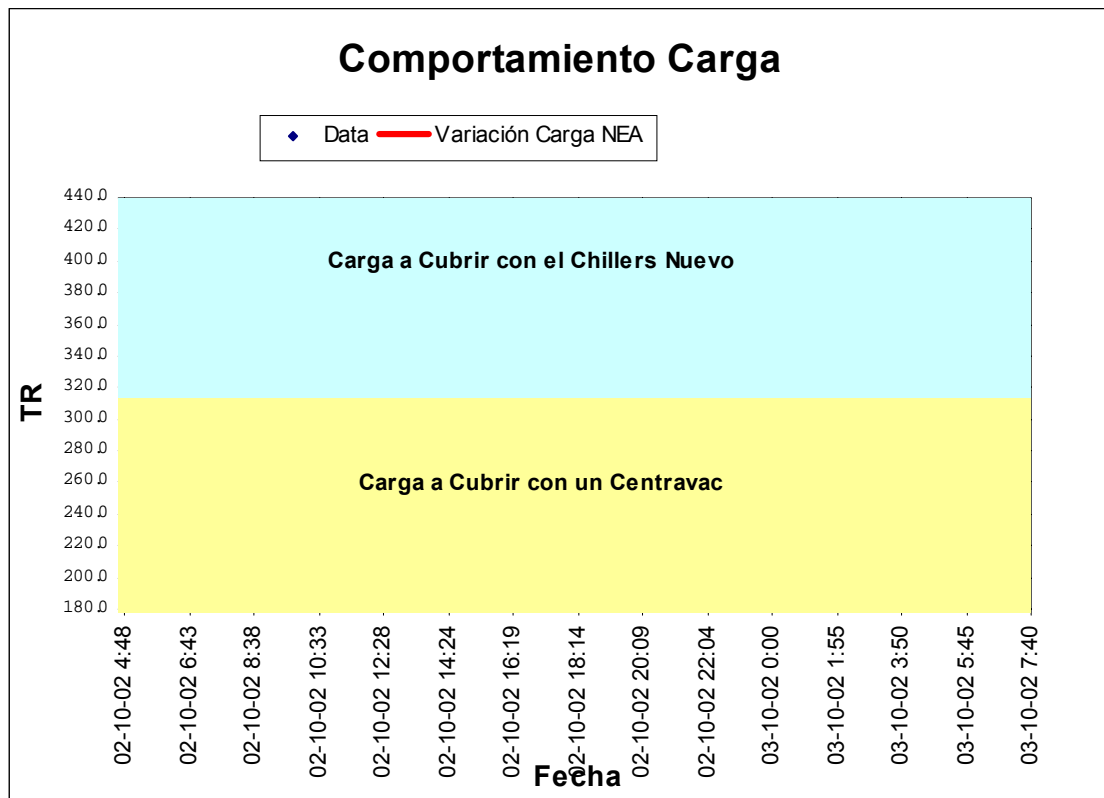


Fig.5.7. Comparación Sistema actual y Opción A.

En el gráfico se puede observar la disminución en el consumo energético(Kw) y en Demanda(Kva) con respecto al sistema actual, estos ahorros se deben comparar con el gasto en consumo de Gas, para así verificar las bondades de esta configuración.

### 5.1.2. Opción B.

Esta propuesta deriva directamente del estudio realizado del comportamiento de los chiller y carga térmica de la edificación, se basa en colocar a trabajar uno de los equipos actuales en el rango de mejor eficiencia (70 % en adelante) y la carga que este no pueda cubrir suplirla con un chiller nuevo de menor capacidad que hay que adquirir.



Gráfica 5.4 Variación Carga Térmica en un Día Típico.

El gráfico anterior muestra el comportamiento del conjunto propuesto en esta opción, un Centravac de los actuales cubrirá hasta un 93 % (297,6 TR) o 97 % (310,4 TR) de su capacidad al sobrepasarse esta, entraría en funcionamiento el equipo nuevo y entre los dos cubrirían la carga térmica de la edificación. Al empezar a funcionar el chiller de menor capacidad, el Centravac debe disminuir la carga que disipa de modo que el otro equipo la cubra y así garantizar que los dos equipos estén trabajando en un rango de buena eficiencia.

Con la variación de la carga térmica obtenida con el *TRACER*, se realizó la simulación en la configuración propuesta basándose en la variación del IEE obtenidos del estudio del comportamiento de los Centravac y en el IEE que proporciona el fabricante del equipo nuevo planteado. Este es un Chiller marca CARRIER modelo 30HX126, de 125 TR. Se escogió de 125 TR ya que la carga “máxima” promedio diaria es de 390 TR y esta se cubriría con el Centravac y el equipo propuesto trabajando al 88 % de carga cada uno (Detalles de la simulación APENDICE B).

### 5.1.2.1 Consumo Energético Opción B.

El estudio se hizo garantizando que cada equipo al trabajar en conjunto siempre este trabajando en el rango de mejor eficiencia y con esta simulación se estimó el consumo eléctrico que se debería tener si estuvieran trabajando estos equipos bajo las mismas condiciones en las cuales se tomo la data.

	54 Días	30 Días
<b>Consumo Energía de los Chiller [Kw]</b>	248.166,65 Kw	137.870,36 Kw
<b>Demanda [Kva]</b>	371,58 Kva	371,58 Kva
<b>Consumo Energía Bombas AH y AC [Kw]</b>	135.444,96 Kw	75.247,20 Kw
<b>Demanda Bombas AH y AC [Kva]</b>	130,64 Kva	130,64 Kva
<b>Consumo Energía Umas [Kw]</b>	203.167,44 Kw	112.870,8 Kw
<b>Demanda Umas [Kva]</b>	223,95 Kva	223,95 Kva
<b>Consumo Energía Torre [Kw]</b>	96.746,4 Kw	53.748,00 Kw
<b>Demanda Torre [Kva]</b>	93,31 Kva	93,31 Kva

Tabla 5.3. Detalle de Consumo opción B.

Estos son los resultados correspondientes a la simulación generada, los resultados a 54 días se obtuvieron directamente con la simulación, para estimar los consumos de energía de un mes, se realizó una linealización de 54 a 30 días. Esta configuración presenta ahorros energéticos de 6,08 % y un aumento de 1,18 % en la demanda eléctrica, este aumento se debe a arranques continuos del chiller de menor capacidad. La verificación de que tan conveniente es esta opción se analizará en el siguiente capítulo al incluir las tarifas eléctricas.



### 5.1.2.2 Comparación Sistema Actual y Opción B

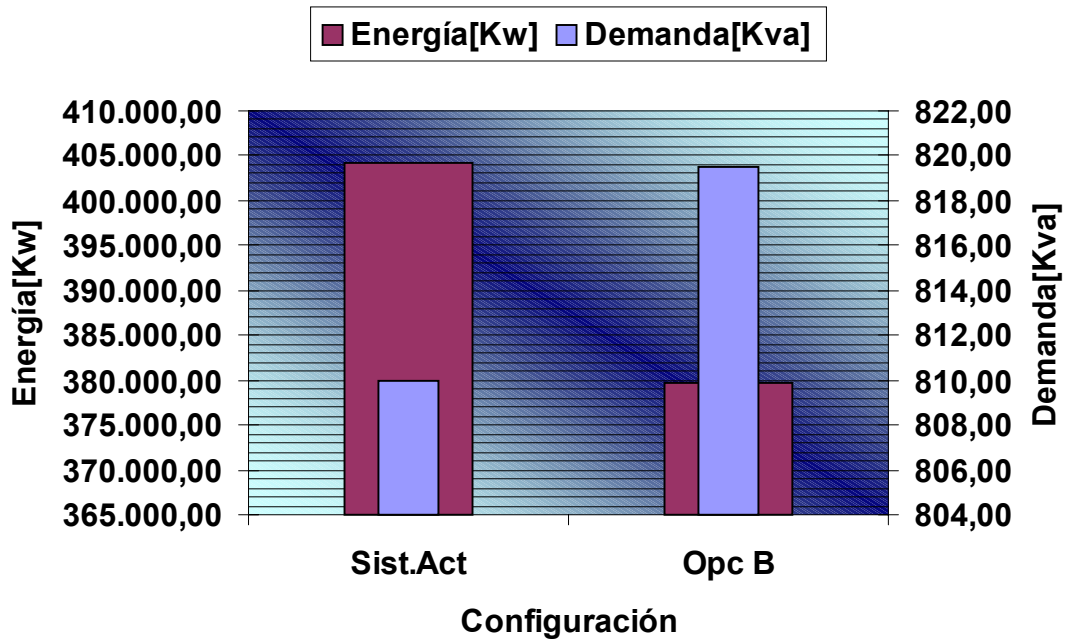


Figura 5.8 Comparación Consumos Sistema Actual v Opción B.

En el gráfico anterior se muestra el ahorro en energía obtenido, mientras que para el caso de la demanda se puede notar el aumento antes mencionado.

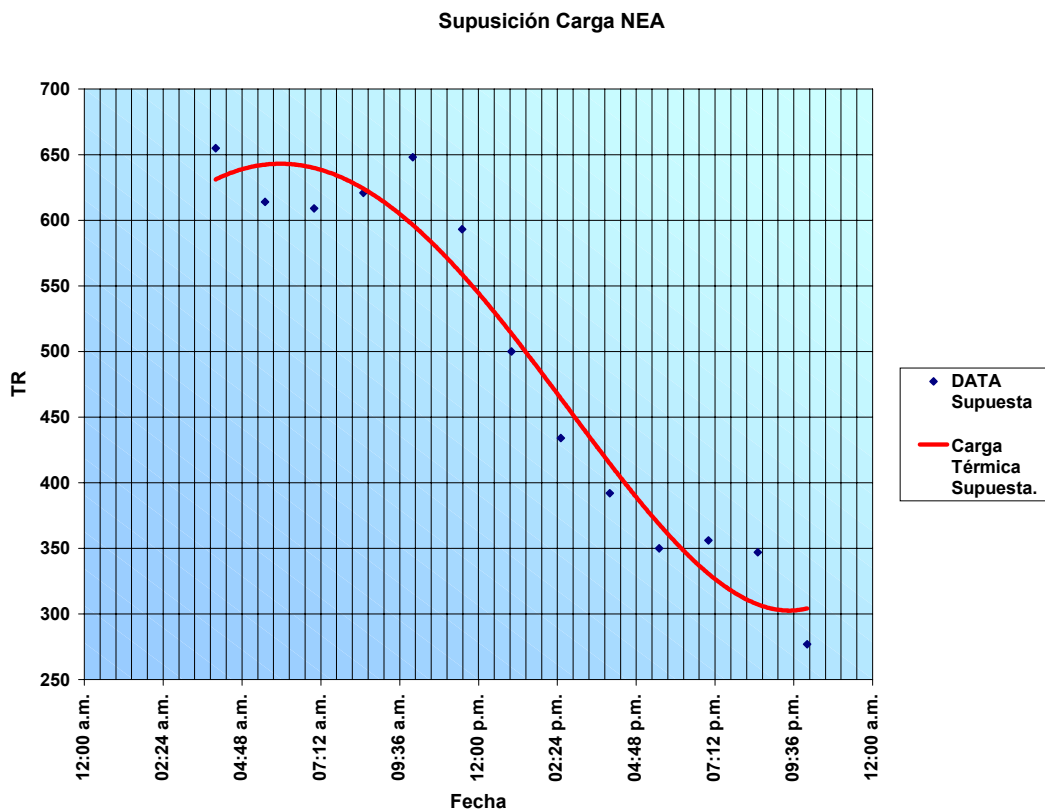
El equipo se configuraría en paralelo con los actuales y se deben regular los flujos en la sala de máquinas para que estos trabajen con los caudales adecuados. Desde el punto de vista técnico esta opción es completamente factible y con las bombas de agua helada y de condensación actual se puede operar ya que las pérdidas que se generan en su evaporador y condensador son menores a las que se presentan en el Centravac.

### 5.1.3. Opción C

Los equipos actuales trabajan en periodos continuos de 24 horas, una de las opciones que se planteó es mantener el sistema funcionando de la forma actual pero disminuir el tiempo de operación a 18 horas al día de este modo se tendrían 6 horas sin consumo de energía eléctrica.

#### 5.1.3.1. Variación Carga Térmica en un Periodo de 18 Horas.

Para estudiar esta forma de trabajo es necesario conocer el comportamiento de la carga térmica de la edificación, después de pasar el periodo sin acondicionamiento, para esto lo que se hizo fue suponer este comportamiento y se simuló el de los Chiller bajo esta variación de carga de modo de poder estimar el consumo eléctrico.



Gráfica 5.5. Variación de la Carga Térmica para periodos de operación de 18 horas Día.

En el gráfico anterior se presenta la suposición de la carga térmica en la edificación para un periodo de funcionamiento de 18 horas diarias, el estudio se basó en este comportamiento y se planteo para todos los días de un mes, se planteó que al comenzar el periodo de funcionamiento a las 4:00 am, la carga térmica en la edificación es elevada y los Chillers tiene que vencerla por ende estos van a trabajar en las primeras horas de la jornada a carga elevada que es donde aprovechan mejor la energía introducida, luego la carga va disminuyendo en el transcurso del día, esta disminución se baso en el comportamiento de la carga en un día normal con el equipo funcionando de la forma actual(Detalle de simulación APENDICE VIII).

### 5.1.3.2. Consumo Energético Opción C.

Con esta variación de la carga y las gráficas de la variación del IEE obtenidas por el estudio del comportamiento de los Chiller se evaluó el consumo eléctrico de estos y se estimo de esta forma el gasto mensual en energía eléctrica, resultando:

	<b>30 Días</b>
<b>Consumo Energía de los Chiller[Kw]</b>	190.013,45 Kw
<b>Demanda [Kva]</b>	499,80 Kva
<b>Consumo Energía Bombas AH y AC [Kw]</b>	56.435,40 Kw
<b>Demanda Bombas AH y AC [Kva]</b>	130,64 Kva
<b>Consumo Energía Umas [Kw]</b>	96.746,41 Kw
<b>Demanda Umas [Kva]</b>	223,95 Kva
<b>Consumo Energía Torre [Kw]</b>	40.311,00 Kw
<b>Demanda Torre [Kva]</b>	93,31 Kva

Tabla 5.4. Detalle de Consumos Opción C.

Según esta configuración y la prueba realizada para un periodo de 30 días los equipos presentan un consumo energético(Kw) 5,14 % menor al sistema actual y un aumento en la demanda eléctrica del 17,01 % debido a que existe diariamente el encendido de todos

los equipos en conjunto lo cual genera un pico de carga, esta comparación se observa mejor en el siguiente gráfico.

### 5.1.3.3. Comparación Sistema Actual y Opcion C

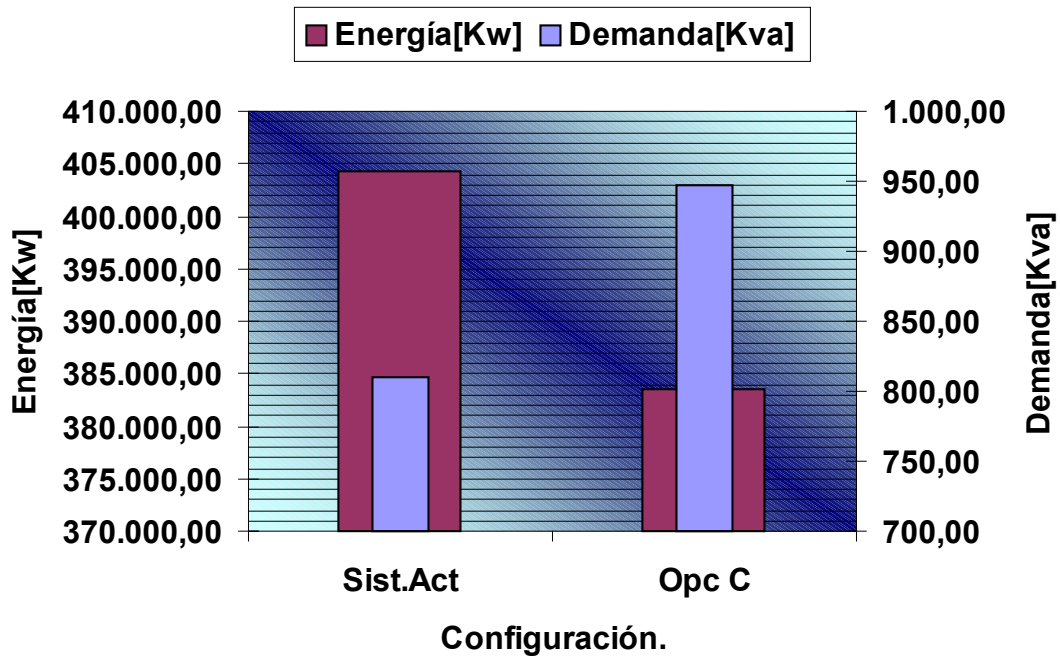


Figura 5.9. Comparación de Consumos Sistema Actual y Opción C.

En el gráfico se puede notar claramente la disminución en el consumos energético(Kw) y el aumento en el pico eléctrico(Demanda), el análisis de la conveniencia de esta opción se estudiará en el capítulo siguiente.

#### 5.1.4. Opción D

Esta opción consiste en la producción de energía eléctrica para la alimentación de los Chiller, la configuración del sistema de generación de agua helada quedaría exactamente igual. Para esto se plantea la adquisición de una planta de generación eléctrica impulsada con un motor de combustión interna alimentado por gas metano proveniente de la red doméstica.

Los Chiller actuales, en caso de que funcionen a máxima carga, su consumo sería de 420 Kw este consumo se presentaría muy pocas veces al año y el consumo promedio es de 270 Kwh el cual es el que se piensa cubrir con la planta y en caso de que esta se vea sobrepasada en capacidad se cubriría la deficiencia con la red eléctrica, también debe alimentar a las bombas de agua helada y condensación las cuales presentan consumos de 83,6 Kwh, por ende la planta debe suministrar al menos 353,6 Kwh continuos.

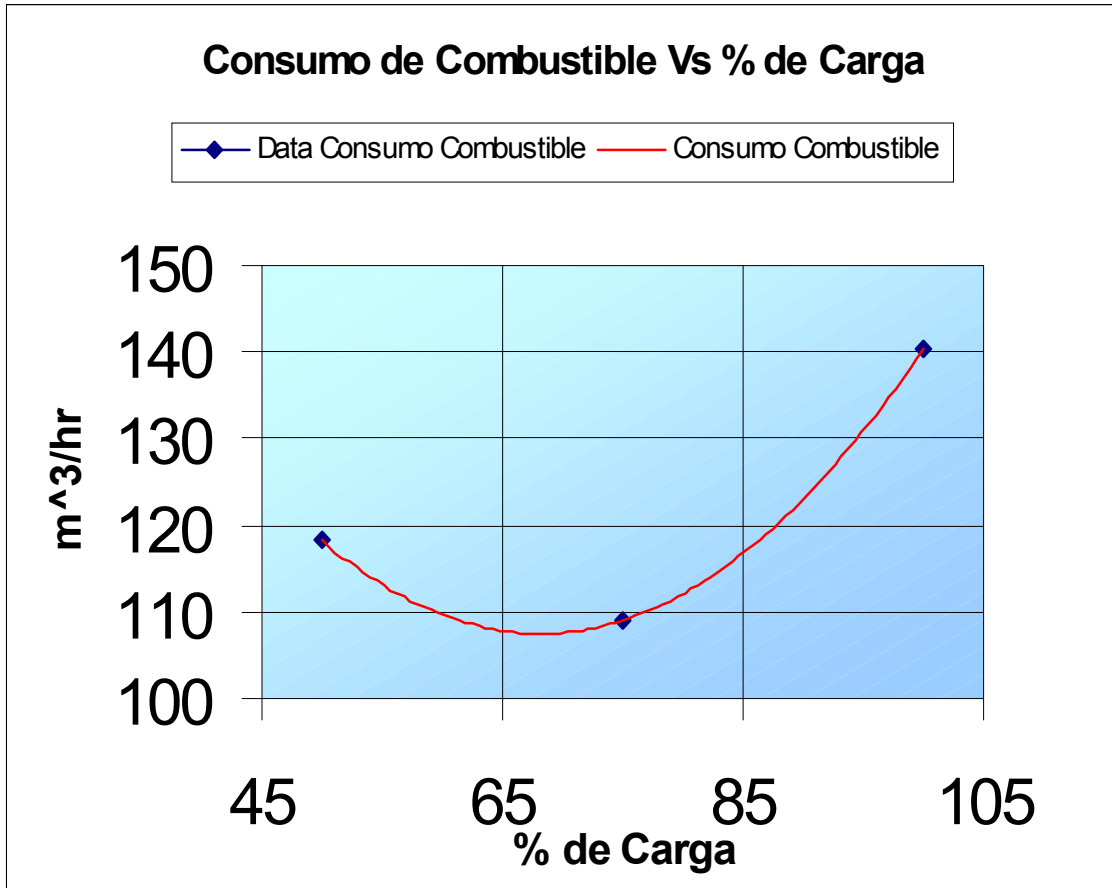
El gasto de operación mensual, de este equipo, estaría regido directamente por el consumo de gas del motor del generador y los gastos de mantenimiento, el cual debe ser periódico cada 500 horas de operación.

El generador planteado es un conjunto motor(a gas) generador capaz de suministrar 483,84 KW/604KVA en operación continua, se simuló el comportamiento de este con la data generada con el tracer y utilizando la curva del consumo específico de combustible del motor, presentando un consumo de 137.231,3 m<sup>3</sup> de GAS metano para los 54 días(Detalles APENDICE IX) de data, realizando una interpolación lineal para un mes(30 días) el consumo sería de 76.239,61 m<sup>3</sup> este consumo se multiplica por la tarifa del gas metano y se obtiene el gasto promedio en combustible para un mes, de esta forma se estima el gasto en efectivo que se tendría al operar con esta propuesta.

Volumen de GAS consumido en 30 Días [m <sup>3</sup> ]	<b>76.239,61</b>
---	------------------

#### 5.1.4.1. Variación del consumo de GAS del Motor del Generador.

Del conjunto motor de combustión generador solo se conocen los consumos a 50 %, 75 % y 100 % de carga para poder evaluar los demás consumos, es necesario conocer la variación del consumo específico de combustible a diferentes cargas, se aproximó con la curva de un motor de combustión interna de cuatro tiempos estimando los consumos que se podrían tener a cargas diferentes a las suministradas por el fabricante.



Gráfica 5.6. Variación del Consumo de GAS del motor del Generador.

En la gráfica anterior se muestra la aproximación de la curva que describe la variación del consumo específico de combustible en función de la carga, se conocen tres datos suministrado por el fabricante y lo que se realizó fue aproximar una curva cuadrática a estos tres puntos, obteniendo la ecuación de esta y utilizándola se estimaron los volúmenes de GAS a las diferentes cargas que se presentaron en la data generada.

### 5.1.4.2. Consumo Energético Opción D.

Tanto los Chiller como las bombas de agua helada y agua de condensación se alimentarían con la energía del generador, la Umas y Torre seguirían alimentándose con la red eléctrica nacional y la simulación del conjunto total presentan los siguientes consumos:

	<b>30 Días</b>
<b>Consumo Gas Generador [m<sup>3</sup>]</b>	76.239,61 m <sup>3</sup>
<b>Consumo Bombas AH y AC</b>	0
<b>Consumo Energía Umas [Kw]</b>	112.870,8 Kw
<b>Demanda Umas [Kva]</b>	223,95 Kva
<b>Consumo Energía Torre [Kw]</b>	53.748,00 Kw
<b>Demanda Torre [Kva]</b>	93,31 Kva

Tabla 5.5. Detalle de Consumos Opción D.

Estos valores equivalen a un periodo de 30 días, simulando el comportamiento del conjunto motor generador según las exigencias de los Chiller, que se presentaron en la data generada y manteniendo los consumos de las Umas la torres igual al que se presenta con el sistema actual. Esta configuración presenta un notable ahorro en energía eléctrica pero este ahorro se verá contrarrestado con el consumo de gas del generador.

### 5.1.4.3.Comparación Sistema Actual y Opcion D

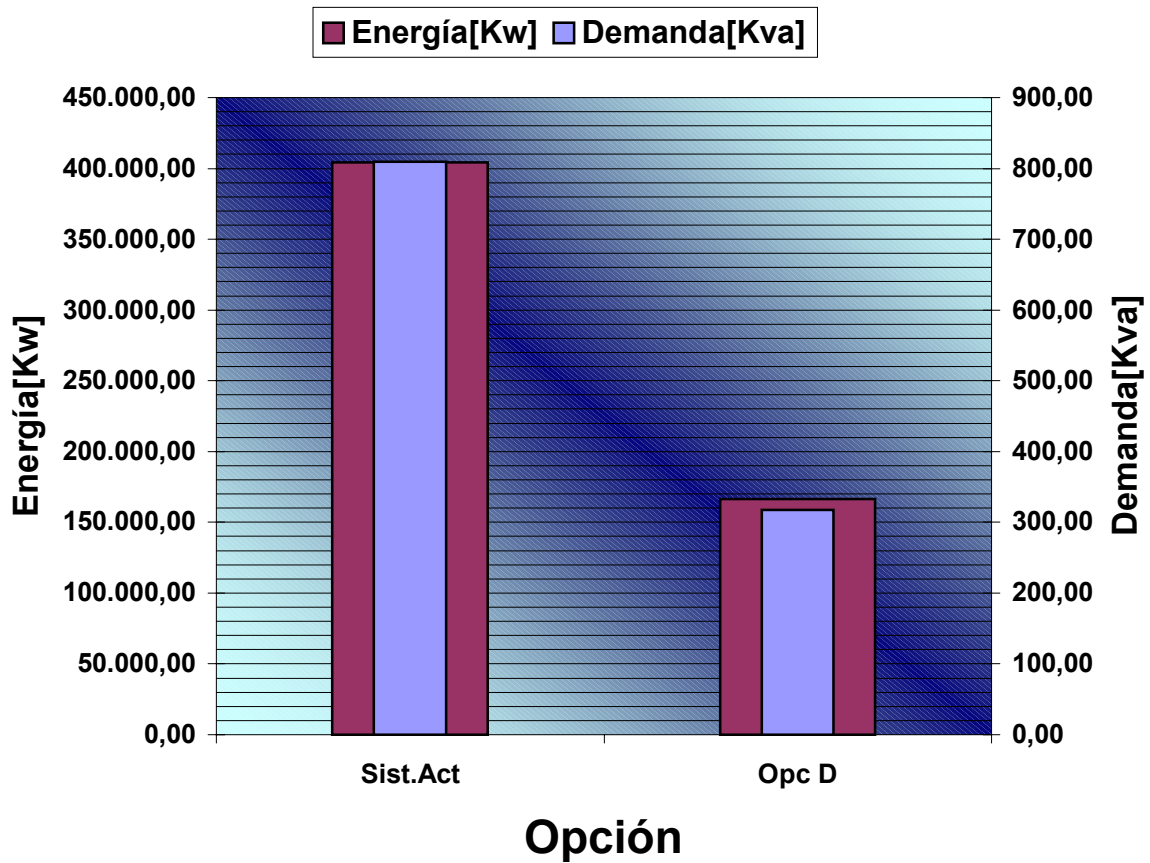


Figura 5.10. Comparación de los Consumos del Sistema Actual y la opción D.

En el gráfico anterior se muestra la diferencia entre los consumos de las opciones, notándose una disminución tanto en energía como en demanda eléctrica, en este gráfico no se incluye el consumo de gas del generador, para comparar esta opción con el sistema actual es conveniente utilizar las tarifas eléctricas y de Gas, esto se estudiará en el siguiente capítulo.



### 5.1.5. Opción E

Esta opción consiste en la operación del sistema actual solo los días laborales de mayor tráfico de personal, estos días incluyen de Lunes a Viernes. Los equipos funcionarán las 24 horas del día y los fines de semana no habrá acondicionamiento de aire en la edificación. Para estudiar esta opción es necesario conocer el comportamiento de la carga térmica después de pasar un fin de semana sin acondicionamiento, para esto se utilizó la misma curva que se asumió para la Opción C y con esta curva se evaluarán todos los lunes del mes. El estudio se realizó censando el consumo eléctrico presentado por los Chiller, Bombas, Umas y Torre todos los días Martes, Miércoles, Jueves y Viernes de un mes de la data generada (Detalle APENDICE X). Los resultados de este estudio son los siguientes.

#### 5.1.5.1. Consumo Energético Opción E.

	<b>30 Días</b>
<b>Consumo Energía Chiller [Kw]</b>	106.565,77 Kw
<b>Demanda [Kva]</b>	598,05 Kva
<b>Consumo Energía Bombas AH y AC [Kw]</b>	55.181,28 Kw
<b>Demanda Bombas AH y AC [Kva]</b>	130,64 Kva
<b>Consumo Energía Umas [Kw]</b>	82.771,92 Kw
<b>Demanda Umas [Kva]</b>	223,95 Kva
<b>Consumo Energía Torre [Kw]</b>	39.415,20 Kw
<b>Demanda Torre [Kva]</b>	93,31 Kva

Tala 5.6. Detalle de Consumos opción E.

Estos valores corresponden a la data que abarca el mes de septiembre del 2002, este es el gasto que se presentaría mensualmente y presenta un ahorro del 29,77 % en enregía y un aumento del 29,14 % en demanda con respecto al sistema actual, esta comparación con el sistema actual se puede ver en el siguiente gráfico.

## 5.1.5.2. Comparación Sistema Actual y Opcion E

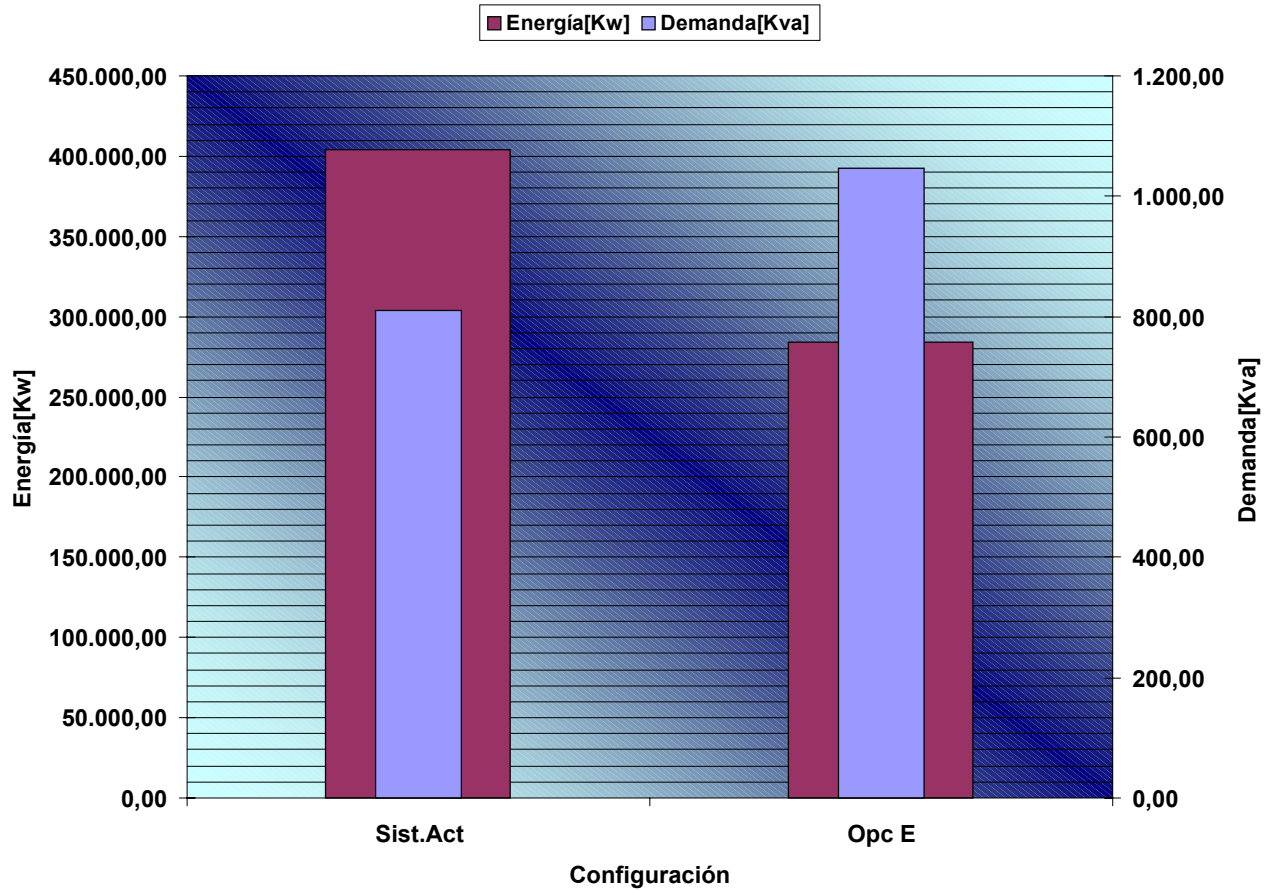


Figura 5.11. Comparación Consumos Sistema Actual y Opción E.

En el gráfico anterior se puede observar que existe un ahorro en el consumo energético(Kw) mientras que para el pico eléctrico(Demanda) se nota un aumento, estas diferencias en comportamiento se analizarán en el capítulo siguiente al incluir la tarifas eléctricas para así determinar si la configuración es conveniente.

Como ya se mencionó, el estudio se basó en la variación de la carga térmica de la edificación para los días de interés y las curvas de variación de esta carga se muestra en el siguiente gráfico.

### 5.1.5.3. Comparación de la Variación de la Carga Térmica.

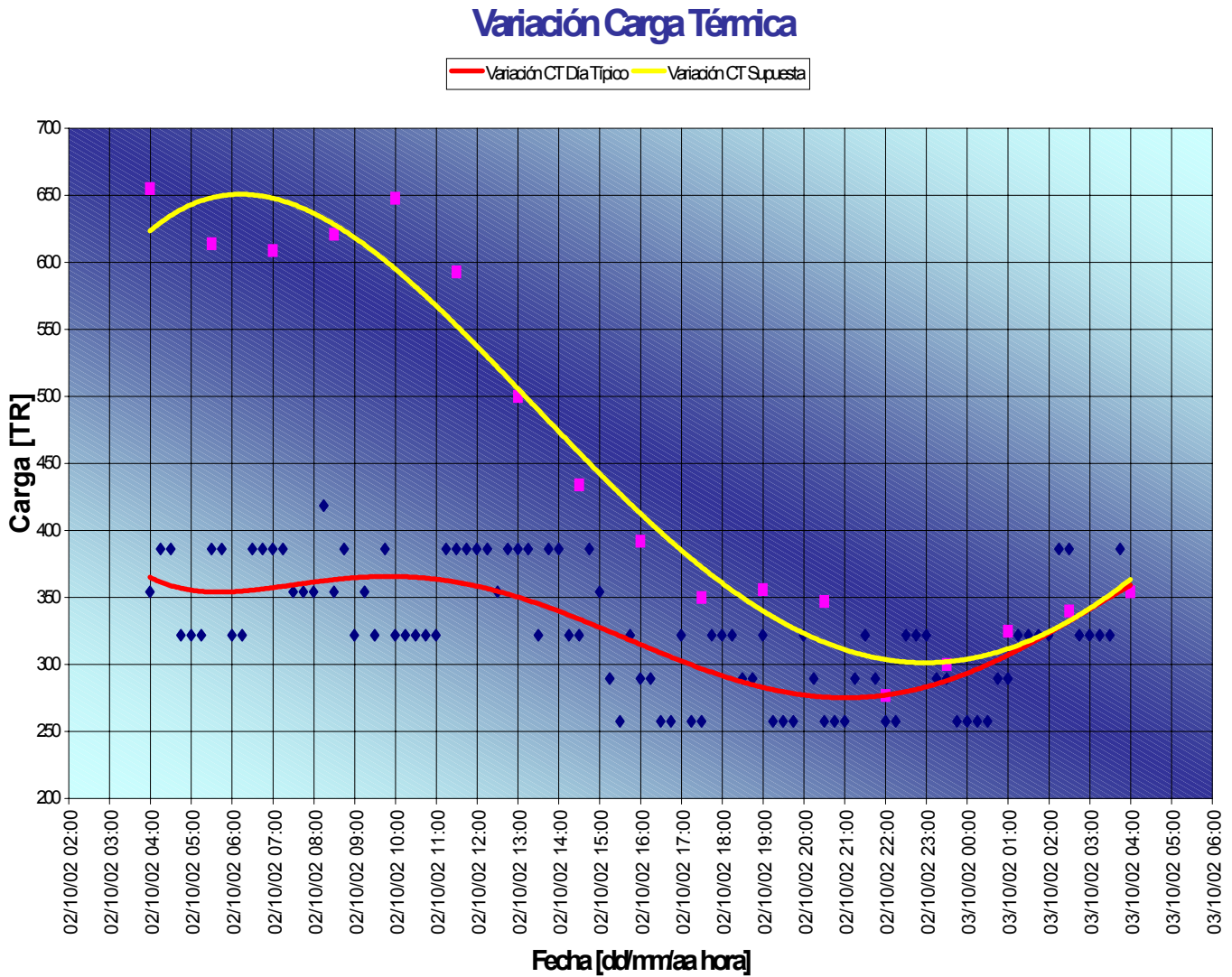


Gráfico 5.7. Comparación Variación CT Día Típico y Día con la Edificación Caliente.

En la gráfica anterior se observa en la línea roja la variación de la carga térmica para un día de operación típico, mientras que la amarilla muestra como varía cuando comienza la jornada con la edificación caliente.

El resumen de los consumos eléctricos del sistema actual y de todas las configuraciones se puede ver en el gráfico siguiente:

#### 5.1.5.4. Comparación entre todas las Configuraciones.

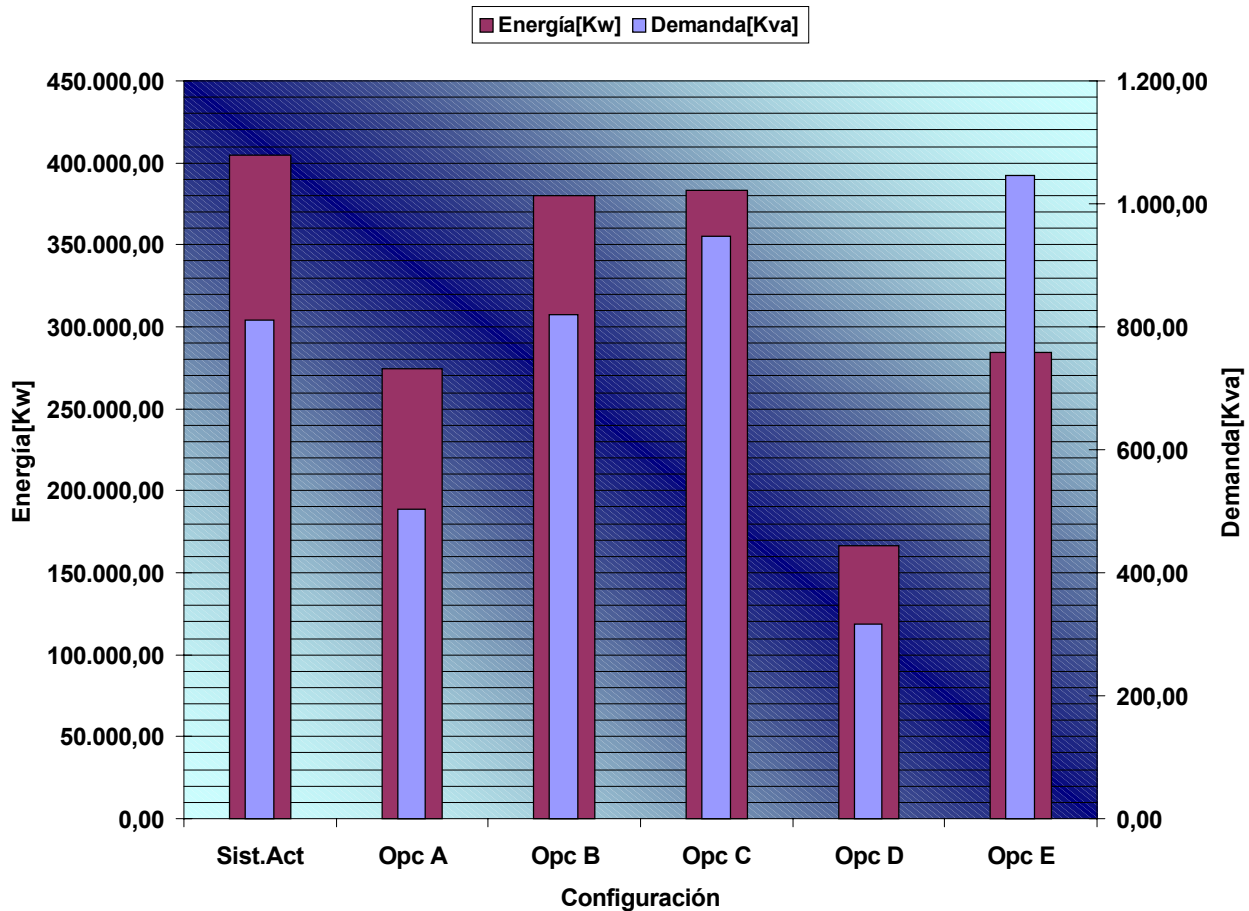


Figura 5.12. Comparación Consumos Sistema Actual y Todas la Opciones Planteadas.

En este gráfico se pueden ver la variaciones eléctricas de energía(Kw) y demanda(Kva) para las diferentes configuraciones, se observan las diferencias entre si y también con el sistema actual.

## 6.0. Comparación Económica de las Opciones.

Todas las opciones propuestas, que generan soluciones, son técnicamente factibles; para llegar a la conclusión de cual es la más recomendable, se evaluarán desde el punto de vista económico para verificar cual es la que genera mas proyecciones de recuperación de la inversión en el menor tiempo. Se comparará cada opción con el sistema actual y así determinar cual es la más viable.

Cada opción genera un gasto anual, este se compara con el gasto anual del sistema actual obteniendo un ahorro el cual se trataría como un ingreso para el análisis económico de la inversión que se realizará en cada opción. El análisis económico está basado en la determinación de la máxima Tasa Interna de Retorno(TIR) que se obtendría para que no haya perdida en el tiempo de vida del equipo.

Para determinar en cuanto tiempo se recupera la inversión se contabiliza el flujo de fondos anuales, es decir, se totaliza para cada año los gastos y las utilidades; este total de cada año se lleva al valor actual(Método del valor presente) que representaría el flujo descontado de fondos, se suman estos flujos año tras año el total se va comparando con el valor de la inversión y al generarse un total positivo quiere decir que la inversión ya fue recuperada. Estos valores dependerán directamente de la tasa interna de retorno (TIR) ya que el valor actual del flujo de fondos anual(flujos descontados) se calcula con esta tasa. El valor del TIR, que iguale la inversión con el total del flujo descontado de fondos que se genera en el tiempo de vida del equipo, es el valor de la máxima tasa interna de retorno que se puede obtener para la opción estudiada. Para TIR menores a la máxima posible el tiempo de recuperación de la inversión es menor.

## 6.1. Evaluación de la Opciones.

### 6.1.1. Sistema Actual.

El sistema actual, para la data tomada, presentó un consumo de 292.390,72 Kwatts desde el 05/09/2002 4:00 am hasta el 28/10/2002 5:00 am, solo los dos Chiller. Las bombas de agua helada presentaron consumo de 77.397,12 Kwatt, las de agua de condensación 58.047,84 Kwatt, el conjunto de Umas 203.167,44 Kwatt, la Torre de enfriamiento 96.746,4 Kwatt en total el sistema completo tuvo un consumo de 727.749,52 Kwatt para los 54 días de data, con demanda máxima de 809,96 Kva para el conjunto completo.

<b>Consumo Eléctrico</b>	
<b>Consumo [Kwatt]</b>	727.749,52
<b>Demanda [Kva]</b>	809,96

Tabla 6.1. Consumo Eléctrico Sistema Actual.

#### 6.1.1.1. Tarifa Eléctrica

La tarifa cobrada a la edificación es del tipo T6 que aplica a usuarios con demanda asignada contrada mayor a 1000 Kva, la demanda asignada es de 2.739 Kva, según la gaceta oficial número 37.415 de fecha 01 de Abril del año 2002. Esta indica en el artículo 14 sección 14.6 las tarifas siguientes: Cargo por Demanda 4.751,52 Bs/Kva y Cargo por Energía 26,79 Bs/Kwh.

<b>Tarifa Eléctrica</b>	
<b>Cargo por Demanda</b>	4.751,52 Bs/Kva
<b>Cargo por Energía</b>	26,79 Bs/Kwh

Tabla 6.2. Tarifa Eléctrica.

Con los valores de consumo, demanda y las tarifas eléctricas se consigue el gasto que se debe facturar para los días en que se presentaron los consumos.

$$\text{Gasto por Energía} = 727.749,52 \text{ Kwh} \times 26,79 \text{ Bs/Kwh} = 19.496.409,70 \text{ Bs}$$

$$\text{Gasto por Demanda} = 809,96 \text{ Kva} \times 4751,52 \text{ Bs/Kva} = 3.848.519,33 \text{ Bs}$$

$$\text{Total a Facturar 54 días de Data} = 23.344.929,03 \text{ Bs}$$

Total a facturar en 54 días de operación:

<b>6.1.1.2. Gasto Sistema Actual.</b>	
<b>Gasto por Energía[Kwh]</b>	19.496.409,70 Bs
<b>Gasto por Demanda [Kva]</b>	3.848.519,33 Bs
<b>Total</b>	<b>23.344.929,03 Bs</b>

Tabla 6.3. Gasto en Sistema Actual.

Este monto fue lo consumido en electricidad en un periodo de 54 días, con una linealización a 30 días, para el gasto energético, se consigue el gasto energético estimado en un mes 10.831.338,72 Bs, a este se le suma el gasto por demanda y se obtiene el total estimado a facturar en un mes.

**Consumo de un Mes: 14.679.858,05 Bs**

Suponiendo este consumo para todos los meses del año, el gasto anual sería de:

**Consumo de un Año: 176.158.296,60 Bs**

En base a ese monto se realizaran las comparaciones siguiendo el mismo procedimiento para cada opción.

### 6.1.2. Opción A.

Para esta opción la energía principal de alimentación es el GAS doméstico, al simular el comportamiento de la máquina estudiada con la data registrada, esta presentó un consumo de gas de: 125.505,35 m<sup>3</sup> de gas metano para los 54 días de data. Las bombas de agua helada y agua de condensación si se alimentarían con energía eléctrica y los consumos que presentarían serían de 106.421,04 Kwatt y 87.071,76 Kwatt respectivamente, para el conjunto de Umas 203.167,44 Kwatt, Torre de enfriamiento 96.746,4 Kwatt con demanda 503.89 Kva para todo el conjunto.

#### 6.1.2.1. Tarifa GAS.

Según la gaceta número 37.157 de fecha 12 de Marzo del año 2001, las tarifas que rigen el servicio de GAS para la región capital, indicadas en el artículo 10 son:

Consumidor	Bs/m <sup>3</sup>
Industrial	23,484
Petroquímico	23,484
Doméstico	77,870

Tabla 6.4. Tarifa GAS.

Por la ubicación de la edificación la tarifa que se facturaría es la tarifa doméstica ya que no existe red de distribución industrial y la instalación de una conexión industrial desde el alimentador mas cercano resulta muy costoso y no es justificable. Por informaciones suministradas por PDVSA GAS para usuarios que deseen instalar equipos de este estilo(Con alto consumo de GAS) se tiene una tarifa preferencial igual a 1,8 veces la tarifa doméstica, por lo tanto la **Tarifa a facturar** es de **42,926 Bs/m<sup>3</sup>**.

$$\text{Tarifa} = 1,8 \times 23,484 \text{ Bs/m}^3 = 42,926 \text{ Bs/m}^3$$



Basándose en esta tarifa y con el volumen de GAS estimado a consumir se determina el monto a facturar para los 54 días de operación.

$$\text{Monto a Facturar} = 125.505,35 \text{ m}^3 \times 42,926 \frac{\text{Bs}}{\text{m}^3} = 5.387.442,654 \text{ Bs.}$$

A este monto se le adiciona el consumo eléctrico que presentarían las bombas de agua helada y agua de condensación, Umas y Torre de enfriamiento, este se calcula con el consumo, la demanda máxima presentada por ellas y la tarifa vigente establecida en el artículo 14 sección 14.6 de la gaceta oficial número 37.415 de fecha 01 de Abril del año 2002.

<b>Cargo por Demanda</b>	4.751,52 Bs/Kva
<b>Cargo por Energía</b>	26,79 Bs/Kwh

La energía consumida por las Bombas, Torres y conjunto de Umas es de 493.406,64 Kwatt con demanda máxima de 503.89 Kva.

<b>6.1.2.2. Gasto Opción A</b>		
<b>Consumo Gas Chiller[Kw]</b>	125.505,35 m <sup>3</sup>	Bs 5.387.442,654
<b>Consumo Energía Bombas AH y AC [Kw]</b>	193,492.80 Kw	Bs 5.183.672,11
<b>Demanda Bombas AH y AC [Kva]</b>	186,63 Kva	Bs 886.752,42
<b>Consumo Energía Umas [Kw]</b>	203.167,44 Kw	Bs 5.442.855,72
<b>Demanda Umas [Kva]</b>	223,95 Kva	Bs 1.064.102,90
<b>Consumo Energía Torre [Kw]</b>	96.746,4 Kw	Bs 2.591.836,06
<b>Demanda Torre [Kva]</b>	93,31 Kva	Bs 443.364,33
<b>Total</b>		<b>Bs 21.000.038,07</b>

Tabla 6.5. Detalle de Gastos Opción A.

$$\text{Gasto por Energía} = 493.406,64 \text{ Kwh} \times 26,79 \frac{\text{Bs}}{\text{Kwh}} = 13.218.363,89 \text{ Bs}$$

$$\text{Gasto por Demanda} = 503.89 \text{ Kva} \times 4751,52 \frac{\text{Bs}}{\text{Kva}} = 2.394.243,41 \text{ Bs}$$

$$\text{Total a Facturaren en electricidad 54 días de Data} = 15.612.607,30 \text{ Bs}$$

Al sumar monto total del consumo de Gas y el eléctrico se obtiene el total a facturar en 54 días, con una linealización a 30 días de los montos correspondientes al gas y energía eléctrica(Kw) se consigue el consumo estimado en un mes **10.336.559,19 Bs** a esto se le adiciona el consumo por demanda y así se obtiene:

### Consumo de un Mes: 12.730.790,72 Bs

Suponiendo este consumo para todos los meses del año, el gasto anual sería de:

### Consumo de un Año: 152,769,488.67 Bs

Esta opción presenta ahorros anuales de 23.388.807,93 Bs con respecto al sistema actual, en base a este monto, se estudiará el tiempo de recuperación de la inversión; que es necesaria realizar para la adquisición de este equipo.

Año	Valor de Recuperación		Inflacion Interanual		TIR	
	5%	348	3%		251.0300%	
	Inversión	Depreciación	Utilidad	Flujo de Fondos	Tasa	Flujo descontado de fondos
0	\$6,960.00			\$6,960.00	1	\$6,960.00
1		\$440.80	\$16,827.32	\$17,268.12	0.2848759	\$4,919.27
2		\$440.80	\$17,332.14	\$17,772.94	0.0811543	\$1,442.35
3		\$440.80	\$17,852.10	\$18,292.90	0.0231189	\$422.91
4		\$440.80	\$18,387.67	\$18,828.47	0.006586	\$124.00
5		\$440.80	\$18,939.30	\$19,380.10	0.0018762	\$36.36
6		\$440.80	\$19,507.48	\$19,948.28	0.0005345	\$10.66
7		\$440.80	\$20,092.70	\$20,533.50	0.0001523	\$3.13
8		\$440.80	\$20,695.48	\$21,136.28	4.338E-05	\$0.92
9		\$440.80	\$21,316.35	\$21,757.15	1.236E-05	\$0.27
10		\$440.80	\$21,955.84	\$22,396.64	3.52E-06	\$0.08
11		\$440.80	\$22,614.51	\$23,055.31	1.003E-06	\$0.02
12		\$440.80	\$23,292.95	\$23,733.75	2.857E-07	\$0.01
13		\$440.80	\$23,991.74	\$24,432.54	8.138E-08	\$0.00
14	\$348.00	\$440.80	\$24,711.49	\$25,500.29	8.138E-08	\$0.00
La tasa interna de retorno máxima para que la inversion sea factible es de 251.02999%				Total Inversión mas total Flujo descontado de Fondos		\$0.0129

Figura 6.1. Comparación Gastos Sistema Actual y Opción A.

En el gráfico anterior se puede notar la comparación del gasto mensual por la operación del sistema actual y la configuración planteada en esta opción, se observan ahorros tanto en energía como en demanda.

### 6.1.2.3. Costo de la Inversión.

El Chiller planteado ABDA 440 tiene un costo de \$ 300.000, a parte hay que adquirir nuevas bombas para agua de condensación y agua helada con sus motores. Para el agua helada hay que adquirir 2 bombas con sus motores, una en operación y otra en reserva, el costo de estas es de \$ 5.600 para el sistema de agua de condensación se deben adquirir 4 bombas con sus motores el precio de cada una es de \$ 3000 y en total serían \$ 12.000. Al totalizar todos los montos el costo de la inversión es de \$ 317.600 sin incluir el impuesto al valor agregado.

#### Costo total de la inversión.

<b>Equipo</b>	<b>US \$</b>
Costo de ABDA 440	300.000,00
Costo Bombas AH	5.600,00
Costo Bombas AC	12.000,00
Total inversión	317.600,00
IVA(16 %)	49.056,00
<b>Total Inversión Neta</b>	<b>366.656,00</b>

Tabla 6.6. Costo de Inversión Opción A.

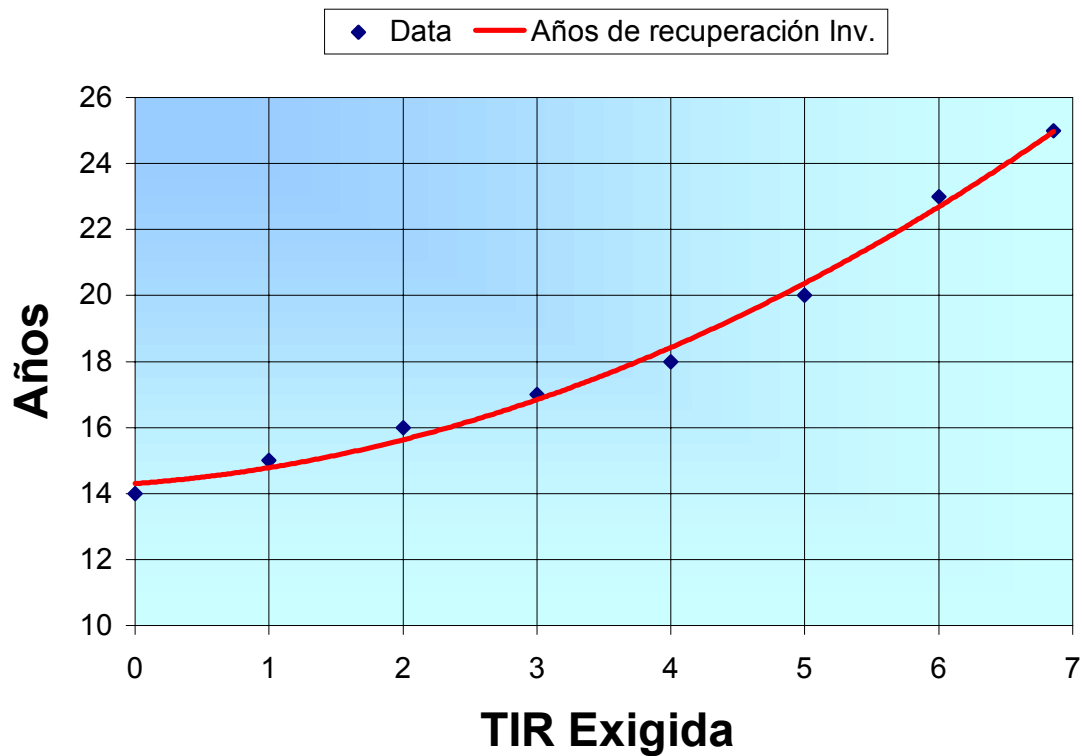
## 6.1.2.4. Análisis Económico

		Valor de Recuperación (% de la Inversión)		Inflacion Interanual		TIR	
		5%	\$18,332.80	3%		7.160800%	
Año	Inversión	Depreciación	Utilidad	Flujo de Fondos	Tasa	Flujo descontado de fondo	
0	\$366,656.00			\$366,656.00	1	\$366,656.00	
1		\$13,932.93	\$15,592.54	\$29,525.47	0.93317706	\$27,552.49	
3		\$13,932.93	\$16,060.31	\$29,993.24	0.8126287	\$24,373.37	
4		\$13,932.93	\$16,542.12	\$30,475.05	0.75832646	\$23,110.04	
5		\$13,932.93	\$17,038.39	\$30,971.32	0.70765285	\$21,916.94	
6		\$13,932.93	\$17,549.54	\$31,482.47	0.66036541	\$20,789.93	
7		\$13,932.93	\$18,076.03	\$32,008.95	0.61623785	\$19,725.13	
8		\$13,932.93	\$18,618.31	\$32,551.23	0.57505902	\$18,718.88	
9		\$13,932.93	\$19,176.86	\$33,109.78	0.53663188	\$17,767.77	
10		\$13,932.93	\$19,752.16	\$33,685.09	0.50077256	\$16,868.57	
11		\$13,932.93	\$20,344.73	\$34,277.65	0.46730946	\$16,018.27	
12		\$13,932.93	\$20,955.07	\$34,888.00	0.43608247	\$15,214.04	
13		\$13,932.93	\$21,583.72	\$35,516.65	0.40694216	\$14,453.22	
14		\$13,932.93	\$22,231.23	\$36,164.16	0.37974908	\$13,733.31	
15		\$13,932.93	\$22,898.17	\$36,831.10	0.35437313	\$13,051.95	
16		\$13,932.93	\$23,585.11	\$37,518.04	0.33069288	\$12,406.95	
17		\$13,932.93	\$24,292.67	\$38,225.60	0.308595	\$11,796.23	
18		\$13,932.93	\$25,021.45	\$38,954.38	0.28797378	\$11,217.84	
19		\$13,932.93	\$25,772.09	\$39,705.02	0.26873052	\$10,669.95	
20		\$13,932.93	\$26,545.25	\$40,478.18	0.25077316	\$10,150.84	
21		\$13,932.93	\$27,341.61	\$41,274.54	0.23401576	\$9,658.89	
22		\$13,932.93	\$28,161.86	\$42,094.79	0.21837814	\$9,192.58	
23		\$13,932.93	\$29,006.71	\$42,939.64	0.20378547	\$8,750.48	
24		\$13,932.93	\$29,876.92	\$43,809.84	0.19016792	\$8,331.23	
25	\$18,332.80	\$13,932.93	\$30,773.22	\$63,038.95	0.17746034	\$11,186.91	
La tasa interna de retorno máxima para que la inversion sea factible es de 7.1608001%				Total Inversión mas total Flujo descontado de Fondos		\$0.1956	

Tabla 6.7. Análisis Económico Opción A.

Al Sumar los flujos descontados de fondos desde el segundo año hasta el año 25 la suma total iguala al costo de la inversión para una tasa de rendimiento del 7,1806 %, esta es la máxima tasa interna de retorno que se puede obtener para las condiciones planteadas, si la tasa exigida es menor al TIR máximo el tiempo de recuperación es menor.

### 6.1.2.5. Años Recuperación Inv Vs TIR



Gráfica 6.1. Años de recuperación de la Inversión Opción A.

En la gráfica anterior se puede observar dependiendo del TIR exigido en cuantos años se recupera la inversión.

Esta opción desde el punto de vista técnico es completamente factible pero al tomar en cuenta el carácter económico se puede ver que la inversión no resulta muy atractiva ya que la máxima tasa de retorno que se puede obtener es el 7,1806 % para esta, el tiempo de recuperación de la inversión es de 25 años que es el tiempo de vida aproximado del equipo.

### 6.1.3. Opción B

La configuración de esta opción al simularla con la data generada presenta consumos de 229.686,523 Kwatt para el Chiller Centravac(actuales) y 18.298,125 Kwatt para el Chillers Carrier(Nuevo) con demanda máxima de 371,58 Kva en los 54 días datados.

Los demás equipos funcionarían de la misma manera que el sistema actual, por lo tanto sus consumos eléctricos van a ser los mismos; bombas de agua helada 77.397,12 Kwatt, agua de condensación 58.047,84 Kwatt, el conjunto de Umas 203.167,44 Kwatt, la Torre de enfriamiento 96.746,4 Kwatt en total todo el sistema presentó consumos de 683.525,45 Kwatt con demanda máxima de 819,48 Kva.

<b>6.1.3.1. Consumo Eléctrico Opción B</b>	
<b>Consumo [Kwatt]</b>	683.525,45
<b>Demanda [Kva]</b>	819,48

Tabla 6.8. Consumo Eléctrico Opción B.

Utilizando los valores tarifa eléctrica vigente establecida en el artículo 14 sección 14.6 de la gaceta oficial número 37.415 de fecha 01 de Abril del año 2002 y los valores de consumo y demanda se obtiene el gasto eléctrico que se generaría.

<b>Cargo por Demanda</b>	4.751,52 Bs/Kva
<b>Cargo por Energía</b>	26,79 Bs/Kwh

**6.1.3.2. Detalle de gastos para esta configuración:**

<b>Consumo Energía Chiller[Kw]</b>	248.166,649 Kw	Bs 6.648.384,53
<b>Demanda Chiller[Kva]</b>	371,58 Kva	Bs 1.765.565,39
<b>Consumo Energía Bombas AH y AC [Kw]</b>	193,492.80 Kw	Bs 3.628.570,48
<b>Demanda Bombas AH y AC [Kva]</b>	130,64 Kva	Bs 620.726,69
<b>Consumo Energía Umas [Kw]</b>	203.167,44 Kw	Bs 5.442.855,72
<b>Demanda Umas [Kva]</b>	223,95 Kva	Bs 1.064.102,90
<b>Consumo Energía Torre [Kw]</b>	96.746,4 Kw	Bs 2.591.836,06
<b>Demanda Torre [Kva]</b>	93,31 Kva	Bs 443.376,210
<b>Total</b>		<b>Bs 22.205.422,42</b>

Tabla 6.9. Detalle de Gastos Opción B.

$$\text{Gasto por Energía} = 683.525,45 \text{ Kwh} \times 26,79 \text{ Bs/Kwh} = 18.300.646,81 \text{ Bs}$$

$$\text{Gasto por Demanda} = 819,48 \text{ Kva} \times 4751,52 \text{ Bs/Kva} = 3.892.775,61 \text{ Bs}$$

$$\text{Total a Facturaren en electricidad 54 días de Data} = 22.205.422,42 \text{ Bs}$$

Total a facturar en 54 días de operación:

<b>Gasto por Energía[Kwh]</b>	18.300.646,81 Bs
<b>Gasto por Demanda [Kva]</b>	3.892.775,61 Bs
<b>Total</b>	<b>22.205.422,42 Bs</b>

Tabla 6.10. Gastos Opción B.

Para estimar el consumo a 30 días(Un mes), se realiza una linealización para el gasto en energía eléctrica(Kw) obteniendo el consumo que se tendría al operar un mes 10.173.137,10 Bs, a este monto se le adiciona el gasto por demanda obteniendo:

**Consumo de un Mes: 14.066.908,30 Bs**

Suponiendo este consumo para todos los meses del año, el gasto anual sería de:

**Consumo de un Año: 168.802.899,56 Bs**

Esta opción presenta ahorros anuales de 7.355.397,04 Bolívares con respecto al sistema actual, en base a este monto se estudiará el tiempo de recuperación de la inversión que es necesaria para la adquisición de los equipos de esta opción.

## 6.1.3.3. Comparación Propuestas

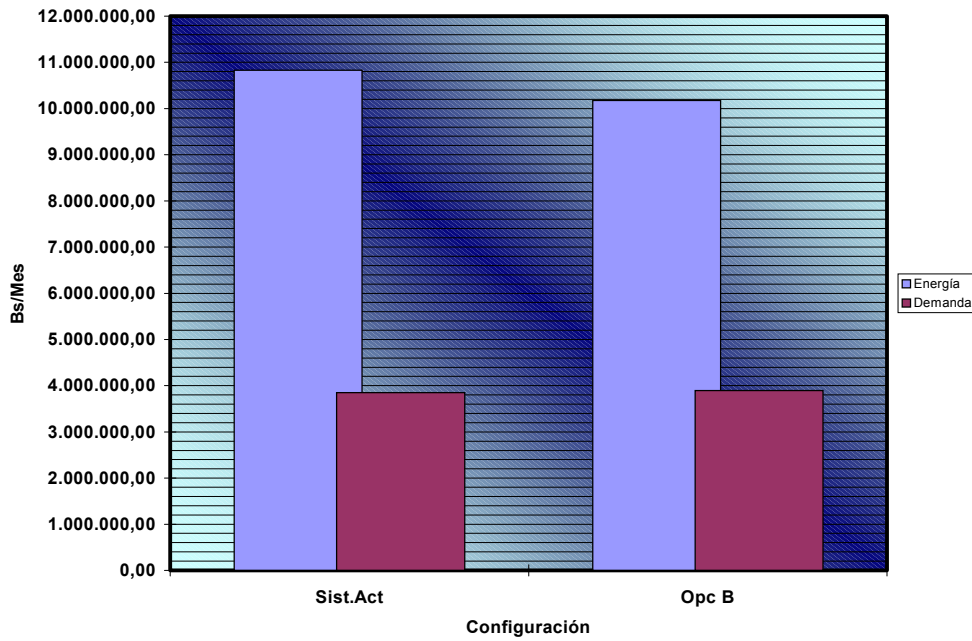


Figura 6.2. Comparación de Gastos Sistema Actual y Opción B.

En el gráfico anterior se puede comparar el gasto mensual por la operación del sistema actual y la configuración planteada en esta opción, se puede notar que existen ahorros en el gasto por consumo de energía y un leve aumento en gasto por demanda, a pesar de este aumento, la opción es factible ya que los ahorros son mayores que el aumento presentado.



### 6.1.3.4. Costo de la Inversión.

Para esta opción hay que realizar una inversión para la adquisición de un Chiller de 125 TR marca CARRIER modelo 30HX126, este tiene un valor de \$ 57.000 sin incluir el impuesto al valor agregado.

Costo total de la inversión.

Equipo	US \$
Costo de ABDA 440	57.000,00
Costo Bombas AH	0
Costo Bombas AC	0
Total inversión	57.000,00
IVA(16 %)	9.120,00
<b>Total Inversión Neta</b>	<b>66.120,00</b>

Tabla 6.11. Costo de Inversión Opción B.

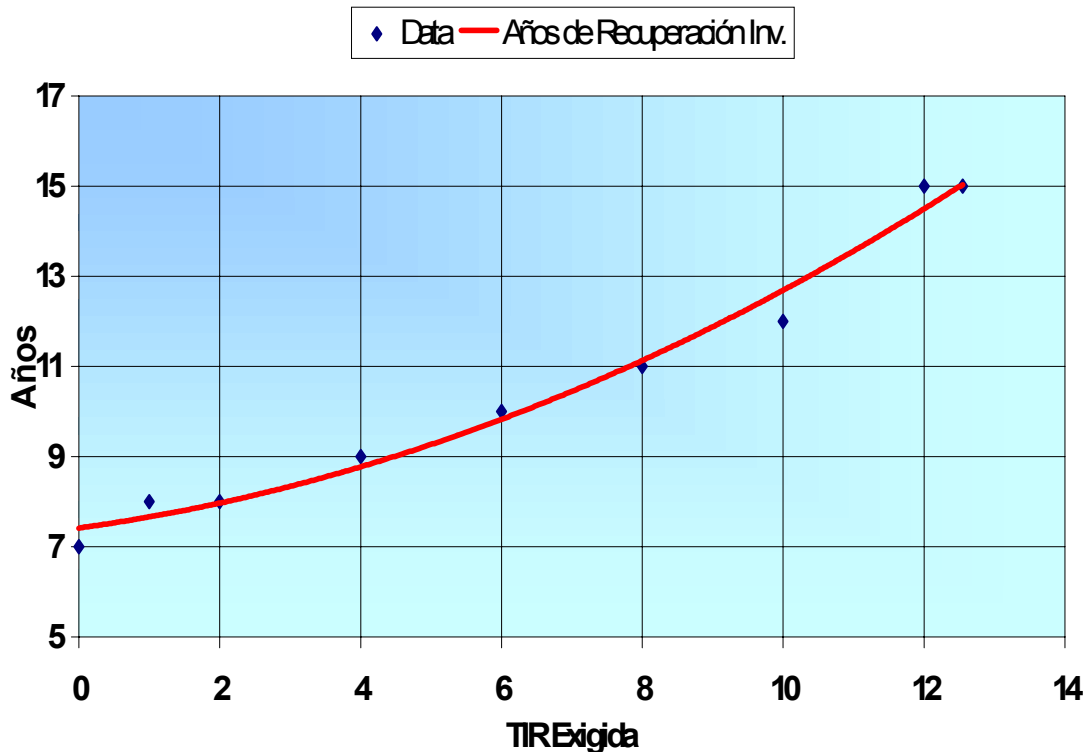
### 6.1.3.5. Análisis Económico.

Año	Valor de Recuperación		Inflación Interanual		TIR	Flujo descontado de fondos
	5%	\$ 3,306.00	3%		12.5450%	
	Inversión	Depreciación	Utilidad	Flujo de Fondos	Tasa	
0	\$66,120.00			\$66,120.00	1	\$66,120.00
1		\$4,187.60	\$4,903.60	\$9,091.20	0.8885334	\$8,077.83
2		\$4,187.60	\$5,050.71	\$9,238.31	0.7894916	\$7,293.56
3		\$4,187.60	\$5,202.23	\$9,389.83	0.70148965	\$6,586.87
4		\$4,187.60	\$5,358.29	\$9,545.89	0.62329698	\$5,949.93
5		\$4,187.60	\$5,519.04	\$9,706.64	0.55382018	\$5,375.73
6		\$4,187.60	\$5,684.61	\$9,872.21	0.49208773	\$4,858.00
7		\$4,187.60	\$5,855.15	\$10,042.75	0.43723638	\$4,391.06
8		\$4,187.60	\$6,030.81	\$10,218.41	0.38849913	\$3,969.84
9		\$4,187.60	\$6,211.73	\$10,399.33	0.34519445	\$3,589.79
10		\$4,187.60	\$6,398.08	\$10,585.68	0.3067168	\$3,246.81
11		\$4,187.60	\$6,590.03	\$10,777.63	0.27252812	\$2,937.21
12		\$4,187.60	\$6,787.73	\$10,975.33	0.24215033	\$2,657.68
13		\$4,187.60	\$6,991.36	\$11,178.96	0.21515866	\$2,405.25
14		\$4,187.60	\$7,201.10	\$14,694.70	0.19117565	\$2,809.27
15	\$3,306.00	\$4,187.60	\$7,417.13	\$11,604.73	0.16986595	\$1,971.25
La tasa interna de retorno máxima para que la inversión sea factible es de 12,54501%				Total Inversión mas total Flujo descontado de Fondos		\$0.071

Tabla 6.12. Análisis Económico Opción B.

Al Sumar los flujos descontados de fondos desde el primer año hasta el año 15(Tiempo de vida estimado de los Chiller actuales) la suma total iguala al costo de la inversión para una tasa de rendimiento del 12,54501 %, esta es la máxima tasa interna de retorno que se puede obtener para las condiciones planteadas, si la tasa exigida es menor al TIR máximo el tiempo de recuperación es menor.

### 6.1.3.6. Años de Recuperación Inv Vs TIR



Gráfica 6.2. Años de Recuperación de la inversión Opción B.

En la gráfica anterior se puede observar dependiendo del TIR exigido en cuantos años se recupera la inversión.

Esta opción desde el punto de vista técnico es completamente factible al analizarla desde el punto de vista económico la inversión tiene una tasa interna de retorno máxima aceptable. Si se supone un TIR del 8 % la inversión se estaría recuperando en el año 11 generando ganancias de 3.624,3 dólares para ese mismo año. El tiempo de vida aproximado de los Chiller actuales es de 15 años, pero en esta configuración este se puede extender, ya que se alternaría el funcionamiento de estos debido a que la mayor parte del tiempo va estar funcionando sólo uno.

### 6.1.4. Opción C

Al simular la configuración de esta opción, bajo las condiciones planteadas para un total de 30 días, los equipos presentaron los siguientes consumos: 190.013,45 Kwatt los Chiller Centravac, bombas de agua helada 32.248,80 Kwatt, agua de condensación 24.186,60 Kwatt, el conjunto de Umas 96.746,4 Kwatt, la Torre de enfriamiento 40.311,00 Kwatt en total todo el sistema presentó consumos de 383.506,25 Kwatt con demanda máxima de 947,70 Kva.

<b>6.1.4.1. Consumo Eléctrico Opción C</b>	
<b>Consumo [Kwatt]</b>	383.506,25
<b>Demanda [Kva]</b>	974,70

Tabla 6.13. Consumo eléctrico Opción C.

Utilizando los valores tarifa eléctrica vigente establecida en el artículo 14 sección 14.6 de la gaceta oficial número 37.415 de fecha 01 de Abril del año 2002 y los valores de consumo y demanda se obtiene el gasto eléctrico que se generaría.

<b>Cargo por Demanda</b>	4.751,52 Bs/Kva
<b>Cargo por Energía</b>	26,79 Bs/Kwh

#### 6.1.4.2. Detalle de gastos para esta configuración:

<b>Consumo Energía Chiller[Kw]</b>	190.013,45 Kw	Bs 5.090.460,29
<b>Demanda Chiller[Kva]</b>	499,80 Kva	Bs 2.374.823,61
<b>Consumo Energía Bombas AH y AC [Kw]</b>	56.435,40 Kw	Bs 1.511.904,36
<b>Demanda Bombas AH y AC [Kva]</b>	130,64 Kva	Bs 620.726,69
<b>Consumo Energía Umas [Kw]</b>	96.746,4 Kw	Bs 2.591.836,06
<b>Demanda Umas [Kva]</b>	223,95 Kva	Bs 1.064.102,90
<b>Consumo Energía Torre [Kw]</b>	40.311,00 Kw	Bs 1.079.931,69
<b>Demanda Torre [Kva]</b>	93,31 Kva	Bs 443.376,210
<b>Total</b>		<b>Bs 14.777.161,82</b>

Tabla 6.14. Detalle de Gastos Opción C.

Estos montos son los correspondientes a 30 días de operación,

### Consumo de un Mes: 14.777.161,82 Bs

Suponiendo este consumo para todos los meses del año, el gasto anual sería de:

### Consumo de un Año: 177.325.941,87 Bs

Operando el sistema de la forma actual el gasto anual sería de 176.158.296,60 Bs el cual es un monto menor que la configuración planteada, de modo que esta opción queda descartada ya que se genera un aumento en el gasto anual de 1.167.645,27 Bs.

#### 6.1.4.3. Comparación Propuestas

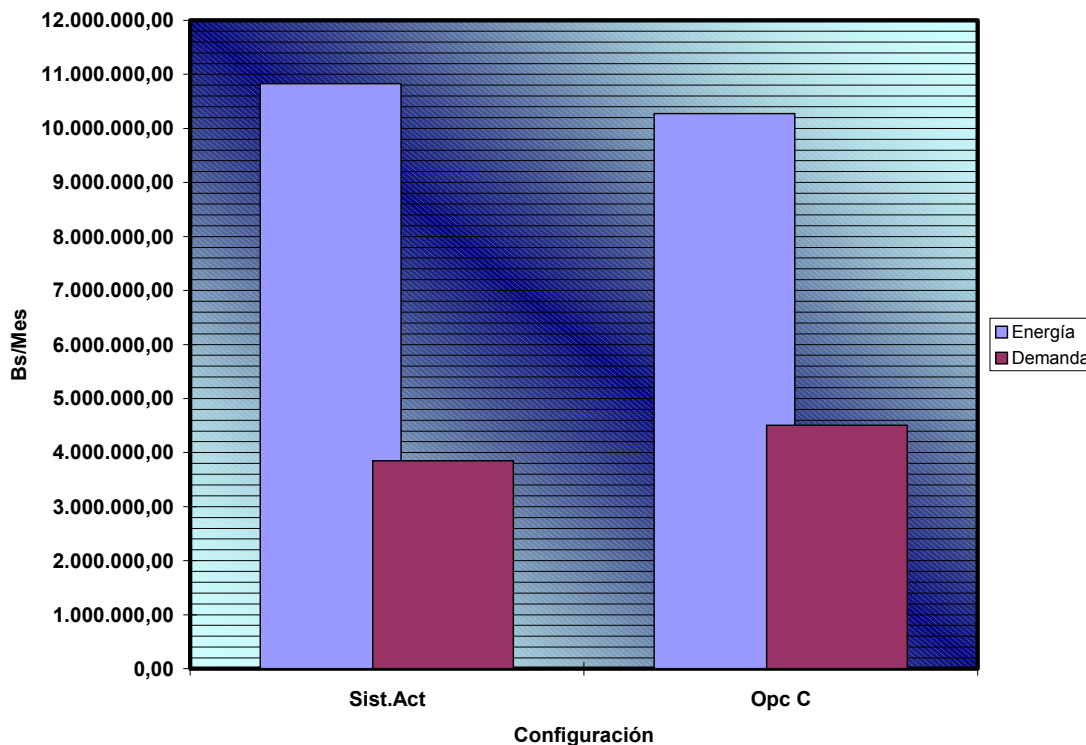


Figura 6.3. Comparación Gastos Sistema Actual y Opción C.

En el gráfico se puede notar que se presenta un ahorro en energía con respecto al sistema actual, pero al mismo tiempo existe un aumento en la demanda eléctrica y en este caso los gastos por demanda superan a los ahorros en energía lo que hace que esta opción no sea atractiva económicamente.

### 6.1.5. Opción D

Para esta opción los gastos anuales están regidos directamente por el consumo de GAS y por el mantenimiento que hay que realizar a la planta de generación de electricidad, este mantenimiento se debe realizar cada 500 Horas. La configuración actual de la planta generadora de agua helada quedará exactamente igual en tanto a configuración como operación y toda la energía eléctrica para alimentarla será generada con el equipo propuesto (Chiller, Bombas AH y AC).

Al simular el comportamiento de la planta de generación de electricidad con el comportamiento registrado en la data, el motor de combustión de esta presentó un consumo de combustible de 138.163,82 m<sup>3</sup> en los 54 días de operación dados.

Según la gaceta número 37.157 de fecha 12 de Marzo del año 2001, las tarifas que rigen el servicio de GAS para la región capital, indicadas en el artículo 10 son:

Consumidor	Bs/m <sup>3</sup>
Industrial	23,484
Petroquímico	23,484
Doméstico	77,870

Por la ubicación de la edificación la tarifa que se facturaría es la tarifa doméstica ya que no existe red de distribución industrial y la instalación de una conexión industrial desde el alimentador más cercano resulta muy costoso y no es justificable. Por informaciones suministradas por PDVSA GAS para usuarios que deseen instalar equipos de este estilo (Con alto consumo de GAS) se tiene una tarifa preferencial igual a 1,8 veces la tarifa doméstica, por lo tanto la **Tarifa a Facturar** es de **42,926 Bs/m<sup>3</sup>**.

$$\text{Monto a Facturar} = 138.163,82 \text{ m}^3 \times 42,926 \frac{\text{Bs}}{\text{m}^3} = 5.930.820,00 \text{ Bs.}$$

<b>6.1.5.1. Detalle de Gastos Opción D</b>		
<b>Consumo Gas Chiller[Kw]</b>	125.505,35 m <sup>3</sup>	Bs 5.930.820,00
<b>Consumo Energía Bombas AH y AC [Kw]</b>	0 Kw	Bs 0,00
<b>Demanda Bombas AH y AC [Kva]</b>	0 Kva	Bs 0,00
<b>Consumo Energía Umas [Kw]</b>	203.167,44 Kw	Bs 5.442.855,72
<b>Demanda Umas [Kva]</b>	223,95 Kva	Bs 1.064.102,90
<b>Consumo Energía Torre [Kw]</b>	96.746,4 Kw	Bs 2.591.836,06
<b>Demanda Torre [Kva]</b>	93,31 Kva	Bs 443.376,210
<b>Total</b>		<b>Bs 15.472.990,89</b>

Tabla 6.15. Detalle de Gastos Opción D.

Este monto corresponde a la simulación realizada para 54 días de operación, para estimar el consumo de un mes(30 días), se efectúa una linealización a 30 días para el gasto en energía eléctrica y GAS, resultando: 7.758.617,65 Bs a este monto se le adiciona el gasto por demanda de las Umas y la Torre generando un total de: 9.266.096,77 Bs.

Cada 500 Horas de operación de la planta generadora de electricidad es necesario realizar mantenimiento, cambio de aceite, filtros, mantenimiento general. Este tiene un monto aproximado de 405.000 Bs solo repuestos.

<b>Gasto Mantenimiento cada 500 Hrs.</b>	
<b>Mantenimiento Planta</b>	405.000,00 Bs

Tabla 6.16. Gastos Mantenimiento Opción D.

Un mes de 30 días son 720 horas al llevar el gasto de 500 horas al mes por medio de una linealización se genera un total de 583.200,00 Bolívares, este monto sumado al gasto de energía y demanda de los equipos se totaliza 9.849.096,77 Bs.

Total Gasto Mes		
<b>Gasto Consumo GAS</b>	69.725,19 m <sup>3</sup>	Bs 3.294.900,00
<b>Consumo Energía Umas [Kw]</b>	112.870,8 Kw	Bs 3.023.808,73
<b>Demanda Umas [Kva]</b>	223,95 Kva	Bs 1.064.102,90
<b>Consumo Energía Torre [Kw]</b>	53.748,00 Kw	Bs 1.439.908,92
<b>Demanda Torre [Kva]</b>	93,31 Kva	Bs 443.376,21
<b>Mantenimiento Planta</b>	Cada 500 Hrs	Bs 583.200,00
<b>Total</b>		<b>Bs 9.849.296,77</b>

Tabla 6.17. Detalle de Gastos Opción D.

Asumiendo que este gasto se repite en cada mes de un año, el costo anual que se presentaría es esta configuración.

### Consumo Anual: 118.191.561,19 Bs

Esta configuración presenta ahorros anuales con respecto al sistema actual de 57,966,735.41 Bolívars, en base a este monto se estudiará el tiempo de recuperación de la inversión que es necesaria para la adquisición de los equipos de esta opción.

#### 6.1.5.2 Comparación Propuestas

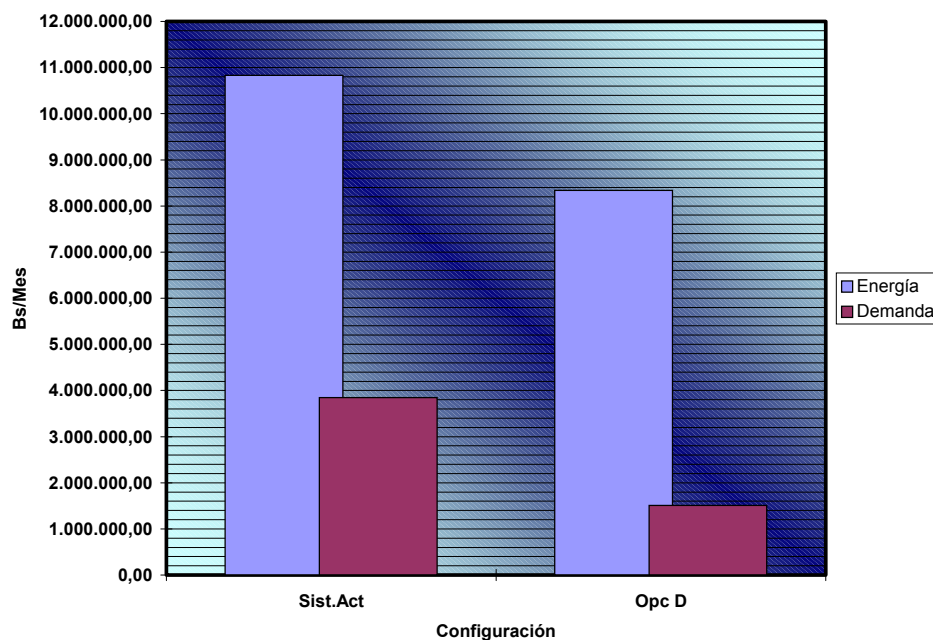


Figura 6.4. Comparación Gastos Sistema Actual y Opción D.

En el gráfico anterior se puede notar que tanto para el gasto energético como para el gasto por demanda se presentan ahorros lo cual hace que la opción sea factible.

### 6.1.5.3. Costo de la Inversión.

Esta opción implica la adquisición de una planta generadora de electricidad con motor de combustión interna a GAS marca PERKINS modelo 4012TESI y generador marca STAMFORD modelo HCL636K, este equipo tiene un costo de US \$ 200.487,00 sin incluir el impuesto al valor agregado.

Costo total de la inversión.

<b>Equipo</b>	<b>US \$</b>
Planta Generadora de Electricidad	200.487,00
Costo Bombas AH	0
Costo Bombas AC	0
Total inversión	200.487,00
IVA(16 %)	32.077,92
<b>Total Inversión Neta</b>	<b>232.564,92</b>

Tabla 6.18. Costo Inversión Opción D.



**6.1.5.4. Análisis Económico.**

Año	Valor de Recuperación		Inflación Interanual		TIR	Flujo descontado de Fondos
	5%	11628.246	3%		23.065%	
Año	Inversión	Depreciación	Utilidad	Flujo de Fondos	Tasa	Flujo descontado de Fondos
0	\$232,564.92			\$232,564.92	1	\$232,564.92
1	\$1,800.00	\$14,729.11	\$38,644.49	\$51,573.60	0.81257936	\$41,907.64
2	\$1,854.00	\$14,729.11	\$39,803.82	\$52,678.94	0.66028521	\$34,783.12
3	\$1,909.62	\$14,729.11	\$40,997.94	\$53,817.43	0.53653414	\$28,874.89
4	\$1,966.91	\$14,729.11	\$42,227.88	\$54,990.08	0.43597656	\$23,974.39
5	\$2,025.92	\$14,729.11	\$43,494.71	\$56,197.91	0.35426556	\$19,908.98
6	\$2,086.69	\$14,729.11	\$44,799.56	\$57,441.97	0.28786888	\$16,535.76
7	\$2,149.29	\$14,729.11	\$46,143.54	\$58,723.36	0.23391631	\$13,736.35
8	\$2,213.77	\$14,729.11	\$47,527.85	\$60,043.19	0.19007557	\$11,412.74
9	\$2,280.19	\$14,729.11	\$48,953.68	\$61,402.61	0.15445148	\$9,483.72
10	\$2,348.59	\$14,729.11	\$50,422.29	\$62,802.81	0.12550409	\$7,882.01
11	\$2,419.05	\$14,729.11	\$51,934.96	\$64,245.03	0.10198203	\$6,551.84
12	\$2,491.62	\$14,729.11	\$53,493.01	\$65,730.50	0.08286849	\$5,446.99
13	\$2,566.37	\$14,729.11	\$55,097.80	\$67,260.54	0.06733723	\$4,529.14
14	\$2,643.36	\$14,729.11	\$56,750.74	\$68,836.49	0.05471684	\$3,766.52
15	\$11,628.25	\$14,729.11	\$58,453.26	\$84,810.62	0.04446177	\$3,770.83
La tasa interna de retorno máxima para que la inversión sea factible es de 23.064903%				Inversión + Total Flujo descontado de Fondos		\$0.002

Tabla 6.19. Análisis Económico Opción D.

Al Sumar los flujos descontados de fondos desde el primer año, hasta el año 15(Tiempo de vida estimado de los Chiller actuales) la suma total iguala al costo de la inversión para una tasa de rendimiento del 23,0649 %, esta es la máxima tasa interna de retorno que se puede obtener para las condiciones planteadas, si la tasa exigida es menor al TIR máximo el tiempo de recuperación es menor.

### 6.1.5.5. Años de Recuperación Inv Vs TIR

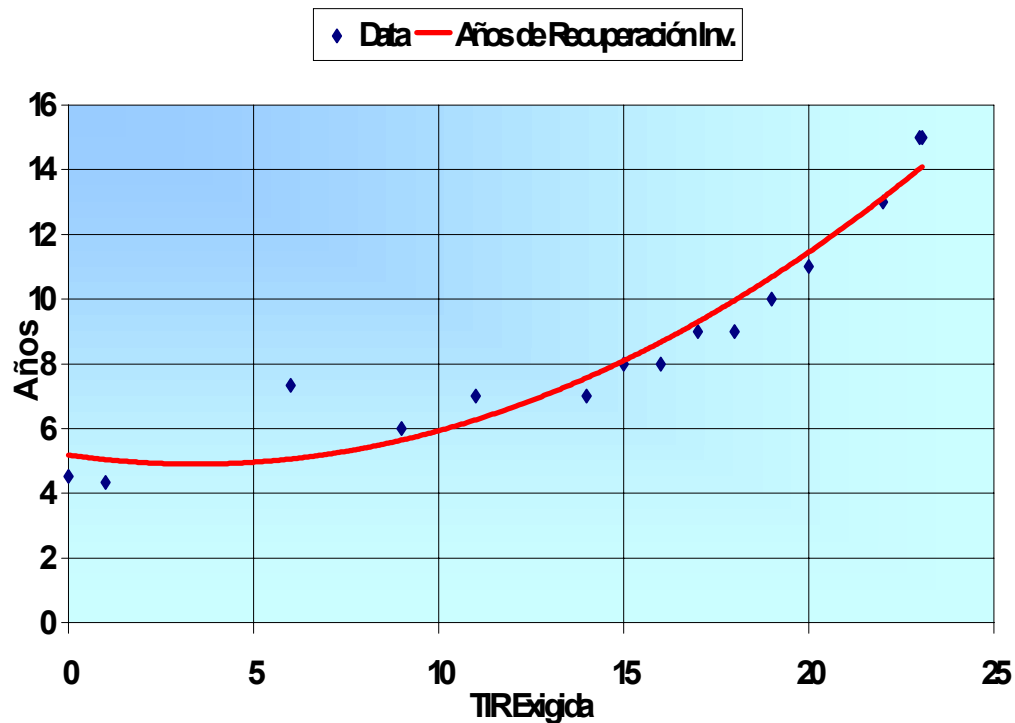


Figura 6.3. Años de Recuperación Inversión Opción D.

En la gráfica anterior se puede observar dependiendo del TIR exigido en cuantos años se recupera la inversión.

Esta opción desde el punto de vista técnico es completamente factible al analizarla desde el punto de vista económico la inversión tiene una tasa interna de retorno máxima aceptable. Si se supone un TIR del 12 % la inversión se estaría recuperando en el año 7 generando ganancias de US \$ 16.285,20.

### 6.1.6. Opción E

Al simular la configuración de esta opción, bajo las condiciones planteadas para un total de 30 días, los equipos presentaron los siguientes consumos: 106.565,77 Kwatt los Chiller Centravac, bombas de agua helada 31.532,16 Kwatt, agua de condensación 23.649,12 Kwatt, el conjunto de Umas 82.771,92 Kwatt, la Torre de enfriamiento

39.415,20 Kwatt en total todo el sistema presentó consumos de 283.934,17 Kwatt con demanda máxima de 1.045,95 Kva.

<b>6.1.6.1. Consumo Eléctrico Opción E</b>	
<b>Consumo [Kwatt]</b>	283.934,17
<b>Demanda [Kva]</b>	1.045,95

Tabla 6.20. Consumo Eléctrico Opción E.

Utilizando los valores tarifa eléctrica vigente establecida en el artículo 14 sección 14.6 de la gaceta oficial número 37.415 de fecha 01 de Abril del año 2002 y los valores de consumo y demanda se obtiene el gasto eléctrico que se generaría.

<b>Tarifa Eléctrica</b>	
<b>Cargo por Demanda</b>	4.751,52 Bs/Kva
<b>Cargo por Energía</b>	26,79 Bs/Kwh

**6.1.6.2.** Detalle de gastos para esta configuración:

<b>Consumo Energía Chiller[Kw]</b>	106.565,77 Kw	Bs 2.854.896,99
<b>Demanda Chiller[Kva]</b>	598,05 Kva	Bs 2.841.640,74
<b>Consumo Energía Bombas AH y AC [Kw]</b>	55.181,28 Kw	Bs 1.478.306,49
<b>Demanda Bombas AH y AC [Kva]</b>	130,64 Kva	Bs 620.726,69
<b>Consumo Energía Umas [Kw]</b>	82.771,92 Kw	Bs 2.217.459,74
<b>Demanda Umas [Kva]</b>	223,95 Kva	Bs 1.064.102,90
<b>Consumo Energía Torre [Kw]</b>	39.415,20 Kw	Bs 1.055.933,21
<b>Demanda Torre [Kva]</b>	93,31 Kva	Bs 443.376,210
<b>Total</b>		<b>Bs 12.576.442,97</b>

Tabla 6.21. Detalle de Gastos Opción E.

Estos montos son los correspondientes a 30 días de operación,

**Consumo de un Mes: 12.576.442,97 Bs**

Suponiendo este consumo para todos los meses del año, el gasto anual sería de:

## Consumo de un Año: 150.917.315,66 Bs

Esta configuración presenta ahorros anuales con respecto al sistema actual de 25.240.980,94 Bolivares, lo que la hace muy atractiva desde el punto de vista económico a parte para su puesta en marcha la inversión que se debe realizar es muy baja ya que no hay que adquirir ningún equipo.

### 6.1.6.3 Comparación Propuestas

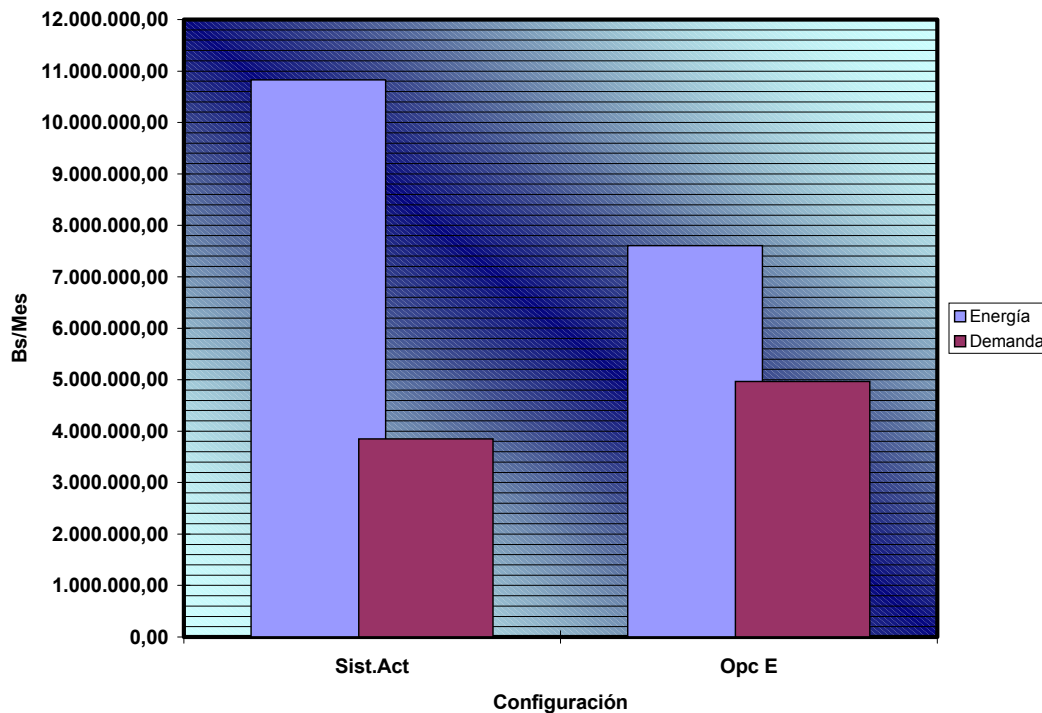


Figura 6.5. Comparación Gastos Sistema Actual Opción E.

En el gráfico se puede notar que se presenta un ahorro en energía con respecto al sistema actual, pero al mismo tiempo existe un aumento en la demanda eléctrica y en este caso los ahorros presentados por consumo de energía cubren el aumento de los gastos por demanda.

**6.1.6.4. Costo de la Inversión.**

En esta configuración no existe la necesidad de adquirir ningún equipo, la inversión consistiría en concluir los trabajos de automatización de todo el conjunto de equipos(Umas, Bombas, Chiller y Torre); estos trabajos ya poseen los equipos de comunicación y control instalados, solo falta lograr la comunicación entre los mismos. El control del sistema se llevaría acabo utilizando el software *TRACER SUMMIT* el cual ya esta instalado y en comunicación con los Chiller. El costo de la inversión sería el que valdría la culminación de estos trabajos y es de aproximadamente 6000 dólares americanos.

<b>Equipo</b>	<b>US \$</b>
Unificación de todos los Sistemas de Control	6.000,00
Total inversión	6.000,00
IVA(16 %)	960,00
<b>Total Inversión Neta</b>	<b>6.960,00</b>

Tabla 6.22. Costo Inversión Opción E.

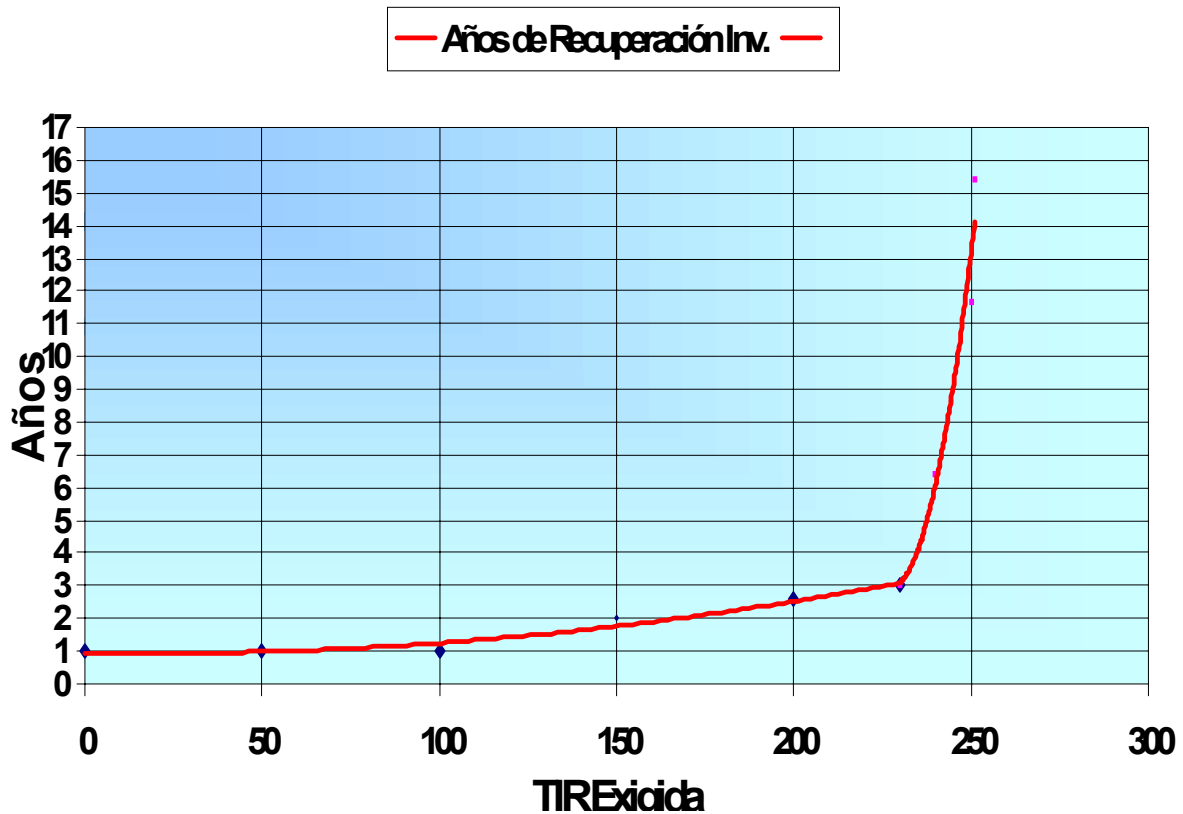
## 6.1.6.5. Análisis Económico.

Año	Valor de Recuperación		Inflación Interanual		TIR	
	5%	348	3%		251.0300%	
Año	Inversión	Depreciación	Utilidad	Flujo de Fondos	Tasa	Flujo descontado de fondos
0	\$6,960.00			\$6,960.00	1	\$6,960.00
1		\$440.80	\$16,827.32	\$17,268.12	0.28487594	\$4,919.27
2		\$440.80	\$17,332.14	\$17,772.94	0.0811543	\$1,442.35
3		\$440.80	\$17,852.10	\$18,292.90	0.02311891	\$422.91
4		\$440.80	\$18,387.67	\$18,828.47	0.00658602	\$124.00
5		\$440.80	\$18,939.30	\$19,380.10	0.0018762	\$36.36
6		\$440.80	\$19,507.48	\$19,948.28	0.00053448	\$10.66
7		\$440.80	\$20,092.70	\$20,533.50	0.00015226	\$3.13
8		\$440.80	\$20,695.48	\$21,136.28	4.3376E-05	\$0.92
9		\$440.80	\$21,316.35	\$21,757.15	1.2357E-05	\$0.27
10		\$440.80	\$21,955.84	\$22,396.64	3.5201E-06	\$0.08
11		\$440.80	\$22,614.51	\$23,055.31	1.0028E-06	\$0.02
12		\$440.80	\$23,292.95	\$23,733.75	2.8567E-07	\$0.01
13		\$440.80	\$23,991.74	\$24,432.54	8.1381E-08	\$0.00
14	\$348.00	\$440.80	\$24,711.49	\$25,500.29	8.1381E-08	\$0.00
La tasa interna de retorno máxima para que la inversión sea factible es de 251.02999%				Total Inversión mas total Flujo descontado de Fondos		\$0.0129

Tabla 6.23. Análisis Económico Opción E.

Al Sumar los flujos descontados de fondos desde el primer año, hasta el año 15(Tiempo de vida estimado de los Chiller actuales) la suma total iguala al costo de la inversión para una tasa de rendimiento del 23,0649 %, esta es la máxima tasa interna de retorno que se puede obtener para las condiciones planteadas, si la tasa exigida es menor al TIR máximo el tiempo de recuperación es menor.

### 6.1.6.6. Años de Recuperación Inv Vs TIR



Gráfica 6.4. Años de Recuperación Opción E.

En la gráfica anterior se puede observar dependiendo del TIR exigido en cuantos años se recupera la inversión.

Esta opción desde el punto de vista técnico es completamente factible al analizarla desde el punto de vista económico la inversión tiene una tasa interna de retorno máxima muy aceptable(251,0299%), esta opción presenta características económicas muy atractivas debido a que su inversión es muy baja con respecto a las utilidades que genera.

Es conveniente comparar todas las opciones presentadas y la mejor forma de ver esto es en un gráfico el cual se presenta a continuación.

## 6.2. Comparación Propuestas

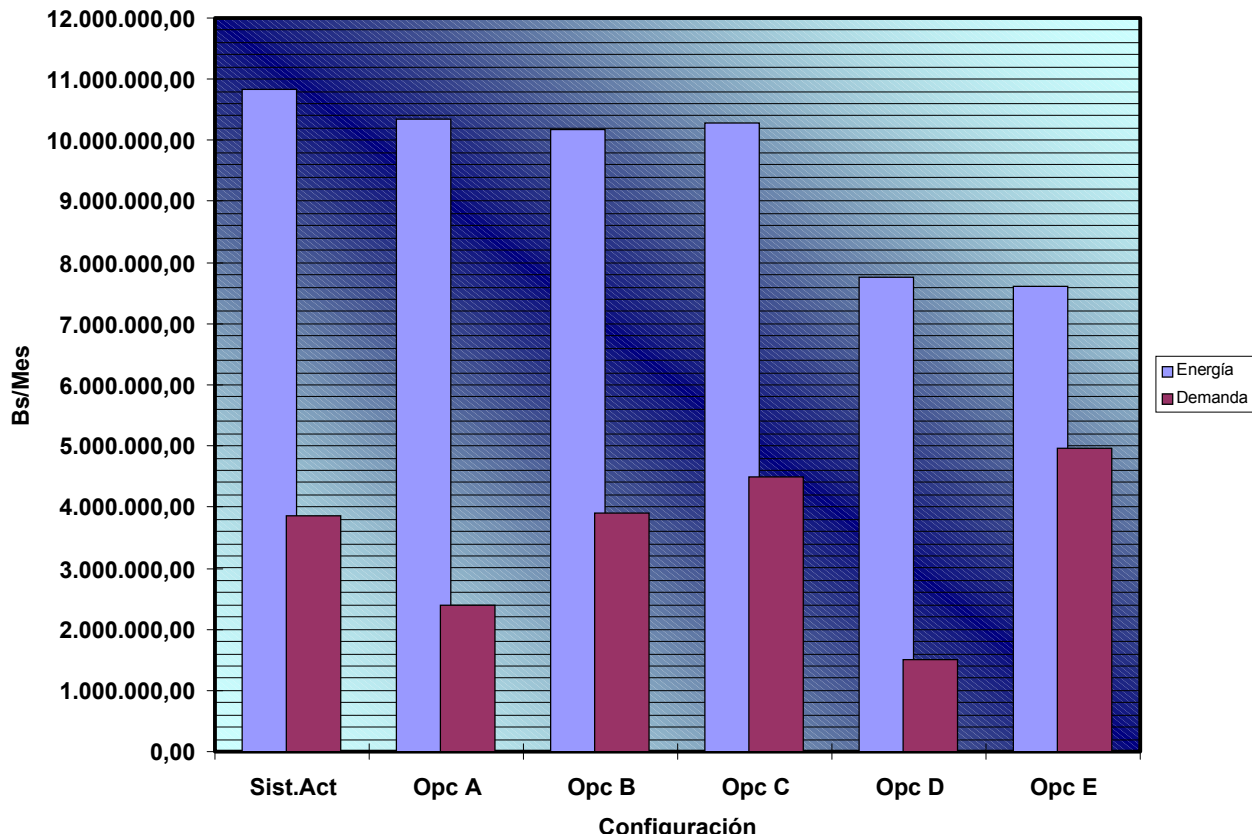


Figura 6.6. Comparación de Gastos Sistema Actual y Propuestas Planteadas.

En el gráfico se pueden comparar los gastos en energía y demanda mensuales para todas las opciones planteadas incluyendo el sistema actual. Se puede ver que la opción D es la que presenta mayores ahorros mensuales. La decisión de cual es la mas atractiva con respecto a la inversión va a depender de la que genere mayor tasa de retorno para su inversión correspondiente.



Al comparar todos los análisis económicos que se muestran en cada opción, se genera el siguiente cuadro resumen:

### 6.3. Resumen Análisis Económicos.

	Opción A	Opción B	Opción C	Opción D	Opción E
Inversión(Bs)	549,984,000.00	99,180,000.00	10,440,000.00	348,847,380.00	10,440,000.00
TIR máximo para que sea Factible la inversión [%]	<b>7.16</b>	<b>12.55</b>	No Genera Ahorros	<b>23.06</b>	<b>251.36</b>
Tiempo de recuperación al TIR Máximo para que sea Factible la inversión[Años]	25	15		15	15
Para decidir cual inversión es la mas factible se hará basandose en la Tasa Interna de Retorno TIR					
Opciones más factibles desde el punto de vista Económico	<b>Opción E</b>	<b>Opción D</b>	<b>Opción B</b>	<b>Opción A</b>	<b>Opción C (Descartada)</b>
	<b>++&lt;&lt;== Más Factible.....Menos Factible ==&gt;&gt;--</b>				
Si se analizan las opciones desde el punto de vista de la tasa interna de retorno TIR, es decir, la que puede producir mayores ganancias por cada unidad de dinero invertida, la opción E es la mas factible luego esta la opción D, la opción B, la opción A y por último la opción C que esta descartada ya que no genera ahorros.					

Tabla 6.24. Resumen Análisis Económicos.

De la comparación económica, se puede concluir que la opción mas atractiva para disminuir los gastos operativos es la de operar el sistema de Lunes a Viernes(Opción E), esta opción presenta tasas de retorno muy elevadas y esto se debe a que los ahorros que se generan son muy elevados comparados con la inversión que hay que efectuar para implantar su funcionamiento. Las demás opciones, que generan ahorros, también son factibles pero su inversión es un poco elevada por lo tanto la Opción E es la más atractiva desde el punto de vista técnico y económico.

## **CONCLUSIONES.**

- La utilización de GAS como alternativa energética en Venezuela resulta muy atractiva debido a su bajo costo.
- El análisis detallado, de sistemas que se encuentran en funcionamiento, es un tópico importante al pretender sustituirlos o modificarles sus regímenes de operación.
- Los equipos de Absorción de Calor son operativamente más económicos que los eléctricos, sin embargo la inversión inicial es mucho mayor para un equipo de absorción.
- La opción de la generación de electricidad para la alimentación de equipos se presenta como una de las mejores alternativas para el ahorro de dinero.
- El análisis del comportamiento de la variación de la carga térmica es un punto importante al estudiar alternativas de ahorro energético.
- La operación de los equipos, sólo en el horario de ocupación de la edificación, es la opción que se perfiló como la más atractiva.
- La implantación de buenos planes de mantenimiento permiten obtener mayores tiempos de vida de los equipos.
- El análisis económico de alternativas de inversión es un factor principal al momento de tomar decisiones.
- No siempre la opción que se perfila como la más factible resulta serlo.

## **RECOMENDACIONES.**

- Seguir operando con los chiller actuales, ya que según el estudio realizado, estos se encuentran en muy buen estado.
- La culminación de la automatización de la planta generadora de agua helada es un punto que no se puede ignorar ya que esto permite tener un mejor control del sistema.
- La explotación al máximo del programa TRACER SUMMIT.
- Unificar todo el sistema de acondicionamiento de aire (Umas, Chiller, Bombas, Torres de enfriamiento) en un solo sistema de monitoreo control.
- Realizar un estudio del comportamiento de la carga térmica de la edificación, para periodos menores a 24 horas de operación del sistema de acondicionamiento de aire.

## BIBLIOGRAFÍA

### TEXTOS.

Ashrae Handbook. *Manual de Aire Acondicionado* (Versión en CD).

Carrier International. (1972). *Manual de Aire Acondicionado*. España, Editorial:Marcombo.

Cohen, M. (1999). *Apuntes de Aire Acondicionado*. (10ª Edición).

Cosme Pérez, C. (1981). *Diccionario General de Sinónimos y Antónimos* (16ª Edición). Caracas, Editorial:Larense.

Crane. (1998). *Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías*. México, Editorial:McGraw Hill.

Edward G., Pita. (1997). *Acondicionamiento de Aire Principios y Sistemas*. México, Editorial:Continental.

Fidias G., A. (1999). *El proyecto de Investigación* (3ª Edición). Caracas, Editorial:Episteme.

George Taylor, A. (1975). *Ingeniería Económica, Toma de Decisiones Económicas*. México, Editorial:Limusa.

Incropera, Frank y David De Witt.(1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor* (4ª edición). México, Editorial:Prentice Hall.

Potter, M.C. y Wiggert. (1998). *Mecánica de Fluidos*. (2ªEdición). México, Editorial:Prentice Hall.

Saldarriaga, J. (1998). *Hidráulica de Tuberías*. Colombia, Editorial: Mc Graw Hill.

Van Wylen, G.J. y Sonntag, C.E. (1999). *Fundamentos de Termodinámica*. (4ªEdición). México, Editorial:Limusa.

Weg Motores LTDA. *Manual de Motores Eléctricos*. Brasil, Editorial:WEG.

## **TESIS.**

Abreu, A. Y Martinez, C. (1994). Proyecto para la automatización y control del sistema central de aire acondicionado de la empresa TOVENCA. Tesis de Pregrado. U.C.V. Facultad de Ingeniería mecánica. Caracas.

Alfaro J., David y Bissersar L., Francisco K. (2001). Estudio Técnico Económico de factibilidad para la actualización y automatización de unidades de manejo de aire de gran capacidad. Tesis de Pregrado. U.C.V. Facultad de Ingeniería mecánica. Caracas.

Andreoli, C. y Castro Otero, J. (1993). Proyecto, construcción y prueba de un sistema de Aire Acondicionado que trabaja bajo el principio de acumulación térmica. Tesis de Pregrado. U.C.V. Facultad de Ingeniería mecánica. Caracas.

Corrado Neri., G. (1994). Estudio de los parámetros de funcionamiento de los diferentes equipos de agua helada de las estaciones del Metro de Caracas que utilicen compresores recíprocos. Tesis de Pregrado. U.C.V. Facultad de Ingeniería mecánica. Caracas.

Delgado I., Yolyger y López R., Rafael. (1999). Factibilidad de optimización del sistema distrital de aire acondicionado del Aeropuerto Simón Bolívar. Tesis de Pregrado. U.C.V. Facultad de Ingeniería mecánica. Caracas.

Barreto B., J. y Cedeño P., A. (1995). Análisis comparativo de costos de Aires Acondicionados que trabajan con electricidad y gas para uso comercial e industrial. Tesis de Pregado. U.C.V. Facultad de Ingeniería mecánica. Caracas.

## **DOCUMENTOS LEGALES.**

Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la capa de ozono. (Beijing, 1999). Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente(PNUMA). Beijing, 1999.

Gaceta Oficial de la República Bolivariana de Venezuela, 37.157. Marzo 12, 2001. Tarifas del GAS. (2001).

Gaceta Oficial de la República Bolivariana de Venezuela, N° 37.415. Abril 1, 2002. Tarifas Eléctricas. (2002)..

## **PÁGINAS WEB.**

Buscadores: [www.Google.com](http://www.Google.com), [www.altavista.com](http://www.altavista.com), [www.yahoo.com](http://www.yahoo.com). Todas las páginas relacionadas con temas de refrigeración y aire acondicionado.

[www.global.carrier.com/generic/0,1238,CL11\\_DIV28\\_ETI143,00.html](http://www.global.carrier.com/generic/0,1238,CL11_DIV28_ETI143,00.html)

Carrier Company (2002).

[www.ase.org/programs/international/mexico/acyork.htm](http://www.ase.org/programs/international/mexico/acyork.htm)

Oportunidades de Ahorro de Energía en Sistemas de Aire Acondicionado en Hoteles. (2002).

[www.trane.com/TraneHomePage.asp](http://www.trane.com/TraneHomePage.asp)

Trane Company (2002).

[www.tranevenezuela.com/](http://www.tranevenezuela.com/)

Trane de Venezuela. (2002).

Tabla A.1 DIFERENCIAS DE TEMPERATURA PARA CARGAS DE ENFRIAMIENTO (DTCE) PARA CALCULAR CARGAS DEBIDAS A TECHOS PLANOS, 1°F

Techo No.	Descripción de la construcción	Hora Peso, lb/ft <sup>2</sup>	Valor de U, BTU/h Ft <sup>2</sup> ·°F	Hora solar, h																							
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
				Sin cielo raso suspendido																							
1.	Lámina de metal con aislamiento de 1 o 2 in	7 (8)	0.213 (0.124)	1	-2	-3	-3	-5	-3	6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	5	3
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	8	0.170	6	3	0	-1	-3	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9
3.	Concreto ligero de 4 in	18	0.213	9	5	2	0	-2	-3	-3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13
4.	Concreto pesado de 1 a 2 in con aislamiento de 2 in	29	0.206 (0.122)	12	8	5	3	0	-1	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	22	17
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	19	0.109	3	0	-3	-4	-5	-7	-6	-3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	48	37	26	18	11	7
6.	Concreto ligero de 6 in	24	0.158	22	17	13	9	6	3	1	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28
7.	Madera de 2.5 in con con aislamiento de 1 in	13	0.130	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	34
8.	Concreto ligero de 8 in	31	0.126	35	30	26	22	18	14	11	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	45	40
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	52 (52)	0.200 (0.120)	25	22	18	15	12	9	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53	52	48	43	38	34	30
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	13	0.093	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	36	41	46	49	51	50	47	43	39	35
11.	Sistema de terrazas de techo	75	0.106	34	31	28	25	22	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	40	37
12.	Concreto pesado de 6 in con aislamiento de 1 o 2 in	75 (75)	0.192 (0.117)	31	28	25	22	20	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	42	40	37	34
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	17 (18)	0.106 (0.078)	38	36	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	40
				Con cielo raso suspendido																							
1.	Lámina de acero con aislamiento de 1 o 2 in	9 (10)	0.134 (0.092)	2	0	-2	-3	-4	-4	-1	9	23	37	50	62	71	77	78	74	67	56	42	28	18	12	8	5
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	10	0.115	20	15	11	8	5	3	2	3	7	13	21	30	40	48	55	60	62	58	51	44	37	30	37	25
3.	Concreto ligero de 4 in	20	0.134	19	14	10	7	4	2	0	0	4	10	19	29	39	48	56	62	65	64	61	54	46	38	30	24
4.	Concreto pesado de 2 in con aislamiento de 1 in	30	0.131	28	25	23	20	17	15	13	13	14	16	20	25	30	35	39	43	46	47	46	44	41	38	35	32
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	10	0.083	25	20	16	13	10	7	5	5	7	12	18	25	33	41	48	53	57	57	56	52	46	40	34	29
6.	Concreto ligero de 6 in	26	0.109	32	28	23	19	16	13	10	8	7	8	11	16	22	29	36	42	48	52	54	54	51	47	42	37
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	15	0.096	34	31	29	26	23	21	18	16	15	15	16	18	21	25	30	34	38	41	43	44	44	42	40	37
8.	Concreto ligero de 8 in	33	0.093	39	36	33	29	26	23	20	18	15	14	14	15	17	20	25	29	34	38	42	45	46	45	44	42
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	53 (54)	0.128 (0.090)	30	29	27	26	24	22	21	20	20	21	22	24	27	29	32	34	36	38	38	38	37	36	34	33
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	15	0.072	35	33	30	28	26	24	22	20	18	18	18	20	22	25	28	32	35	38	40	41	41	40	39	37
11.	Sistema de terrazas de techo	77	0.082	30	29	28	27	26	25	24	23	22	22	22	23	23	25	26	28	29	31	32	33	33	33	33	32
12.	Concreto pesado con aislamiento de 1 a 2 in	77 (77)	0.125 (0.088)	29	28	27	26	25	24	23	22	21	21	22	23	25	26	28	30	32	33	34	34	34	33	32	31
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	19 (20)	0.082 (0.064)	35	34	33	32	31	29	27	26	24	23	22	21	22	22	24	25	27	30	32	34	35	36	37	36



Tabla A.2. DIFERENCIAS DE TEMPERATURA PARA CARGA DE ENFRIAMIENTO (DTCE) PARA CÁLCULO DE CARGA DE PAREDES AL SOL, 1°F

Latitud norte, orientación de pared	Hora solar, h																								Hora de la DTCE máxima	DTCE mínima	DTCE máxima	Diferencia de DTCE		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24						
<b>Paredes grupo A</b>																														
N	14	14	14	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	14	14			2	10	14	4	
NE	19	19	19	18	17	17	16	15	15	15	15	15	16	16	17	18	18	18	19	19	20	20	20	20		22	15	20	5	
E	24	24	23	22	22	21	20	19	19	18	19	19	20	21	22	23	24	24	25	25	25	25	25	25		22	18	25	7	
SE	24	23	23	22	21	20	20	19	18	18	18	18	18	19	20	21	22	23	23	24	24	24	24		22	18	24	6		
S	20	20	19	18	18	17	16	16	15	14	14	14	14	14	15	16	17	18	19	19	20	20	20		23	14	20	6		
SW	25	25	25	24	24	23	22	21	20	19	18	17	17	17	17	18	19	20	22	23	24	25	25		24	17	25	8		
W	27	27	26	26	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	18	18	19	20	22	23	24	25	25		1	18	27	9		
NW	21	21	21	20	20	19	19	18	17	16	16	15	15	14	14	14	15	15	16	17	18	19	20	21		1	14	21	7	
<b>Paredes grupo B</b>																														
N	15	14	14	13	12	11	11	10	9	9	9	8	8	9	9	10	11	12	13	14	14	15	15	15		24	8	15	7	
NE	19	18	17	16	15	14	13	12	12	13	14	15	16	17	18	19	19	20	20	21	21	21	20	20		21	12	21	9	
E	23	22	21	20	18	17	16	15	15	15	17	19	21	22	24	25	26	26	27	27	26	26	25	24		30	15	27	12	
SE	23	22	21	20	18	17	16	15	14	14	15	16	18	20	21	23	24	25	26	26	26	26	25	24		21	14	26	12	
S	21	20	19	18	17	15	14	13	12	11	11	11	11	12	14	15	17	19	20	21	22	22	22	21		23	11	22	11	
SW	27	26	25	24	22	21	19	18	16	15	14	14	13	13	14	15	17	20	22	25	27	28	28	28		24	13	28	15	
W	29	28	27	26	24	23	21	19	18	17	16	15	14	14	14	15	17	19	22	25	27	29	29	30		24	14	30	16	
NW	23	22	21	20	19	18	17	15	14	13	12	12	12	11	12	12	13	15	17	19	21	22	23	23		24	11	30	12	
<b>Paredes grupo C</b>																														
N	15	14	13	12	11	10	9	8	8	7	7	8	8	9	10	12	13	14	15	16	17	17	16		22	7	17	10		
NE	19	17	16	14	13	11	10	10	11	13	15	17	19	20	21	22	23	23	23	23	22	21	20		20	10	23	13		
E	22	21	19	17	15	14	12	12	14	16	19	22	25	27	29	29	30	30	29	28	27	26	24		18	12	30	18		
SE	22	21	19	17	15	14	12	12	12	13	16	19	22	24	26	28	29	29	29	28	27	26	24		19	12	29	17		
S	21	19	18	16	15	13	12	10	9	9	9	10	11	14	17	20	22	24	25	26	25	24	22		20	9	26	17		
SW	29	27	25	22	20	18	16	15	13	12	11	11	11	13	15	18	22	26	29	32	33	33	32	31		22	11	33	22	
W	31	29	27	25	22	20	18	16	14	13	12	12	12	13	14	16	20	24	29	32	35	35	35	33		22	12	35	23	
NW	25	23	21	20	18	16	14	13	11	10	10	10	10	11	12	13	15	18	22	25	27	27	26		22	10	27	17		
<b>Paredes grupo D</b>																														
N	15	13	12	10	9	7	6	6	6	6	6	7	8	10	12	13	15	17	18	19	19	19	18	-16		21	6	19	13	
NE	17	15	13	11	10	8	7	8	10	14	17	20	22	23	23	24	24	25	25	24	23	22	20	18		19	7	25	18	
E	19	17	15	13	11	9	8	9	12	17	22	27	30	32	33	33	32	32	31	30	28	26	24	22		16	8	33	25	
SE	20	17	15	13	11	10	8	8	10	13	17	22	26	29	31	32	32	32	31	30	28	26	24	22		17	8	32	24	
S	19	17	15	13	11	9	8	7	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	29	27	26	24	22		19	6	29	23		
SW	28	25	22	19	16	14	12	10	9	8	8	8	10	12	16	21	27	32	36	38	38	37	34	31		21	8	38	30	
W	31	27	24	21	18	15	13	11	10	9	9	9	10	11	12	14	18	24	30	36	40	41	40	38	34		21	9	41	32
NW	25	22	19	17	14	12	10	9	8	7	7	8	9	10	12	14	18	22	27	31	32	32	30	27		22	7	32	25	
<b>Paredes grupo E</b>																														
N	12	10	8	7	5	4	3	4	5	6	7	9	11	13	15	17	19	20	21	23	20	18	16	14		20	3	22	19	
NE	13	11	9	7	6	4	5	9	15	20	24	25	25	26	26	26	26	26	25	24	22	19	17	15		16	4	26	22	
E	14	12	10	8	6	5	6	11	18	26	33	36	38	37	36	34	33	32	30	28	25	22	20	17		13	5	38	33	
SE	15	12	10	8	7	5	5	8	12	19	25	31	35	37	37	36	34	33	31	28	26	23	20	17		15	5	37	32	
S	15	12	10	8	7	5	4	3	4	5	9	13	19	24	29	32	34	33	31	29	26	23	20	17		17	3	34	31	
SW	22	18	15	12	10	8	6	5	5	6	7	9	12	18	24	32	38	43	45	44	40	35	30	26		19	5	45	40	
W	26	21	17	14	11	9	7	6	6	6	7	9	11	14	20	27	36	43	49	49	45	40	34	29		20	6	49	43	
NW	20	17	14	11	9	7	6	5	5	5	6	8	10	13	16	20	26	32	37	38	36	32	28	24		20	5	38	33	
<b>Paredes grupo F</b>																														
N	8	6	5	3	2	1	2	4	6	7	9	11	14	17	19	21	22	23	24	23	20	16	13	11		19	1	24	23	
NE	9	7	5	3	2	1	5	14	23	28	30	29	28	27	27	27	26	24	22	19	16	13	11		11	1	30	29		
E	10	7	6	4	3	2	6	17	28	38	44	45	43	39	36	34	32	30	27	24	21	17	15	12		12	2	45	43	
SE	10	7	6	4	3	2	4	10	19	28	36	41	43	42	39	36	34	31	28	25	21	18	15	12		13	2	43	41	
S	10	8	6	4	3	2	1	1	3	7	13	20	27	34	38	39	38	35	31	26	22	18	15	12		16	1	39	38	
SW	15	11	9	6	5	3	2	2	4	5	8	11	17	26	35	44	50	53	52	45	37	28	23	18		18	2	53	51	
W	17	13	10	7	5	4	3	3	4	6	8	11	14	20	28	39	49	57	60	54	43	34	27	21		19	3	60	57	
NW	14	10	8	6	4	3	2	2	3	5	8	10	13	15	21	27	35	42	46	43	35	28	22	18		19	2	46	44	
<b>Paredes grupo G</b>																														
N	3	2	1	0	-1	2	7	8	9	12	15	18	21	23	24	24	25	26	22	15	11	9	7	5		18	-1	26	27	
NE	3	2	1	0	-1	9	27	36	39	35	30	26	26	27	27	26	25	22	18	14	11	9	7	5		9	-1	39	40	
E	4	2	1	0	-1	11	31	47	54	55	50	40	33	31	30	29	27	24	19	15	12	10	8	6		10	-1	55	56	
SE	4	2	1	0	-1	5	18	32	42	49	51	48	42	36	32	30	27	24	19	15	12	10	8	6		11	-1	51	52	
S	4	2	1	0	-1	0	1	5	12	22	31	39	45	46	43	37	31	25	20	15	12	10	8	5		14	-1	46	47	
SW	5	4	3	1	0	0	2	5	8	12	16	26	38	50	59	63	61	52	37	24	17	13	10	8		16	0	63	63	
W	6	5	3	2	1	1	2	5	8	11	15	19	27	41	56	67	67	48	29	20	15	11	8		17	1	72	71		
NW	5	3	2	1	0	0	2	5	8	11	15	18	21	27	37	47	55	55	41	25	17	13	10	7		18	0	55	55	

Tabla A.3 DESCRIPCIÓN DE GRUPOS DE CONSTRUCCIÓN DE PAREDES

Grupo No.	Descripción de la construcción	Peso, lb/K*	Valor de U, BTU/ft <sup>2</sup> -hr-F	Capacidad calorífica, BTU/HR-F
<b>Ladrillo de vista de 4 in + [Ladrillo]</b>				
	C Espacio de aire + ladrillo de vista de 3 in	85	0.358	18.3
	D Ladrillo común de 4 in.	90	0.415	18.4
	C Aislamiento de 1 in o espacio de aire + ladrillo común de 4 in	90	0.174-0.301	18.4
	B Aislamiento de 2 in + ladrillo común de 4 in	88	0.111	16.1
	B Ladrillo común de 8 in	130	0.302	26.4
	A Aislamiento o espacio de aire + ladrillo común de 8 in	130	0.154-0.243	26.4
<b>Ladrillo de vista de 4 in + [Concreto pesado]</b>				
	C Espacio de aire + concreto de 2 in	94	0.350	19.7
	B Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	97	0.116	19.8
	A Espacio de aire o aislamiento + concreto de 8 in o más	143-190	0.110-0.112	29.1-38.4
<b>Ladrillo de vista de 4 in + [bloque de concreto ligero o pesado]</b>				
	E Bloque de 4 in	62	0.319	12.9
	D Espacio de aire o aislamiento + bloque de 4 in	62	0.153-0.246	12.9
	D Bloque de 8 in.	70	0.274	15.1
	C Espacio de aire o aislamiento de 1 in + bloque de 8 u 8 in	73-89	0.221-0.275	15.5-16.5
	B Aislamiento de 2 in + bloque de 8 in	89	0.096-0.107	15.5-16.6
<b>Ladrillo de vista de 4 in + [azulejo de barro]</b>				
	D Azulejo de 4 in	71	0.381	15.1
	D Espacio de aire + azulejo de 4 in	71	0.281	15.1
	C Aislamiento + azulejo de 4 in	71	0.169	15.1
	C Azulejo de 8 in	96	0.275	19.7
	B Espacio de aire o aislamiento de 1 in + azulejo de 8 in	96	0.142-0.221	19.7
	A Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	97	0.097	19.8
<b>Pared de concreto pesado + [acabado]</b>				
	E Concreto de 4 in.	63	0.585	12.5
	D Concreto de 4 in + aislamiento de 1 o 2 in	63	0.119-0.200	12.5
	C Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	63	0.119	12.7
	C Concreto de 8 in.	109	0.490	21.9
	B concreto de 8 in + aislamiento de 1 o 2 in	110	0.115-0.187	22.0
	A Aislamiento de 2 in + concreto de 8 in	110	0.115	21.9
	E Concreto de 12 in	156	0.421	31.2
	A Concreto de 12 in + aislamiento	156	0.113	31.3
<b>Bloque de concreto ligero y pesado + [acabado]</b>				
	F Bloque de 4 in + espacio de aire o aislamiento	29-36	0.161-0.263	5.7-7.2
	E Aislamiento de 2 in + bloque de 4 in	29-37	0.105-0.114	5.8-7.3
	E Bloque de 8 in.	41-57	0.294-0.402	6.3-11.3
	D Concreto de 8 in + espacio de aire o aislamiento	41-57	0.149-0.173	8.3-11.3
<b>Azulejo de barro + [acabado]</b>				
	F Azulejo de 4 in.	39	0.419	7.8
	F Azulejo de 4 in + espacio de aire	39	0.303	7.8
	E Azulejo de 4 in + aislamiento de 1 in	39	0.175	7.9
	D Aislamiento de 2 in + azulejo de 4 in	40	0.110	7.9
	D Azulejo de 8 in	63	0.296	12.6
	C Azulejo de 8 in + espacio de aire o aislamiento de 1 in	63	0.151-0.231	12.6
	B Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	63	0.099	12.6
<b>Pared de ladrillo (concreto pesado)</b>				
	G Con o sin espacio de aire + 1, 2 o 3 in de aislamiento	3-6	0.091-0.230	0.7
<b>Pared de hormigón</b>				
	G Aislamiento de 1 a 3 in	16	0.081-0.178	3.2

Hora	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
CLTD,F	0	-2	-2	0	4	9	13	14	12	8	4	2

Tabla A.4 Diferencias de conducción de carga de enfriamiento a través de un vidrio.

Tabla A.5 RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE VIDRIO FACTORES DE GANANCIA MÁXIMA DE CALOR SOLAR PARA VIDRIO. BTU/H - FT<sup>2</sup>, LATITUDES NORTE.

0 Grados										
	N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/ENW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR
En.	34	34	88	177	234	234	235	182	118	296
Feb.	36	39	132	205	245	247	210	141	67	306
Mar.	38	87	170	223	242	223	170	87	38	303
Abr.	71	134	193	224	221	184	118	38	37	284
May	113	164	203	218	201	154	80	37	37	265
Jun.	129	173	206	212	191	140	66	37	37	255
Jul.	115	164	201	213	195	149	77	38	38	260
Agos.	75	134	187	216	212	175	112	39	38	276
Sept.	40	84	163	213	231	213	163	84	40	293
Oct.	37	40	129	199	236	238	202	135	66	299
Nov.	35	35	88	175	230	250	230	179	117	293
Dic.	34	34	71	164	226	253	240	196	138	288

16 Grados										
	N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/ENW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR
En.	30	30	55	147	21	244	251	223	199	248
Feb.	33	33	96	180	231	247	233	188	154	275
Mar.	35	53	140	205	239	235	197	138	93	291
Abr.	39	99	172	216	227	204	150	77	45	289
May	52	132	189	218	215	179	115	45	41	282
Jun.	66	142	194	217	207	167	99	41	41	277
Jul.	55	132	187	214	210	174	111	44	42	277
Agos.	41	100	168	209	219	196	143	74	46	282
Sept.	36	50	134	196	227	224	191	134	93	282
Oct.	33	33	95	174	223	237	225	183	150	270
Nov.	30	30	55	145	206	241	247	220	196	246
Dic.	29	29	41	132	198	241	254	233	212	234

8 Grados										
	N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/ENW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR
En.	32	32	71	163	224	250	242	203	162	275
Feb.	34	34	114	193	239	248	219	165	110	294
Mar.	37	67	156	215	241	230	184	110	55	300
Abr.	44	117	184	221	225	195	134	53	39	289
May	74	146	198	220	209	167	97	39	38	277
Jun.	90	155	200	217	200	141	82	39	39	269
Jul.	77	145	195	215	204	162	93	40	39	272
Agos.	47	117	179	214	216	186	128	51	41	282
Sept.	38	66	149	205	230	219	176	107	56	290
Oct.	35	35	112	187	231	239	211	160	108	288
Nov.	33	33	71	161	220	245	233	200	160	273
Dic.	31	31	55	149	215	246	247	215	179	265

24 Grados										
	N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/ENW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR
En.	27	27	41	128	190	240	253	241	227	214
Feb.	30	30	80	165	220	244	243	213	192	249
Mar.	34	45	124	195	234	237	214	168	137	275
Abr.	37	88	159	209	228	212	169	107	75	283
May	43	117	178	214	218	190	132	67	46	282
Jun.	55	127	184	214	212	179	117	55	43	279
Jul.	45	116	176	210	213	185	129	65	46	278
Agos.	38	87	156	203	220	204	162	103	72	277
Sept.	35	42	119	185	222	225	206	163	134	266
Oct.	31	31	79	159	211	237	235	207	187	244
Nov.	27	27	42	126	187	236	249	237	224	213
Dic.	26	26	29	112	180	234	247	247	237	199

32 Grados										
	N (Sombra)	NNE/NNW	NE/NW	ENE/ENW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR
En.	24	24	29	105	175	229	249	250	246	176
Feb.	27	27	65	149	205	242	248	232	221	217
Mar.	31	37	107	183	227	237	227	195	176	252
Abr.	36	80	146	200	227	219	187	141	115	271
May	38	111	170	208	220	199	135	99	74	277
Jun.	44	122	176	208	214	189	139	83	60	276
Jul.	40	111	167	204	215	194	150	96	72	273
Agos.	37	79	141	195	219	210	181	136	111	265
Sept.	33	35	103	173	215	227	218	189	171	244
Oct.	28	28	63	143	195	234	239	225	215	213
Nov.	24	24	29	103	173	225	245	246	243	175
Dic.	22	22	22	84	162	218	246	252	252	158

48 Grados										
	N (Sombra)	NNE/NNW	NE/NW	ENE/ENW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR
En.	15	15	15	53	118	175	216	239	245	85
Feb.	20	20	36	103	168	216	242	249	250	138
Mar.	26	26	80	154	204	234	239	232	228	188
Abr.	31	61	132	180	219	225	215	194	186	226
May	35	97	158	200	218	214	192	163	150	247
Jun.	46	110	165	204	215	206	180	148	134	252
Jul.	37	96	156	196	214	209	187	158	146	244
Agos.	33	61	128	174	211	216	208	188	180	223
Sept.	27	27	72	144	191	223	228	223	220	182
Oct.	21	21	35	96	161	207	233	241	242	136
Nov.	15	15	15	52	115	172	212	234	240	85
Dic.	13	13	13	36	91	156	195	225	233	65

40 Grados										
	N (Sombra)	NNE/NNW	NE/NW	ENE/ENW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR
En.	20	20	20	74	154	205	241	252	254	133
Feb.	24	24	50	129	186	234	246	244	241	180
Mar.	29	29	93	169	218	238	236	216	206	223
Abr.	34	71	140	190	224	223	203	170	154	252
May	37	102	165	202	220	208	175	133	113	265
Jun.	48	113	172	205	216	199	161	116	95	267
Jul.	38	102	163	198	216	203	170	129	109	262
Agos.	35	71	135	185	216	214	196	165	149	247
Sept.	30	30	87	160	203	227	226	209	200	215
Oct.	25	25	49	123	180	225	238	236	234	177
Nov.	20	20	20	73	151	201	237	248	250	132
Dic.	18	18	18	60	135	188	232	249	253	113

56 Grados										
	N (Sombra)	NNE/NNW	NE/NW	ENE/ENW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR
En.	10	10	10	21	74	126	169	194	205	40
Feb.	16	16	21	71	139	184	223	239	244	91
Mar.	22	22	65	136	185	224	238	241	241	149
Abr.	28	58	123	173	211	223	223	213	210	195
May	36	99	149	195	215	218	206	187	181	222
Jun.	53	111	160	199	213	213	196	174	168	231
Jul.	37	98	147	192	211	214	201	183	177	221
Agos.	30	56	119	165	203	216	215	206	203	193
Sept.	23	23	58	126	171	211	227	230	231	144
Oct.	16	16	20	68	132	176	213	229	234	91
Nov.	10	10	10	21	72	122	165	190	200	40
Dic.	7	7	7	7	47	92	135	159	171	23

Tabla A.6 COEFICIENTES DE SOMBREADO PARA VIDRIO CON O SIN SOMBREADO INTERIOR POR PERSIANAS VENECIANAS ENROLLABLES

	Tipo de vidrio	Espesor nominal de cada vidrio claro <sup>a</sup>	Transmisión solar <sup>b</sup>	Sin sombreado interior <i>k<sub>s</sub> = 4.0</i>		Tipo de sombreado interior				
						Persianas venecianas		Persianas enrollables		
						Medio	Claro	Oscuro	Claro	Translúcido
VIDRIO SENCILLO	Sencillo									
	Claro	3/32 a 1/4	0.87-0.80	1.00						
	Claro	1/4 a 1/2	0.80-0.71	0.94						
	Claro	3/8	0.72	0.90	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39	
	Claro	1/2	0.67	0.87						
	Claro con figuras	1/8 a 9/32	0.87-0.79	0.83						
	Absorbente de calor, con figuras <sup>c</sup>	1/8		0.83						
	Absorbente de calor <sup>d</sup>	3/16 a 1/4	0.46	0.69						
	Absorbente de calor, con figuras	3/16 a 1/4		0.69	0.57	0.53	0.45	0.30	0.36	
	Colorado	1/8 a 7/32	0.59-0.45	0.69						
	Absorbente de calor, o con figuras		0.44-0.30	0.60	0.54	0.52	0.40	0.28	0.32	
	Absorbente de calor <sup>e</sup>	3/8	0.34	0.60						
Absorbente de calor, o con figuras	1/2	0.44-0.30	0.53	0.42	0.40	0.36	0.28	0.31		
Vidrio recubierto reflector			0.30	0.25	0.23					
			0.40	0.33	0.29					
			0.50	0.42	0.38					
			0.60	0.50	0.44					
VIDRIO AISLANTE	Doble <sup>f</sup>									
	Claro afuera	3/32, 1/8	0.71 <sup>g</sup>	0.88	0.57	0.51	0.60	0.25	0.37	
	Claro adentro	1/4	0.61 <sup>g</sup>	0.81						
	Claro afuera									
	Claro adentro	1/4	0.36 <sup>g</sup>	0.55						
	Absorbente de calor afuera									
	Claro adentro			0.20	0.39	0.36	0.40	0.22	0.30	
	Vidrio recubierto reflector			0.30	0.19	0.18				
				0.40	0.27	0.26				
					0.34	0.33				
Triple	Claro	1/4		0.71						
	Claro	1/8		0.80						

Tabla A.7 TASAS DE GANANCIA DE CALOR DEBIDA A LOS OCUPANTES DEL RECINTO ACONDICIONADO\*

Actividad	Calor total por adulto masculino			calor total ajustado <sup>b</sup>			Calor sensible			Calor latente		
	Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h
Sentado en reposo	115	400	100	100	350	90	60	210	55	40	140	30
Sentado, trabajo muy ligero, escritura	140	480	120	120	420	105	65	230	55	55	190	50
Sentado, comiendo	150	520	130	170	580 <sup>c</sup>	145	75	255	60	95	325	80
Sentado, trabajo ligero, mecanografía	185	640	160	150	510	130	75	255	60	75	255	65
Parado, trabajo ligero o camina despacio	235	800	200	185	640	160	90	315	80	95	325	80
Trabajo ligero de banco	255	880	220	230	780	195	100	345	90	130	435	110
Caminando 3 mph trabajo ligero	305	1040	260	305	1040	260	100	345	90	205	695	170
trabajo con máquinas pesadas	350	1200	300	280	960	240	100	345	90	180	615	150
Boiche	400	1360	340	375	1280	320	120	405	100	255	875	220
Baile moderado	470	1600	400	470	1600	400	165	565	140	300	1035	260
Trabajo pesado, trabajo con máquinas pesadas, levantar pesas	585	2000	500	525	1800	450	185	635	160	340	1165	290
Trabajo pesado, ejercicios atléticos												

\* Nota: Los valores de la tabla se basan en una temperatura de bulbo seco de 78°F. Para 80°F BS, el calor total queda igual, pero el valor del calor sensible se debe disminuir en aproximadamente 8% y los valores del calor latente se deben aumentar proporcionalmente.  
<sup>b</sup> La ganancia total ajustada de calor se basa en el porcentaje normal de hombres, mujeres y niños en la aplicación que se menciona, bajo la hipótesis de que la ganancia por mujer adulta representa un 85% de la del hombre adulto, y la de un niño el 75%.  
<sup>c</sup> Calor total ajustado para comer en un restaurant, que incluye 60 BTU/h del alimento por individuo (30 BTU sensibles y 30 BTU latentes).  
<sup>d</sup> Para el boliche, se considera una persona por pista tirando y las demás sentadas (400 BTU/h) o paradas y caminando lentamente (970 BTU/h)

Tabla A.8. FACTORES DE CALOR SENSIBLE PARA CARGAS DE ENFRIAMIENTO DEBIDO A PERSONAS

Horas totales en el recinto	Horas después de cada entrada al recinto																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2	0.49	0.58	0.17	0.13	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
4	0.49	0.59	0.66	0.71	0.27	0.21	0.16	0.14	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01
6	0.50	0.60	0.67	0.72	0.76	0.79	0.34	0.26	0.21	0.18	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03
8	0.51	0.61	0.67	0.72	0.76	0.80	0.82	0.84	0.38	0.30	0.25	0.21	0.18	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04
10	0.53	0.62	0.69	0.74	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.42	0.34	0.28	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06
12	0.55	0.64	0.70	0.75	0.79	0.81	0.84	0.86	0.88	0.89	0.91	0.92	0.45	0.36	0.30	0.25	0.21	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08
14	0.58	0.66	0.72	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92	0.48	0.39	0.34	0.28	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11	0.09	0.08
16	0.62	0.70	0.75	0.79	0.82	0.85	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.49	0.39	0.33	0.28	0.24	0.20	0.18	0.16	0.16
18	0.66	0.74	0.79	0.82	0.85	0.87	0.89	0.90	0.92	0.93	0.94	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97	0.97	0.97	0.50	0.40	0.33	0.28	0.24	0.21

Tabla A.9 GANANCIAS DE CALOR DEBIDAS A APARATOS DOMÉSTICOS, BTU/h

TIPO DE APARATO	ELECTRICOS						DE GAS						DE VAPOR								
	Sin campana			Con campana <sup>2</sup>			Sin campana			Con campana <sup>2</sup>			Sin campana			Con campana <sup>2</sup>					
	Sensible	Latente	Total	100% Sensible	Total	100% Sensible	Sensible	Latente	Total	Sensible	Latente	Total	100% Sensible	Sensible	Latente	Total	100% Sensible	Sensible	Latente	Total	
Parrilla o asador de 31 in x 20 in x 18 in							11,700	6,300	18,000	3,600											
Cafetera y calentador de café por quemador	770	230	1,000	340			1,750	750	2,500	500											
Cafetera de 3 galones	2,550	850	3,400	1,000			3,500	1,500	5,000	1,000											
de 5 galones	3,850	1,250	5,100	1,600			5,250	2,250	7,500	1,500											
de 8 galones (gemelas)	5,200	1,600	6,800	2,100			7,000	3,000	10,000	2,000											
Freidor de grasa:																					
grasa # 15	2,800	6,600	9,400	3,000			7,500	7,500	15,000	3,000											
grasa # 21	4,100	9,600	13,700	4,300																	
Calentador de plátanos secos por pie cuadrado de parte superior	320	80	400	130			560	140	700	140											
Plancha de teir por pie cuadrado de parte superior	3,000	1,600	4,600	1,500			4,900	2,600	7,500	1,500											
Comal (dos unidades de calentamiento)							5,300	3,600	8,900	2,800											
Estufa de órdenes rápidos (parrillas abiertas) por quemador							3,200	1,800	5,000	1,000											
Mesa de vapor, por pie cuadrado							750	500	1,250	250											
Testador:																					
Continuo	1,960	1,740	3,700	1,200			3,600	2,400	6,000	1,200											
360 rebanadas por hora	2,700	2,400	5,100	1,600			6,000	4,000	10,000	2,000											
720 rebanadas por hora	2,230	1,970	4,200	1,300																	
Con expulsor de 4 rebanadas																					
Waffera de 18 in x 20 in x 13 in (2 parrillas)	1,680	1,120	2,800	900																	
Secadora de pelo:																					
Tipo ventilador	2,300	400	2,700																		
Tipo casco	1,870	330	2,200																		
Mecheros de laboratorio:																					
De Bunsen							1,680	420	2,100												
Cola de pescado							2,800	700	3,500												
De Meeker							3,360	840	4,200												
Anuncios de neón, por pie de tubo	60		60																		
Esterilizador	650	1,200	1,850																		
Máquinas expendedoras:																					
De bebidas calientes			1,200																		
De bebidas frías			625																		

Tabla A.10. PRODUCCIÓN DE CALOR DE EQUIPO  
MOTORIZADO, BTU/H

Potencia del motor	ubicación del equipo con respecto a la corriente de aire o al espacio acondicionado		
	Motor y máquina dentro	Motor fuera, dentro máquina	Motor dentro, máquina fuera
1/8	580	320	260
1/6	710	430	280
1/4	1,000	640	360
1/3	1,290	850	440
1/2	1,820	1,280	540
3/4	2,680	1,930	750
1	3,220	2,540	680
1-1/2	4,770	3,820	950
2	6,380	5,100	1,280
3	9,460	7,650	1,800
5	15,800	12,800	2,800
7-1/2	22,500	19,100	3,400
10	30,000	25,500	4,500
15	44,500	38,200	6,300
20	58,500	51,000	7,500
25	72,400	63,600	8,800

Tabla A.11. REQUISITOS DE VENTILACIÓN PARA OCUPANTES

	Personas estimadas por 100 ft <sup>2</sup> de área de piso	Aire de ventilación necesario por persona	
		FCM Mínimos	FCM Recomendados
<b>RESIDENCIAL</b>			
Viviendas de una unidad			
Salas y recámaras	5	5	7-10
Cocinas, baños	—	20	30-50
Viviendas de unidades múltiples			
Salas y recámaras	7	5	7-10
Cocinas, baños	—	20	30-50
<b>COMERCIAL</b>			
Sanitarios públicos	100	15	20-25
Comercios			
Pisos de venta (sótanos y plantas bajas)	30	7	10-15
Pisos de venta (pisos superiores)	20	7	10-15
Comedores	70	10	15-20
Cocinas	20	30	35
Cafeterías	100	30	35
Hoteles, moteles			
Recámaras	5	7	10-15
Salas	20	10	15-20
Baños	—	20	30-50
Salas de belleza	50	25	30-35
Peluquerías	25	7	10-15
Estacionamientos	—	1.5	2-3
Teatros			
Vestíbulos	150	20	25-30
Auditorios (no se fuma)	150	5	5-10
Auditorios (permiso fumar)	150	10	10-20
Boliches, zona de asientos	70	15	20-25
Gimnasios y arenas			
Pisos de ejercicios	70	20	25-30
Vestidores	20	30	40-50
Áreas de público	150	20	25-30
Piscinas	25	15	20-25
Oficinas			
Espacio de oficinas en general	10	15	15-25
Salas de juntas	60	25	30-40
<b>INSTITUCIONAL</b>			
Escuelas			
Salones de clase	50	10	10-15
Auditorios	150	5	5-7.5
Gimnasios	70	20	25-30
Bibliotecas	20	7	10-12
Vestidores	20	30	40-50
Hospitales			
Recámaras sencillas y dobles	15	10	15-20
Guarderías	20	10	15-20
Salas de cirugía, salas de parto	—	20	—



**Chiller Actuales.**



**Chiller Viejos.**



**Torres de Enfriamiento.**



**Tubería de Agua Helada y Condensación.**



***Bombas de Agua Helada y Condensación.***



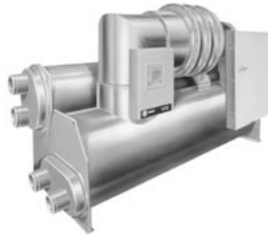


# CenTraVac™ Liquid Chillers

---

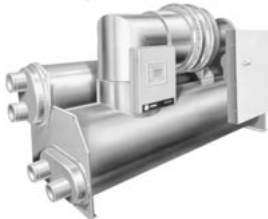
**Centrifugal Liquid Chillers/  
Water-Cooled  
170-3500 Tons  
50 and 60 Hz**

*Built For the Industrial and Commercial Markets*



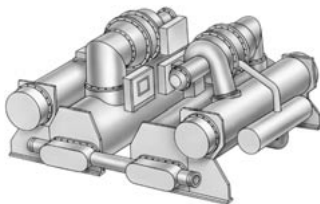
CVHE — Three Stage CVHG — Three Stage

170 500 450 1300



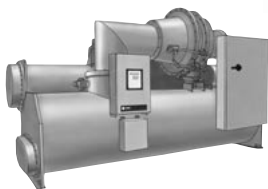
CVHF — Two-Stage CenTraVac

325 1750



LHCV — Module CenTraVac

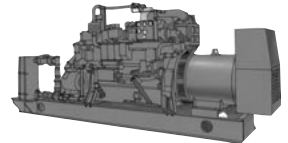
1300 3500



GPC — Gas Powered CenTraVac Package

170

3500





# World's Most Efficient Lowest Emissions Chiller

## Introduction

### What We Mean By Earth•Wise Breaking the .48 kW/Ton Efficiency Barrier

The Trane Earth•Wise CenTraVac has a proven track record as literally the world's most efficient, lowest emissions chiller. In fact, a portion of the product line is selectable at an unmatched efficiency level of .48 kW/ton, at standard ARI rated conditions. This is an efficiency level of 16 to 25 percent better than competitive chillers using other alternative refrigerants, which are typically in the .56 to .60 kW/ton range.

On a 1000-ton chiller, this efficiency difference can provide savings of over \$24,000 per year or nearly three quarters of a million dollars over the life of the machine . . . typically more than twice the initial cost of the machine. And, at part-load conditions, the kW/ton ratings are even better; a fact that can be seen by comparing Trane's ARI certified applied part load values (NPLV's) to those of competitive units.

The development of the .48 kW/ton chiller also has a positive environmental impact. Consider this: If every centrifugal chiller in the world were able to operate at .48 vs .56 kW/ton, utility generated greenhouse gas emissions could be reduced annually by nearly 17 billion pounds of CO<sub>2</sub> while SO<sub>2</sub> and NO<sub>x</sub> could be reduced by over 64 and 27 billion grams, respectively. This reduction is equivalent to removing more than two million cars from the road or to planting nearly 500 million trees each year.

### Lowest Total Refrigerant Emissions In The Industry

Furthermore, the Trane "near zero" emissions Earth•Wise chiller also has the lowest total refrigerant emissions in the industry. So low that it's essentially a closed system.

The key to the industry's highest energy efficiency and lowest leak rate is the use of a low pressure refrigerant DuPont calls SUVA-123; a refrigerant that has the lowest direct-effect global warming potential and the highest thermodynamic efficiency of all non-CFC refrigerants; a refrigerant in use in more new centrifugals today than all other alternatives combined.

### Balancing Our Accountability for Ozone Depletion, Global Warming and Energy Efficiency

Reduced power plant emissions and the industry's lowest refrigerant emission rate put the Trane .48 kW/ton Earth•Wise centrifugal chiller in a class by itself, from both a business and an environmental standpoint. The future lies in the prudent balance that takes into account the importance of ozone depletion, global warming and energy efficiency. A balance that is right for both business and the environment.

### Built For The Industrial Market

- Direct drive for reliability
- Multi-stage compressor for efficiency.
- "Near Zero" refrigerant emission design.
- Evaporator and condenser designed to maximize efficiency and reduce operating costs.
- Proven shell and tube design offering a variety of high performance heat transfer surfaces.
- Evaporator, condenser and compressor combinations allow selection of a chiller that best meets the system requirements.
- Options like heat recovery, free cooling, auxiliary condensers, ice storage and a unit-mounted starter for expanded capability and maximum efficiency.
- Complete factory assembly of the CenTraVac™ options for reduced jobsite assembly labor and expense.
- Machines designed for operating with environmentally acceptable HCFC-123.
- Trane patented fixed orifice system for ensuring proper refrigerant flow at all load conditions. This eliminates the need for other moving parts such as float valves, expansion valves.
- Low speed direct drive capability offers up to 5 percent more energy efficiency, at full load, than gear drive chillers. Also, low speed direct-drive operation improves reliability and maintenance costs are also lower.
- CenTraVac control panel
- Adaptive Control™
- Microprocessor based
- Complete operating status and diagnostics display.
- Interfaces with building management system.
- High efficiency Purifier™ Purge works as an early warning leak detector that also takes purge refrigerant emissions to an industry low.

# Contents

---

<b>Introduction</b>	2
<b>Features and Benefits</b> Components, Standard and Optional Features, Factory Performance Testing, Refrigeration Cycle, Control Panel	6
<b>Unit Options</b> Unit Mounted Starter, Adaptive Frequency Drives, Free Cooling	13
<b>System Options</b> Auxiliary Condenser, Ice Storage, Heat Recovery, Chilled Water Resets	21
<b>Application Considerations</b>	26
<b>Selection Procedure</b>	28
<b>Performance Data</b>	30
<b>Jobsite Connections</b>	32
<b>Controls</b>	33
<b>Weights</b>	39
<b>Physical Dimensions</b>	41
<b>Mechanical Specifications</b>	48



# Trane Hermetic Centrifugal Water Chillers

## Introduction

### A Tradition of Innovation

The first Trane centrifugal chiller, the Turbovac™ was introduced in 1938. The simple, direct drive, slow speed design of the Turbovac revolutionized the air conditioning industry. The chiller was attractive to customers because its hermetic design reduced frequent service requirements.

In 1951 the Trane CenTraVac™ centrifugal chiller was introduced. Its unique two stage compressor with multiple inlet guide vanes and patented economizer reduced energy consumption on typical applications to less than 0.8 kW/ton.

The model PCV CenTraVac chiller that was introduced in 1966, allowed quality air conditioning for applications as small as 120 tons.

In 1982 the CenTraVac chiller solidified its position as the industry leader by introducing a three-stage compressor and a two-stage economizer. As a result, this chiller was 5 to 20 percent more efficient than previous designs.

Today's CenTraVac chiller still relies on the dependability of the proven direct drive and exclusive slow speed operation. Low operating costs and high reliability continue to be the CenTraVac chiller hallmark.

#### When a source of energy other than electricity is required

The Trane CenTraVac has the standard option of being coupled to a Waukesha Enginator to quite simply convert natural gas to chilled water. With COPs in the range of 1.5 to 2.2 depending on options selected, makes this option a very simple and attractive alternative when an alternative fuel source is desired.

### Trane GPC\* Benefits

- Combines two industry-recognized and proven products, the Trane Earth•Wise CenTraVac and Waukesha Enginator
- Ability to do both base and peak shaving
- No on-site piping connections
  - Refrigerant leaks minimized
  - No need to remove refrigerant charge from chiller during downtime
  - Installations more flexible, simpler and cost effective
- Ability to place the engine generator set in a location remote of the chiller
  - Allows for efficient use of plant floor space
  - Provides flexibility in sound sensitive work areas

\*Limited availability for International orders – Please contact International CenTraVac Marketing Group.

### Unmatched Expertise

The performance and reliability of a CenTraVac™ chiller is backed by a team of experienced field sales engineers with support from headquarters experts. No other manufacturer can offer that degree of support to its customers.

In the design phase, application engineers can help answer your questions or solve your problems. During the selection phase, software engineers are available to help you evaluate equipment alternatives. At the installation stage, field start-up of the CenTraVac chiller is included in the purchase price. Trane offers this support and more when you need it.

### Delivery And Design Flexibility

If delivery time is a priority, Trane can meet your needs with a variety of quick shipment choices. Most fast track building schedules can be met with one of these choices.

Design flexibility means Trane can custom build a unit to specific job requirements. Design parameters such as shell type, compressor, kW/ton, waterside pressure drop, as well as full and part load performance can be built to meet requirements.

### ISO 9001 Certification

ISO 9001 Certification applies to the Trane La Crosse Business Unit. This process is based on the La Crosse Business Unit's ISO 9001 certified quality system. This system is documented in procedures which define how quality assurance activities are managed, performed, and continuously monitored. Included in the system are verification checkpoints from the time the order is entered until final shipment. In addition, product development for the marketplace is subjected to formal planning, review and validation. The system is designed to assure maximum consistency in meeting customer requirements.

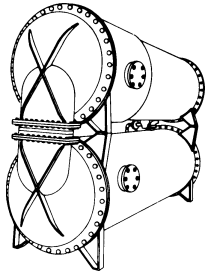
### The Beauty of Simplicity

The reliability of a centrifugal chiller starts with its basic product design. At Trane we've found that the straightest path to reliability is simplicity. Years of research and field testing have honed the design of the CenTraVac chiller to a simple, precise solution to a complex engineering problem.

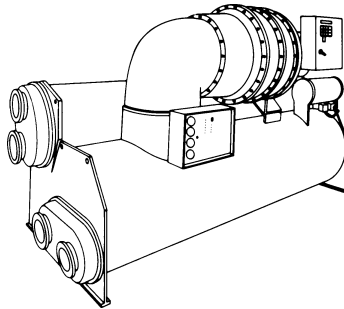
This simple design provides efficiency and reliability benefits. The Trane CenTraVac chiller has only one moving part — no gear boxes, couplings or extra shafts. The single rotating shaft is supported by two aircraft turbine grade/rated bearings. This direct drive concept minimizes the chance of failure for moving parts. It also reduces wear and drag on parts, resulting in more efficient operation.



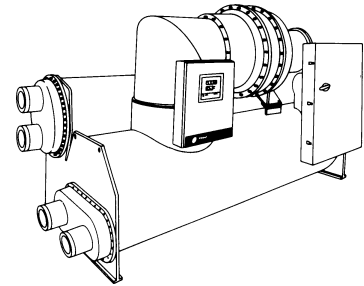
# Introduction



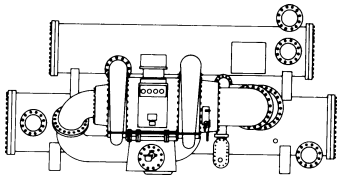
1939 — The Trane Turbovac



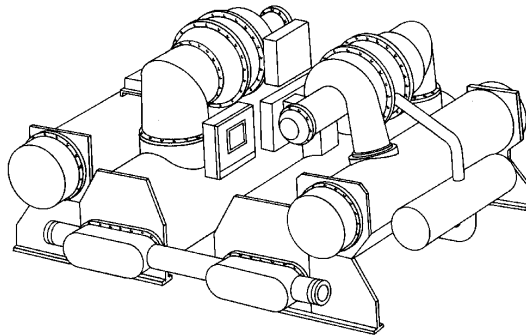
1982 — The three-stage CVHE CenTraVac Chiller



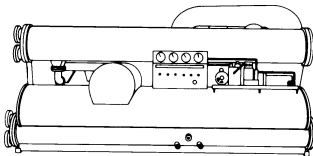
1992 — The two-stage CVHF CenTraVac Chiller



1951 — The original Trane CenTraVac chiller



1992 — The LHCV CenTraVac Modular Chiller system



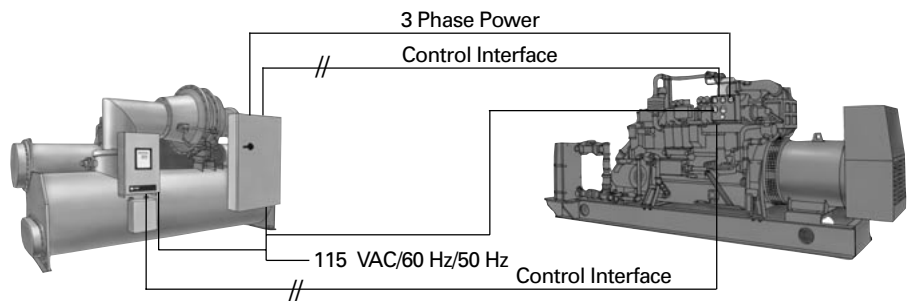
1965 — The Model PCV CenTraVac chiller

Specific Trane centrifugal chiller performance is certified by ARI Standard 550/590. Trane centrifugal chillers tested within the scope of the ARI program display the ARI symbol of compliance (shown on back cover) to certification sections of ARI Standard 550/590.

Purifier™ purge with Purifier Plus™ are rated in accordance with ARI Standard 580.

Those applications in this catalog specifically excluded from the ARI certification program are:

- Low temperature applications, including ice storage
- Glycol
- Chillers above 2000 tons
- Free cooling
- Heat recovery
- Auxiliary condenser
- Chillers that are 50 Hertz



1997 — The Gas Powered CenTraVac (GPC) Chiller Package



# Features and Benefits

# Attributes of Low Pressure Chiller Operation

## Comparing the Attributes of Low Pressure Chiller Operation to High Pressure Chiller Operation.

Trane CenTraVac chillers continue to offer time tested and proven low pressure refrigerants including the alternative

environment friendly HCFC- 123. Trane CenTraVac chillers provide the safety of low pressure with continued product improvement in leak proof design. Consider the following benefits of low pressure over high pressure chillers.

	Low Pressure	Medium/High Pressure
Evaporator	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Always at low negative pressure</li> <li>• Air leaks inward at low rate</li> <li>• Refrigerant lost: (# air leak in) x purge efficiency*</li> <li>• No refrigerant loss is into equipment room (vented to the outside via purge)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Always at positive pressure</li> <li>• Refrigerant leaks outward at moderate rate</li> <li>• Refrigerant loss is into equipment room</li> </ul>
Condenser	<ul style="list-style-type: none"> <li>• At positive pressure during operation</li> <li>• Usually at negative pressure during inactivity (air leaks inward)</li> <li>• Refrigerant leaks outward at very low rate during operation</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Always at high positive pressure</li> <li>• Refrigerant leaks outward at very high rate</li> </ul>
Monitoring of leak rate	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Trane Purifier Purge is able to continuously monitor in-leakage with a purge timer</li> <li>• Refrigerant monitor as required by ASHRAE</li> <li>• Purge timer can be connected to building automation system for notification of increased purge operation (in-leak). Similarly, the refrigerant monitor can be connected to the building automation system.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Only ways to monitor leak rate on high pressure chiller are               <ul style="list-style-type: none"> <li>— periodic leak checks</li> <li>— purchase refrigerant monitor</li> </ul> </li> <li>• Refrigerant monitor as required by ASHRAE</li> <li>• Normally the only time that a leak is detected on a high pressure chiller is during spring start-up. This means that a chiller which develops a leak in the summer, may leak continuously until the following spring.</li> </ul>
Typical Pressures (38°F evap.) (100°F cond.)	<b>HCFC-123</b> Evap: 18.7 inches of Mercury Cond: 6.1 psig	<b>HFC-134a</b> Evap: 33.1 psig Cond: 124.1 psig

\*Trane Purifier Purge efficiency does not exceed 0.002 lbs./refrigerant/lbs.-air

# Features and Benefits

# Control Panel

## Operator Control Panel

Trane has multi-language support for all chillers controlled by the UCP2™ including but limited to: CVHE, CVHF, CVHG, GPC and LHCV alarm. The standard Clear Language Display (CLD) supports eight languages including English, French, German, Spanish, Katakana, Italian, Portuguese and Dutch. The Complex Character CLD was added to support languages such as Traditional and Simplified Chinese, Japanese, Thai and Korean.

The Complex Character CLD is available as a retrofit kit for the standard CLD on the UCP2 panel. With the same wiring and mounting, it is as simple as disconnecting two wires, unbolting the existing CLD, bolting on the Complex Character CLD and reconnecting the two wires.

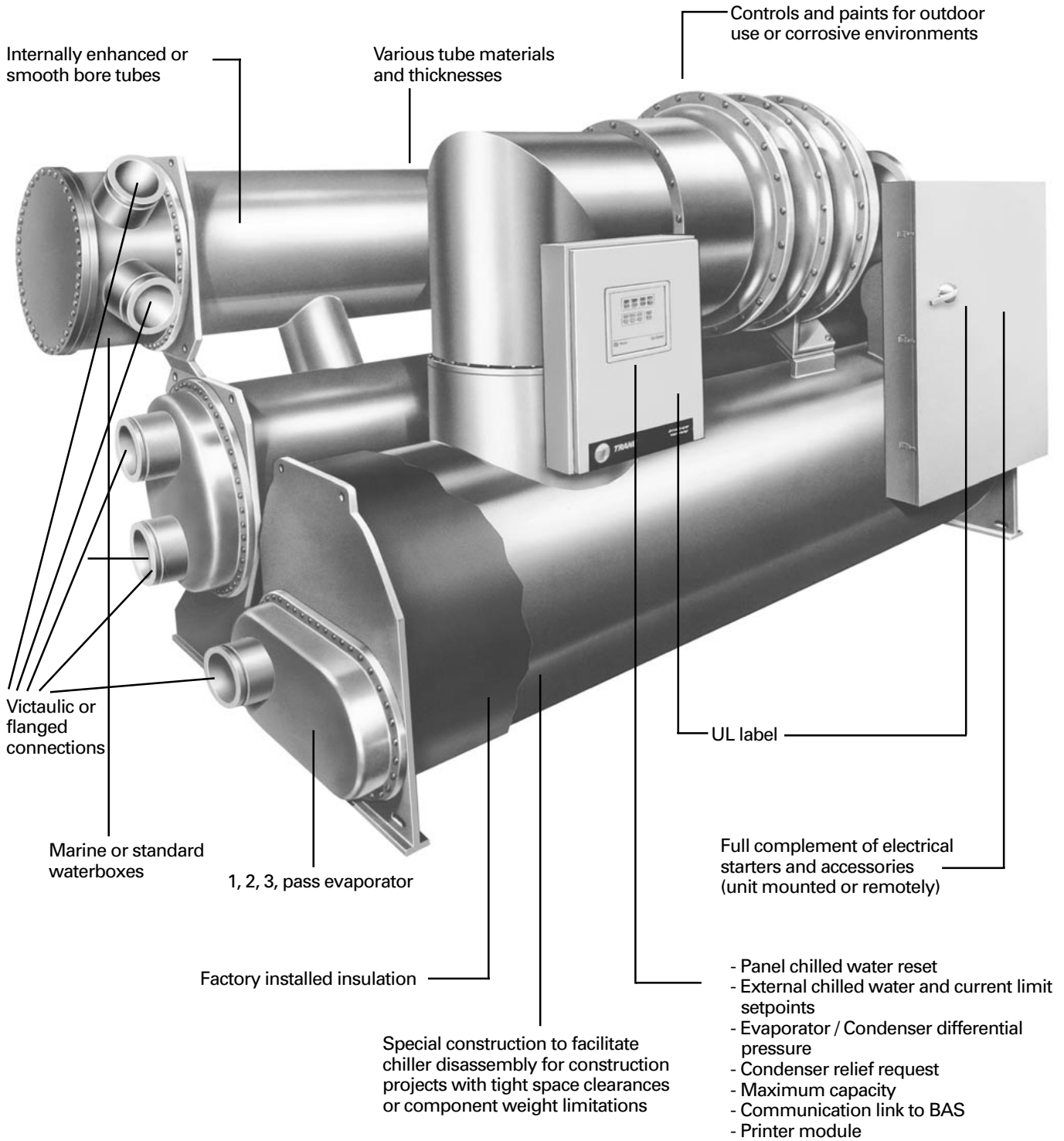
### Capabilities include:

- Super-twist LCD display with backlighting for readability.
- Chiller data (more than 200 items) including:
  - Status
  - Setpoints
  - Field start-up items
  - Machine configuration items
  - Service test items
- Status reports:
  - Chiller Report
  - Refrigerant Report
  - Compressor Report
- Custom report capability.
- More than 100 diagnostic messages including a history log of the last 20 diagnostics
  - An alarm indicator
  - Expanded help messages
  - Operator security
  - Internationally recognized symbols



# Features and Benefits

# Components



# Features and Benefits

# Standard and Optional Features

## Standard Features

The following features are provided as standard with all Trane CenTraVac™ chillers:

- Motor-compressor assembly with integral lubrication system.
- Evaporator condenser assembly.
- Two-stage economizer assembly on CVHE/CVHG style units (single-stage on CVHF style units).
- Prewired instrument and control panel.
- Oil and refrigerant charge.
- Oil heater.
- Isolation pads
- Wiring and conduit for purge and oil system interconnection to the main control panel.
- Installation, operation, and maintenance instructions.
- Start-up and operator instruction service.
- Advanced motor protection.

### CenTraVac Motor

The motor provided in the Trane CenTraVac chiller is a specially designed squirrel cage, two pole induction motor suitable for 50 and 60 hertz, three-phase current.

Trane CenTraVac motors are cooled by liquid refrigerant surrounding the motor windings and rotor. Use of liquid refrigerant results in uniform low temperatures throughout the motor, thereby promoting long motor life.

### Refrigerant/Oil Pump Motor

The oil pump motor is a 120 volt, 50/60 hertz,  $\frac{3}{4}$  hp, 1 phase motor with protective fusing and panel mounted contactor.

### Purge

The purge unit motor is a 120 volt, 50/60 hertz,  $\frac{3}{4}$  hp, 1 phase motor with integral overload protection and panel mounted contactor.

The use of an air-cooled condensing unit obtains separation temperatures in the purge drum as low as 0°F. Normal operating efficiency does not exceed 0.002 lbs. of refrigerant lost per pound of dry air removed. The purge system can be operated at any time, independent of chiller operation.

## Optional Features

Trane offers a selection of optional features to either complete the basic chiller installation or to allow modification for special purpose applications.

- Medium voltage (over 600 volts) hermetic compressor motor construction.
- Complete line of compressor motor starters.
- Unit mounted starter accessory on low voltage units up to an RLA of 1080 amps.
- Marine waterboxes for evaporators and condensers
- High pressure (300 psig working pressure) water side construction.
- Free cooling.
- Heat recovery or auxiliary condensers.
- Smooth bore tubing.
- Factory-applied thermal insulation
- One-inch deflection spring isolators for vibration-sensitive installations.
- Building automation systems (BAS) interface
- Variable speed drives
- Internally enhanced tubes
- Various tube wall thicknesses
- UL Label
- Three pass evaporator/one pass evaporator
- Special construction to facilitate chiller disassembly at the job
- CuNi Tubes
- Special paint and controls for outdoor use or corrosive environments
- Unit mounted refrigerator monitor

## Features and Benefits

## Factory Performance Testing

### Factory Testing for Assured Performance

To prove that your chiller will perform as promised, Trane offers factory performance testing, which you can witness.

Trane provides laboratory-grade, calibrated performance testing on ARI approved test loops that proves the performance of the chiller tailored to your application. The test provides:

- Confirmed efficiency
- Confirmed capacity
- Smooth trouble-free start-up confirmed through factory testing and commissioning of both chiller and controls

Trane believes centrifugal chiller testing is so important that we invested over \$2 million in CenTraVac testing facilities. Testing is in accordance with ARI Standard 550/590 and calibration of instrumentation meets or exceeds the National Institute of Standards Technology (NIST).

The industry has responded to the demand for more efficient chillers by developing machines with component mix-matching and many money saving options. It's possible that with the thousands of component combinations available, a specific chiller combination may be laboratory tested for the first time.

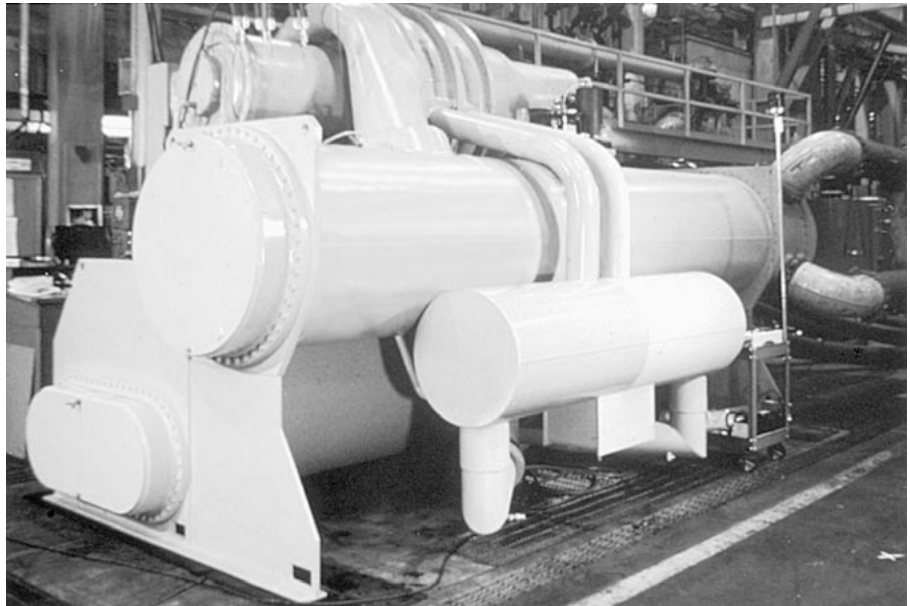
Trane offers two levels of CenTraVac performance testing:

- A performance test at design conditions plus a certified test report.
- A customer-witnessed performance test at design conditions plus a certified test report.

Trane is part of the ARI 550/590 certification program. The selection program and machines bear the ARI seal of approval. Performance testing is a key part of this program. While the certification program is technically sound, a factory run test, with your machine on the test stand, is still the best way to confirm machine performance and a trouble-free start-up.

The single package design of the CenTraVac chiller allows testing of each assembled chiller at the factory. Actually all components including the evaporator, condenser, compressor and control

panel are tested before final assembly. After assembly, performance testing of the chiller can confirm proper operation and virtually eliminate jobsite start-up problems.

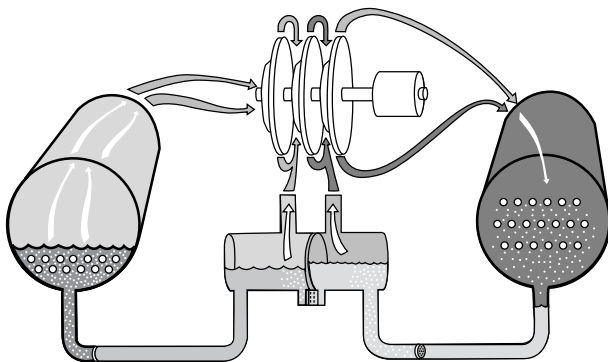


During customer witnessed performance tests of Trane CenTraVac chillers, a nickel can be balanced on the edge of the compressor-motor assembly, demonstrating the extremely low vibrations generated by the unit while operating at full and part load conditions.

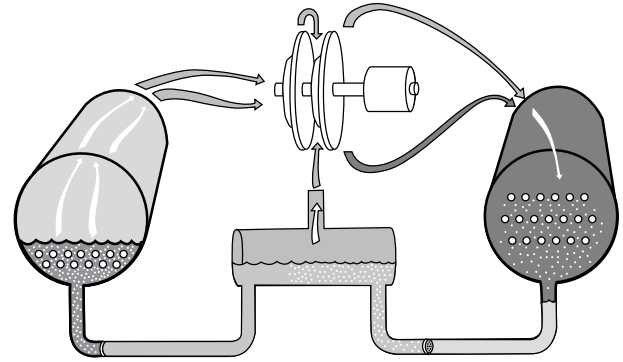
# Features and Benefits

# Refrigeration Cycle

## The CenTraVac™ Chiller Operating Cycle



Three Stage Refrigerant Flow



Two Stage Refrigerant Flow

### Design Simplicity

Impellers are keyed directly to the motor shaft for high reliability and performance and low life-cycle costs.

### Reliable Motor Cooling

The motor is engulfed in liquid refrigerant to provide efficient, complete cooling at all load conditions. This system is reliable and easy to maintain.

### Fixed Orifice Flow Control

For proper refrigerant flow control at all load conditions, the CenTraVac design incorporates the Trane patented fixed orifice system. It eliminates float valves, thermal expansion valves and other moving parts. Since there are no moving parts, reliability is increased.

### Quiet Operation

With only one moving component — the rotor and impeller assembly — the Trane low speed, direct drive design operates exceptionally quietly. The smoothly rotating CenTraVac compressor is inherently quieter than other compressor types. Typical CenTraVac chiller sound measurements are among the quietest in the industry. Trane can guarantee sound levels with factory testing and measurements in accordance with ARI standard 575.

### The Reliability Standard

Just as a multi-stage turbine is more efficient than a single stage turbine, the CenTraVac multi-stage compressors are more efficient and reliable than single-stage designs.

### Direct Drive Design — No Gear Losses

The direct drive compressor operates without speed increasing gears, thus eliminating gear energy losses. Compressors using gears suffer mesh losses and extra bearing losses in the range of three to five percent at full load. Since these losses are fairly constant over the load range, increasingly larger percentage losses result as load decreases.

### Multiple Stages of Compression

The compressor operates more efficiently over a wide range of capacities, virtually eliminating the need for energy wasting hot gas bypass as typically found on single stage chillers.

The radial component of velocity determines the ability of the chiller to resist interruption of smooth refrigerant flow when operating at light loads and with high condensing temperatures. This interruption in flow and unstable operation, called “surge” is avoided with the two-stage design.

### Inlet Guide Vanes

Part load performance is further improved through use of moveable designed variable inlet guide vanes. Inlet guide vanes improve performance by throttling refrigerant gas flow to exactly meet part load requirements and by prerotating refrigerant gas for optimum entry into the impeller. Prerotation of refrigerant gas minimizes turbulence and increases efficiency.

### Two-Stage Economizer

The CVHE/CVHG CenTraVac chiller has a two-stage economizer — providing up to seven percent greater efficiency than designs with no economizer. Since the CVHE/CVHG uses three impellers, it is possible to flash refrigerant gas at two intermediate pressures between the evaporator and condenser pressures, significantly increasing chiller efficiency. This improvement in efficiency is not possible in single-stage chillers since all compression is done by one impeller.

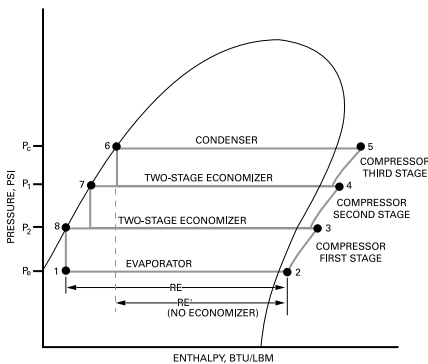
### Single Stage Economizer

The CVHF CenTraVac chiller has a single-stage economizer — providing up to 4½ percent greater efficiency than designs with no economizer. Since the CVHF CenTraVac uses two impellers, it is possible to flash refrigerant gas at an intermediate pressure between the evaporator and condenser pressures, significantly increasing chiller efficiency. This improvement in efficiency is not possible in single-stage chillers since all compression is done by one impeller.

# Features and Benefits

# Refrigeration Cycle (Cont.)

**Three-Stage CenTraVac P-H Diagram**



**CenTraVac™ Three-Stage P-H Diagram**

The pressure-enthalpy (P-H) diagram describes refrigerant flow through the major CVHE/CVHG chiller components. This diagram confirms the superior operating cycle efficiency of the three-stage compressor and two-stage economizer.

**Evaporator** — A liquid-gas refrigerant mixture enters the evaporator at state point 1. Liquid refrigerant is vaporized to state point 2 as it absorbs heat from the system cooling load. The vaporized refrigerant then flows into the compressor first stage.

**Compressor First Stage** — Refrigerant gas is drawn from the evaporator into the first stage compressor. The first stage impeller accelerates the gas increasing its temperature and pressure to state point 3.

**Compressor Second Stage** — Refrigerant gas leaving the first stage compressor is mixed with cooler refrigerant gas from the low pressure side of the two-stage economizer. This mixing lowers the enthalpy of the mixture entering the second stage. The second stage impeller accelerates the gas, further increasing its temperature and pressure to state point 4.

**Compressor Third Stage** — Refrigerant gas leaving the compressor second stage is mixed with cooler refrigerant gas from the high pressure side of the two-stage economizer. This mixing lowers the enthalpy of the gas mixture entering the third stage compressor. The third stage impeller accelerates the gas,

further increasing its temperature and pressure to state point 5, then discharges it to the condenser.

**Condenser** — Refrigerant gas enters the condenser where the system cooling load and heat of compression are rejected to the condenser water circuit. This heat rejection cools and condenses the refrigerant gas to a liquid at state point 6.

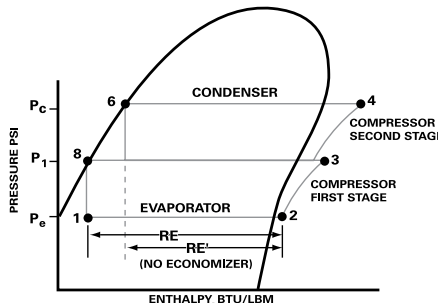
**Patented Two-Stage Economizer and Refrigerant Orifice System-Liquid** refrigerant leaving the condenser at state point 6 flows through the first orifice and enters the high pressure side of the economizer. The purpose of this orifice and economizer is to preflash a small amount of refrigerant at an intermediate pressure called P1. P1 is between the evaporator and condenser pressures. Preflashing some liquid refrigerant cools the remaining liquid to state point 7.

Refrigerant leaving the first stage economizer flows through the second stage orifice and enters the second stage economizer. Some refrigerant is preflashed at intermediate pressure P2. Preflashing the liquid refrigerant cools the remaining liquid to state point 8.

Another benefit of preflashing refrigerant is to increase the total evaporator refrigeration effect from RE' to RE. The two-stage economizer provides a seven percent energy savings compared to chillers with no economizer.

To complete the operating cycle, liquid refrigerant leaving the economizer at state point 8 flows through a third orifice system. Here, refrigerant pressure and temperature are reduced to evaporator conditions at state point 1.

**Two-Stage CenTraVac P-H Diagram**



**CenTraVac Two-Stage P-H Diagram**

The pressure-enthalpy (P-H) diagram describes refrigerant flow through the major CVHF chiller components. This diagram confirms the superior operating cycle efficiency of the two-stage compressor and economizer.

**Evaporator** — A liquid-gas refrigerant mixture enters the evaporator at state point 1. Liquid refrigerant is vaporized to state point 2 as it absorbs heat from the system cooling load. The vaporized refrigerant then flows into the compressor first stage.

**Compressor First Stage** — Refrigerant gas is drawn from the evaporator into the first stage compressor. The first stage impeller accelerates the gas increasing its temperature and pressure to state point 3.

**Compressor Second Stage** — Refrigerant gas leaving the first stage compressor is mixed with cooler refrigerant gas from the economizer. This mixing lowers the enthalpy of the mixture entering the second stage. The second stage impeller accelerates the gas, further increasing its temperature and pressure to state point 4.

**Condenser** — Refrigerant gas enters the condenser where the system cooling load and heat of compression are rejected to the condenser water circuit. This heat rejection cools and condenses the refrigerant gas to a liquid at state point 6.

**Economizer and Refrigerant Orifice System-Liquid** refrigerant leaving the condenser at state point 6 flows through the first orifice and enters the economizer. The purpose of this orifice and economizer is to preflash a small amount of refrigerant at an intermediate pressure called P1. P1 is between the evaporator and condenser pressures. Preflashing some liquid refrigerant cools the remaining liquid to state point 8.

Another benefit of flashing refrigerant is to increase the total evaporator refrigeration effect from RE' to RE. The economizer provides a 4½ percent energy savings compared to chillers with no economizer. To complete the operating cycle, liquid refrigerant leaving the economizer at state point 8 flows through a second orifice system. Here, refrigerant pressure and temperature are reduced to evaporator conditions at state point 1.



# Unit Options

# Unit Mounted Starter

## Unit-Mounted Starters

Trane factory installed options make installation of a CenTraVac™ chiller easier, faster and less costly. Another example of the Trane packaged concept is the factory installed unit-mounted star delta starter available on CenTraVac chillers up to 1300 tons capacity or solid-state starters up to 1000 tons, depending on jobsite electrical requirements. It's a single chiller/starter package designed for years of reliable operation and low life-cycle costs.

Installation cost is reduced by eliminating chiller-to-starter, starter-to-disconnect and starter-to-control panel field wiring. All this wiring is completed and tested in the factory, ensuring electrical integrity. Since most wiring is factory completed, electrical system design time is reduced.

Starter components are pre-engineered and selected to provide a reliable, cost effective chiller/starter package. This single source responsibility for the CenTraVac chiller and unit-mounted starter package is a real advantage. Potential scheduling problems associated with separate starter and chiller installations are eliminated. When the CenTraVac chiller arrives at the jobsite with the unit-mounted starter, the only remaining wiring is the main power wiring to the disconnect switch, and a few simple electrical interlocks to the chilled water and condenser water flow sensing devices.

To ensure a trouble-free start-up on the electrical side, the unit-mounted starter is tested with the chiller as part of the factory performance testing program.

Our commitment to customer and equipment safety offers the Underwriters Laboratories Inc. (UL) mark of safety on both chiller and starter and available accessories.

### Compressor Motor Starting Equipment Features

Trane can provide compressor motor starting equipment built to rigid Trane specifications. The types of starters available include:

#### Low Voltage (200 to 600 volts)

- Star (wye)-delta closed transition
- Full voltage

- Autotransformer, closed transition
- Solid-state starters

#### Medium Voltage (2300 to 6000 Volts)

- Full voltage
- Primary reactor, closed transition
- Autotransformer, closed transition

Medium voltage starters are provided as standard with a non-load break isolation switch and current limiting fuses.

All starters provided by Trane include the following standard features for safe, efficient application and ease of installation:

- NEMA 1 starter enclosure.
- 120 volt, 60 hertz, 1 phase fused pilot and safety circuits.
- Control power transformer (4.0 KVA) with 120 volt, 50 or 60 hertz, single-phase.
- One pilot relay to initiate start sequence from CenTraVac control circuit signal.
- Starter enclosures capable of being padlocked.
- Automatic transfer from wye to delta on any two-step starter.

#### In addition, Trane offers a wide selection of optional starter features.

- Starters with standard or high interrupting capacity circuit breakers, to provide disconnect means and short circuit protection (low voltage only).
- Ammeters and voltmeters.
- Special function pilot lights.
- Special NEMA enclosures.
- Ground fault protection.
- Power factor correction capacitors.
- I.O. Data Plus monitor device.

If the CenTraVac compressor starting equipment is provided by others, the starter must be designed in accordance with the current Trane standard engineering specification "Water-Cooled CenTraVac™ Starter Specification." It is also recommended that two copies of the interconnecting and control circuit wiring diagrams be forwarded to The Trane Company for review. This service is provided at no charge, and is intended to help minimize the possibility that Trane CenTraVac chillers will be applied in improper starting and control

systems. However, the responsibility for providing proper starting and control systems must remain with the system designer and the installer.

Contact your local Trane sales office for further information.

The typical equipment room layout for a Trane CenTraVac™ unit or remote mounted starter are shown in Figures O-1 and O-2. A NEMA 1, star-delta (wye-delta) type closed transition reduced voltage motor starter is mounted, as an optional accessory, on Trane CenTraVac chillers rated up to and including 1080 RLA on low voltage (600 volts and below) systems. All power and control wiring between the starter and the chiller are factory assembled. Factory assembly enhances total system reliability and integrity. Total installed chiller/starter costs are significantly reduced by the unit mounted starter option rather than a conventional remote mounted starter.

#### Benefits

- **Reduces starter installation costs 20 to 35 percent:**

- By eliminating chiller-to-starter field wiring
- By eliminating starter-to-disconnect switch field wiring (when optional circuit breaker is used)
- By eliminating field installed disconnect switch (when optional circuit breaker is used)
- By eliminating starter mounting pad and required equipment room floor space
- By eliminating control wiring from starter to control panel
- **Electrical system reliability is enhanced:**
- By reducing the number of field electrical connections
- By making starter-to-chiller electrical connections under factory-controlled conditions
- By testing the entire chiller/starter combination, in the factory
- By providing control components designed to operate with the unique CenTraVac motor/compressor start and protection subsystem
- **Single Source Responsibility**  
Trane retains complete responsibility for the starter and associated chiller/starter interconnecting wiring.

# Unit Options

# Unit Mounted Starter (Cont.)

- **System Design Time Cost Savings**  
System design time is reduced, since all starter components and interconnecting wiring are pre-engineered and selected.
- **Complete package available with Agency Approval**
- **Application**  
The Trane unit mounted starter can be applied on low voltage (600 volts) and below applications up to approximately 1300 tons capacity. To determine the unit mounted starter to be used with a particular selection, it is necessary to know the current draw of the compressor motor. The starter current draw must be greater than, or equal to, the compressor motor current draw.

- **Reliability**  
The unit mounted starter is a star-delta closed transition electromechanical starter. Motor starters of this configuration have proven reliability in thousands of centrifugal chiller applications around the world. The proven electromechanical concept plus the use of industrial quality components makes the CenTraVac unit mounted starter dependable in all kinds of service applications.

**Operation**  
The unit mounted starter is a star (wye) delta, closed transition, reduced voltage starter. When starting and during acceleration, the motor is connected in its wye configuration. Because of this arrangement the voltage applied to the

motor windings is reduced to one divided by the square root of three or 0.58 times line voltage. This reduction in winding voltage results in a reduction in inrush current. The inrush current is 0.33 times the full voltage locked rotor current rating of the motor. The accelerating torque of the motor is also reduced to 0.33 times the full voltage torque rating. This is sufficient to fully accelerate the compressor motor. The unit control panel monitors motor current during operation via current transformers located in the starter enclosure. When during acceleration the line current drops to approximately 0.85 times rated load current, transition is initiated. The closed transition feature provides for a continuous motor current flow during transition by placing resistors in the circuit momentarily. This prevents buildup of damaging torques to the system during this period. With the completion of transition, the motor windings are connected in the delta configuration with full line voltage.

Three precision current transformers monitor phase current. Contactor position and various voltage signals provide extensive interlocking between the starter and the microcomputer in the CenTraVac™ control panel. All logic and subsequent instruction originate in the unit control panel. Protection against the following starter defects is provided:

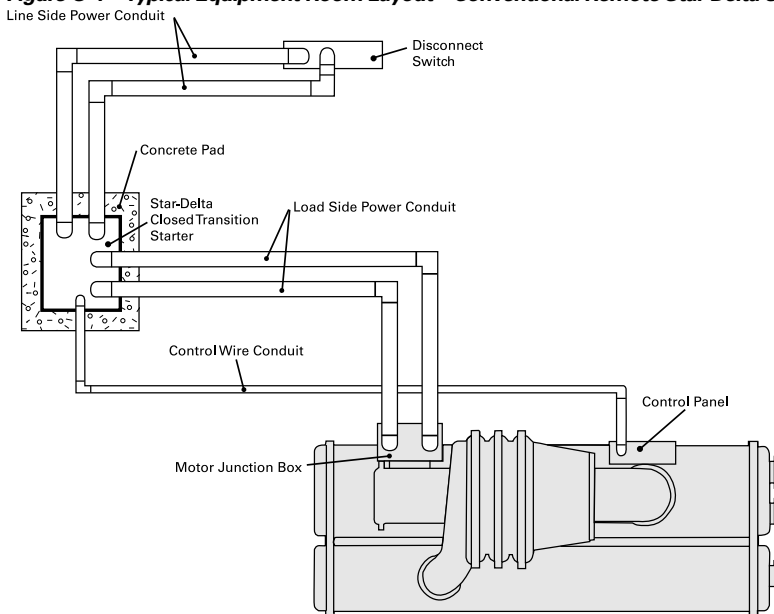
- High motor current (starting and running)
- Improper starter circuitry
- Excessive accelerating time
- Incomplete starting sequence
- Loss of phase
- Phase amperage unbalance
- Phase reversal
- Distribution fault

### Features

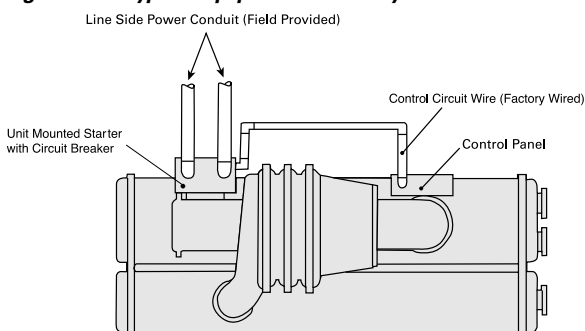
The Trane CenTraVac Unit Mounted Starter includes the following standard features:

- NEMA 1 enclosure, designed to accommodate padlock
- 3 KVA control power transformer with 120V secondary
- Fused 120V control circuit
- 3-phase incoming line terminals
- 6 output load terminals factory-connected to the motor

**Figure O-1 – Typical Equipment Room Layout – Conventional Remote Star-Delta Starter**



**Figure O-2 – Typical Equipment Room Layout – Unit-Mounted Star-Delta Starter**



# Unit Options

# Unit Mounted Starter (Cont.)

**Available options include:**

- **Circuit Breaker** — A standard interrupting capacity circuit breaker is available. The circuit breaker is mechanically interlocked to disconnect line power from the starter when the starter door is open.
- **High Interrupting Capacity Circuit Breaker** — A high interrupting capacity circuit breaker is available. This breaker is also interlocked to disconnect line power from the starter when the starter door is open.
- **Circuit Breaker with Ground Fault** — Ground Fault protection is available with either standard or high interrupting capacity circuit breakers. An indicating light is provided to indicate if a ground fault has occurred.
- **Current Limiting Circuit Breaker** — A standard circuit breaker incorporating the current limiters with fuse links is available. A fault current in excess of the circuit breaker capacity will blow the fuse links and interrupt the fault current. The circuit breaker cannot be reset until the blown current limiters are replaced.
- **Ground fault detection and protection** (available only with circuit breaker options)

The **solid-state starter** controls the starting characteristics of a motor by controlling the current that flow to the motor. It does so through the use of SCRs (Silicon Controlled Rectifiers), which are solid-state switching devices, and an integral bypass contactor for power control.

**SCR's**

An SCR will conduct current in one direction only when a control signal (gate signal) is applied. Because the solid-state starter is for use on AC (alternating current), two SCR's per phase are connected in parallel, opposing each other so that current may flow in both directions. For three- phase loads, a full six-SCR configuration is used. The connection is shown in Figure O-3.

During starting, control of current or acceleration time is achieved by gating the SCR on at different times within the half-cycle. The gate pulses are originally applied late in the half-cycle and then gradually applied sooner in the half-cycle. If the gate pulse is applied **late in the cycle**, only a **small increment of the wave form** is passed through, and the **output is low**.

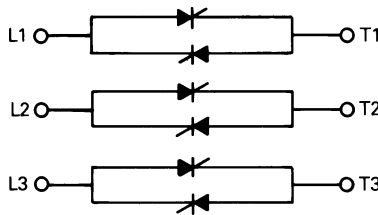
If the gate pulse is applied **sooner in the cycle**, a greater increment of the wave form is passed through, and **the output is increased**. So, by controlling the SCR's output voltage, the motor's acceleration characteristic and current inrush can be controlled. These forms are shown in Figure O-4.

**Integral Bypass Contactors**

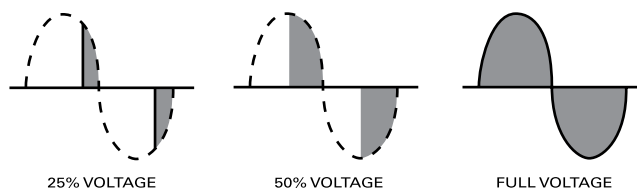
When the SCR's are fully "phased on," the integral bypass contactors are energized. The current flow is transferred from the power pole to the contactors. This reduces the energy loss associated with the power pole, which is otherwise about one watt per amp per phase.

When the starter is given the stop command, the bypass contactors are de-energized, which transfers the current flow from the contactors back to the power poles. Two-hundred fifty milliseconds later, the SCR's are turned off, and the current flow is stopped.

**Figure O-3 — Six-SCR Configuration**



**Figure O-4 — Wave Forms**



# Unit Options

# Adaptive Frequency Drives

### Benefits

Trane Adaptive Frequency drives\* provide motor control, but they are much more than just starters. They also control the operating speed of the chiller compressor motor by regulating output voltage in proportion to output frequency. Varying the speed of the compressor motor can translate into significant energy cost savings.

### Reliable, Optimized Compressor Efficiency for Energy Savings

Conventional chillers use inlet vanes to provide stable operation at part-load conditions. Capacity is reduced by closing the vanes while maintaining a constant motor speed. The drive can be used to significantly reduce power consumption by reducing motor speed at low load conditions. Trane patented AFD Adaptive Control™ logic safely allows inlet guide vane and speed control combinations that optimize part-load performance.

### To Avoid Mechanical Stress

Controlled “soft” start with linear acceleration results in limited starting current to eliminate motor stress, reduce power line disturbance and provide a lower power demand on start. Reduced motor speed as a result of reduced chiller load means less current drawn, less heat generated, increased motor winding life. This translates into longer time between compressor maintenance and less downtime throughout the life of the machine.

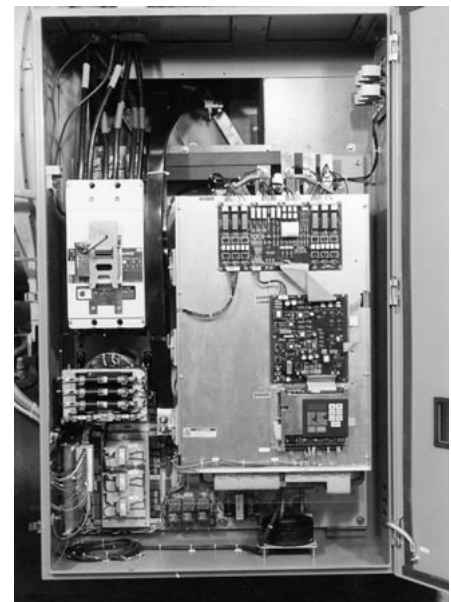
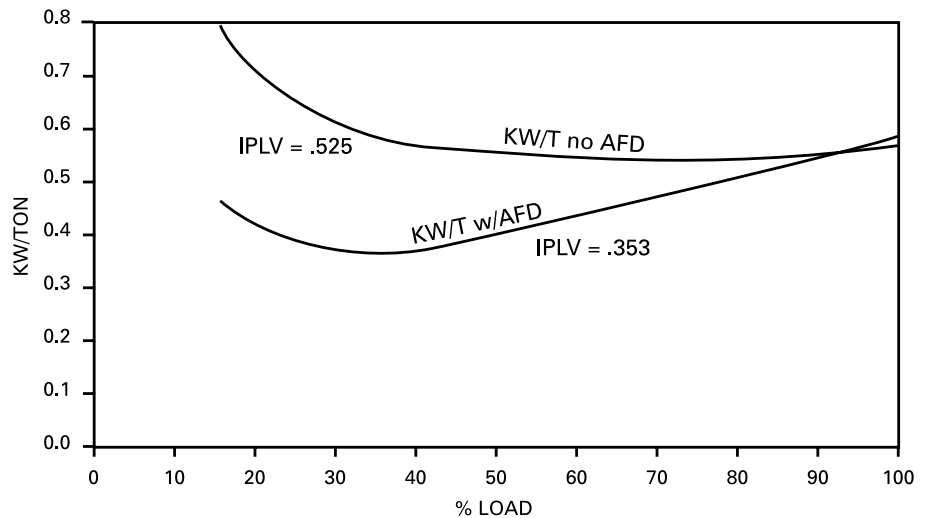
### Application

Certain system characteristics favor installation of an AFD because of energy cost savings and shorter payback. Among them are:

### A large number of part-load operating hours annually

Figure O-4, based on a CVHE500, 500-ton load at standard ARI conditions, shows that major kW savings occur at part-load conditions, typically below 90 percent load.

Figure O-4 — CVHE500 Part Load Efficiencies with/without AFD



# Unit Options

# Adaptive Frequency Drives

## Condenser water temperature relief of chilled water reset

Compressor lift reduction is required for a chiller application, both to provide stable chiller operation at part-loads and to achieve greater energy savings. Intelligent control to reduce condenser water temperature, or chiller water reset strategies are key to AFD savings in chiller applications.

## High kW Charges

Electric utility bills normally include both demand and energy components. The demand or kW portion is established by usage during utility peak hours, by individual peak usage or a combination. This portion may or may not be influenced by installation of an AFD. But the energy or kWh portion will almost certainly be reduced because of the improved efficiency of the chiller plant during part-load conditions throughout the year. The greater the kWh charge, the shorter the payback.

## Operation

The Trane AFD controls the speed of the chiller compressor by regulating the output voltage in proportion to the output frequency to provide a nominally constant rate of voltage to frequency as required by the characteristics of the compressor motor. Motor speed is proportional to this applied frequency.

The Trane AFD is a voltage source, pulse-width modulated (PWM) design. It consists of three basic power sections:

- Converter — Semi-conductor bridge rectifier takes incoming AC power and converts it to a fixed voltage DC bus.
- DC bus filter — The converted DC bus voltage contains a significant amount of ripple. The DC bus filter smooths the voltage ripple from the converter with capacitors and a DC link reactor to supply a fixed constant voltage to the inverter section. It also minimizes the electrical harmonics generated by the drive back to the distribution system.

- Inverter — Converts the DC voltage into a sinusoidal synthesized output AC voltage. This synthesized output controls both the voltage and frequency which is applied to the motor.

A fourth element of AFD design is the microprocessor control logic which is the intelligence for the power section. It also includes all feedback sensors required for stability in the system and any required shutdown due to a fault.

## Soft Start: Inrush Current and Torque

Trane AFD's are programmed to start the compressor motor from low frequency and low voltage. The motor is brought up to speed by increasing both frequency and voltage at the same ratio. Thus current and torque are much lower during start-up and acceleration than the high current, high torque associated with across-the-line or even reduced voltage starters.

Note that the actual torque developed by the AFD is the total of the torque required by the load and the accelerating torque. The AFD is rated by output current and is limited to a maximum of 100 percent continuous RLA through the chiller control (UCP2). A 100 percent output current capability results in 100 percent torque generated by the motor. In other words, the drive regulates output voltage in proportion to output frequency to maintain ideal motor flux and constant torque producing capability.

# Unit Options

## Free Cooling

### Free Cooling Allows Reduced Operating Costs

Consider a CenTraVac™ chiller option that can provide up to 45 percent of the nominal chiller capacity — without operating the compressor. Think of the significant energy and cost savings possible in many applications. This option is available on all Trane chillers, factory installed.

Free cooling operation is based on the principle that refrigerant migrates to the area of lowest temperature. When condenser water is available at temperatures lower than the required leaving chilled water temperature (typically 50 to 55°F), the unit control panel starts the free cooling cycle automatically.

When the free cooling cycle can no longer provide sufficient capacity to meet cooling requirements, mechanical cooling is restarted automatically by the unit control panel.

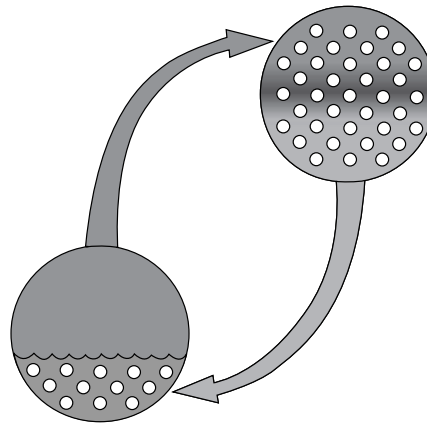
For example, a building with a high internal cooling load is located in a climate with cold winters. It is possible to cool the building exclusively with free cooling three to six months of the year! Free cooling payback can easily be less than a year.

Free cooling is completely factory installed and requires no more floor space or piping than the standard CenTraVac chiller (unlike plate frame heat exchangers).

#### Benefits

The Trane patented free cooling accessory for Trane CenTraVac™ chillers adapts the basic chiller so it may function as a simple heat exchanger using refrigerant as the working fluid. When condenser water is available at temperatures lower than the desired chilled liquid temperature, free cooling can provide up to 45 percent of nominal chiller capacity without operation of the compressor. This feature may result in substantial energy cost savings on many installations.

*Free Cooling Operation Schematic*



#### Reliability

Two simple valves are the only moving parts.

#### Single-Source Responsibility

Free cooling is Trane engineered, manufactured and installed.

#### Ease of Operation

Changeover on free cooling by single switch control.

#### Ease of Installation

Completely factory-installed and leak-tested components. All valve operators and controls are factory wired.

#### Application

Modern buildings often require some form of year-round cooling to handle interior zones, solar loads, or computer loads. As the outside air temperature decreases below the inside air design temperature, it is often possible to use an outside air economizer to satisfy the cooling requirements. There are a number of instances, however, where CenTraVac free cooling offers a number of advantages over the use of an outside air economizer. It is possible for the free cooling chiller to satisfy the cooling load for many hours, days, or months during the fall, winter, or spring seasons without operation of the compressor motor. This method of satisfying the cooling requirement can result in significant total energy savings over other types of systems. The savings available are most easily determined through the use of a computer energy analysis and economic program, such as TRACE™ (Trane Air Conditioning and Economics).

The suitability of free cooling for any particular installation depends upon a number of factors. The availability of low temperature condensing water, the quality of the outside air, the type of airside system, the temperature and humidity control requirements, and the cost of electricity all have a direct impact on the decision to use a free cooling chiller.

The use of CenTraVac free cooling depends on the availability of cold condenser water from a cooling tower, river, lake, or pond. As a general rule of thumb, locations which have a substantial number of days with ambient temperatures below 45°F wet bulb or more than 4000 degree-days per year are well suited to free cooling operation. A cooling tower usually must be winterized for off-season operation and the minimum sump temperature is limited by some cooling tower manufacturers. Cooling tower manufacturers should be consulted for recommendations on low temperature operation. With river, lake or pond supply, condenser water temperatures down to freezing levels are possible. Areas which have badly fouled air may be more conducive to free cooling operation than the use of an outside air economizer.

Airside systems which both heat and cool the air can often effectively use a free cooling chiller. Dual-duct, multizone, and reheat systems fall into this general category. As the outside temperature begins to fall, the cool outside air satisfies the cooling requirements (through an outside air economizer). As the outdoor air temperature becomes very low, the outdoor air may need to be heated in order to maintain the design supply air temperature when it is mixed with return air. This "heating penalty" can be eliminated by using CenTraVac free cooling. Warm chilled water temperatures provided by the free cooling chiller would allow a warmer air temperature off the chilled water coils, eliminating the heating energy required by using only an outside air economizer. With today's high cost electricity in most areas of the country, this heating penalty can be very significant.

# Unit Options

## Free Cooling

Temperature and humidity control requirements are important considerations when evaluating the use of CenTraVac free cooling. Low temperature outside air (from the outside air economizer) often requires a large amount of energy for humidification purposes. Free cooling operation helps to reduce these humidification costs on many applications.

It is important to note that those applications which require extremely precise humidity control typically cannot tolerate warmer than design chilled water temperatures. Therefore, since free cooling chillers normally deliver warmer than design chilled water temperatures, free cooling operation is usually not applicable with systems which require precise humidity control.

Also, free cooling is generally not used in conjunction with heat recovery systems, since mechanical cooling must be used to recover heat that will be used elsewhere in the building for simultaneous heating.

### Operation

Free cooling operates on the principle that refrigerant flows to the area of lowest temperature in the system. The Tracer™ system/Chiller Plant Manager (CPM) can be used for automatic free cooling control. When condenser water is available at a temperature lower than the required leaving chilled water temperature, the CPM starts the free cooling cycle. If the load cannot be satisfied with free cooling, the CPM or a customer supplied system can automatically switch to the powered cooling mode. If desired, the chiller can be manually switched to the free cooling mode at the unit control panel. Upon changeover to free cooling, the shutoff valves in the liquid and gas lines are opened and a lockout circuit prevents compressor energization. Liquid refrigerant drains by gravity from the storage tank into the evaporator, flooding the tube bundle. Since the refrigerant temperature and pressure will be higher in the evaporator than in the condenser, due to the water temperature difference, the refrigerant gas boiled off in the evaporator will flow to the condenser. The gas then

condenses and flows by gravity back to the evaporator. This automatic refrigeration cycle is sustained as long as a temperature difference exists between the condenser water and evaporator water.

The difference in temperature between the condenser and evaporator determines the rate of refrigerant flow between the two shells and hence the free cooling capacity.

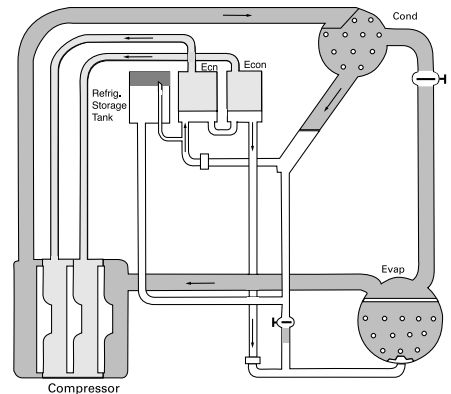
If the system load becomes greater than the free cooling capacity either the operator manually stops free cooling, a binary input from a customer-supplied system disables free cooling or the CPM can automatically perform this function. The gas and liquid valves close and the compressor starts. Refrigerant gas is drawn out of the evaporator by the compressor, compressed and introduced into the condenser. Most of the condensed liquid first takes the path of least resistance by flowing into the storage tank which is vented to the high pressure economizer sump by a small bleed line. When the storage tank is filled, liquid refrigerant must flow through the bleed line restriction. The pressure drop through the bleed line is greater than that associated with the orifice flow control device, hence liquid refrigerant flows normally from the condenser through the orifice system and into the economizer.

The free cooling accessory consists of the following factory-installed or supplied components:

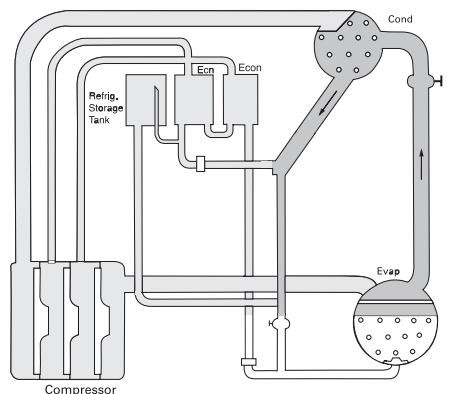
- A refrigerant gas line, including an electrically actuated shutoff valve, installed between the evaporator and condenser.
- A valved liquid return line including an electrically activated shutoff valve, between the condenser sump and evaporator.
- A liquid refrigerant storage vessel.
- Added refrigerant charge.
- Manual free cooling controls on the unit control panel.

For specific information on free cooling applications, contact the local Trane sales office.

**Figure O-5 — Compressor Operation Schematic**



**Figure O-6 — Free Cooling Operation Schematic**



# System Options

# Auxiliary Condenser

## Auxiliary Condenser

The Trane auxiliary condenser provides economical heat recovery for applications with small heating demand. It's well-suited to preheat applications including domestic hot water, boiler makeup water and swimming pools.

The Trane auxiliary condenser option consists of a separate condenser connected in parallel with the standard condenser to provide simple heat recovery capability for applications where full heat recovery or high heating water temperatures are not required. Heat which normally would be rejected to the regular condenser water is picked up in the auxiliary condenser before the water enters the hot water heating system. Typical uses for this water include domestic water preheat, boiler makeup water preheat, and reheat air conditioning systems, as opposed to traditional heat recovery applications where higher temperature water is used to satisfy a building heating load, provide full heat input for domestic hot water, or provide the typically larger flow rates of hot water for process applications.

The auxiliary condenser not only captures energy otherwise lost, it also increases chiller efficiency.

Auxiliary condensers are available in two sizes: standard and large. Because the auxiliary condenser is a separate condenser, there is no cross contamination between the cooling tower water and the heat recovery water circuits.

No temperature controls are required. Auxiliary condensers are factory mounted and tested.

## Benefits

### Simplicity

No temperature controls are required. Auxiliary condensers are factory-mounted and tested.

### Flexibility

Two auxiliary condenser sizes are available — standard and large. Either auxiliary condenser can be applied to any size CenTraVac™.

### Safe

Because the auxiliary condenser is a separate condenser, there is no possibility of cross contamination between the cooling tower water and the auxiliary condenser water circuits.

### Efficient

Use of the auxiliary condenser option actually increases the chiller's efficiency by increasing condenser heat transfer surface area and lowering the pressure differential the compressor must generate.

Decreased life cycle operating costs result through use of the auxiliary condenser option because heat, which normally would be rejected by the cooling tower circuit, is now used for building heating requirements.

### Application

A simultaneous demand for heating and cooling is necessary to apply any heat recovery system. Common uses for heated water from an auxiliary condenser include domestic water preheat, reheat air conditioning systems, and boiler makeup water. Building use is not limited to the traditional heat recovery candidates. Schools, hospitals, office buildings, and hotels have all proved to be excellent applications for the auxiliary condenser option.



# System Options

# Auxiliary Condenser (Cont.)

### Controls

The auxiliary condenser was designed for simplicity of operation. Machine load, water flow rate, and temperature determine the amount of heat recovered. There are no controls needed for heating water temperature because no attempt is made to maintain a specific hot water temperature in or out of the auxiliary condenser.

### Operation

The auxiliary condenser is a factory-mounted, separate, shell and tube heat exchanger available on water-cooled CenTraVac chillers.

Because hot refrigerant gas always migrates to the area of lowest temperature, auxiliary condenser operation is simple. As hot gas leaves the compressor, it is free to flow to the auxiliary condenser or the standard condenser. Since water entering the auxiliary condenser is normally colder than that entering the standard condenser, the auxiliary condenser will have a lower bundle temperature and will attract the refrigerant gas. The auxiliary condenser will recover as much heat as the machine cooling load,

heating water temperature, and flow rate will allow. All remaining heat will automatically be rejected through the standard condenser to the atmosphere through the cooling tower. No controls are needed to balance heat rejection in the two condensers.

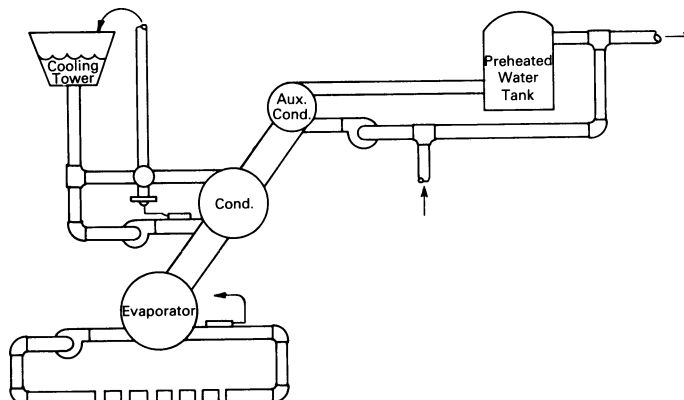
Good system design will include a heated water bypass to ensure that water does not circulate through the auxiliary condenser when the chiller is de-energized. There are several ways to bypass the auxiliary condenser. When the hot water system is installed as shown in the figure below, the bypass is automatic if the heating water pump is interlocked with the chiller compressor motor.

Another bypass arrangement is to install a diverting valve. When interlocked with the compressor motor, this valve diverts the heating water flow to the conventional heating system whenever the chiller is not operating. These are only examples of the many ways of accomplishing a bypass.

Contact your local Trane sales office for further specific information.

**Table O-1 — Auxiliary Condenser Flow Limits and Connection Sizes**

Auxiliary Condenser Bundle Size	Two Pass				Connection Size (In)
	Inter Enhanced		Smooth Bore		
	Minimum Gpm	Maximum Gpm	Minimum Gpm	Maximum Gpm	
Standard	74	276	70	258	5
Large	121	453	115	423	5





# System Options

## Ice Storage

### Ice Storage Provides Reduced Electrical Demand

Ice storage is the hottest thing in cooling today. It has been accepted by building owners and tenants who are concerned about utility costs.

An ice storage system uses a standard chiller to make ice at night when utilities charge less for electricity. The ice supplements or even replaces mechanical cooling during the day when utility rates are at their highest. This reduced need for cooling results in big utility cost savings.

Another advantage of ice storage is standby cooling capacity. If the chiller is unable to operate, one or two days of ice may still be available to provide cooling. In that time the chiller can be repaired before building occupants feel any loss of comfort.

The Trane CenTraVac chiller is uniquely suited to low temperature applications like ice storage because it provides multiple stages of compression. Competitive chillers provide only one stage. This allows the CenTraVac chiller to produce ice efficiently, with less stress on the machine.

Simple and smart control strategies are another advantage of the CenTraVac chiller for ice storage applications. Trane Tracer™ building management systems can actually anticipate how much ice needs to be made at night and operate the system accordingly. The controls are integrated right into the chiller. Two wires and preprogrammed software dramatically reduce field installation cost and complex programming.

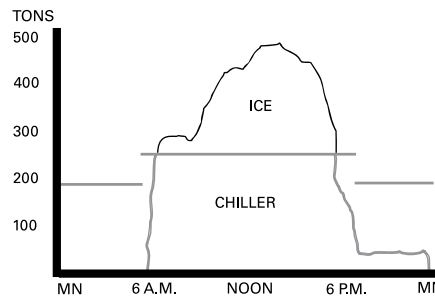
Trane centrifugal chillers are well suited for ice production. The unique multi-stage compressor design allows the lower suction temperatures required to produce ice and the higher chiller efficiencies attributed to centrifugal chillers. Trane three stage and two stage centrifugal chillers produce ice by supplying ice storage vessels with a constant supply of 22 to 24°F glycol. Centrifugal chillers selected for these lower leaving fluid temperatures are also

selected for efficient production of chilled fluid at nominal comfort cooling conditions. The ability of Trane chillers to serve “double duty” in ice production and comfort cooling greatly reduces the capital cost of ice storage systems.

A glycol solution is used to transfer heat from the ice storage tanks to the centrifugal chiller and from the cooling coils to either the chiller or ice storage tanks. The use of a freeze protected solution eliminates the design time, field construction cost, large refrigerant charges, and leaks associated with ice plants. Ice is produced by circulating 22-24°F glycol through modular insulated ice storage tanks. Each tank contains a heat exchanger constructed of polyethylene tubing. Water in each tank is completely frozen with no need for agitation. The problems of ice bridging and air pumps are eliminated.

When cooling is required, ice chilled glycol is pumped from the ice storage tanks directly to the cooling coils. No expensive heat exchanger is required. The glycol loop is a sealed system, eliminating expensive annual chemical treatment costs. The centrifugal chiller is also available for comfort cooling duty at nominal cooling conditions and efficiencies. The modular concept of glycol ice storage systems and the proven simplicity of Trane Tracer™ controls allow the successful blend of reliability and energy saving performance in any ice storage application.

**Ice Storage Demand Cost Savings**



The ice storage system is operated in six different modes: each optimized for the utility cost of the hour.

- 1 Provide comfort cooling with chiller
- 2 Provide comfort cooling with ice
- 3 Provide comfort cooling with ice and chiller
- 4 Freeze ice storage
- 5 Freeze ice storage when comfort cooling is required
- 6 Off

Tracer optimization software controls operation of the required equipment and accessories to easily transition from one mode of operation to another. For example:

Even with ice storage systems there are numerous hours when ice is neither produced or consumed, but saved. In this mode the chiller is the sole source of cooling. For example, to cool the building after all ice is produced but before high electrical demand charges take effect, Tracer sets the centrifugal chiller leaving fluid setpoint to its most efficient setting and starts the chiller, chiller pump, and load pump.

When electrical demand is high, the ice pump is started and the chiller is either demand limited or shut down completely. Tracer controls have the intelligence to optimally balance the contribution of ice and chiller in meeting the cooling load.

The capacity of the chiller plant is extended by operating the chiller and ice in tandem. Tracer rations the ice, augmenting chiller capacity while reducing cooling costs.

When ice is produced, Tracer will lower the centrifugal chiller leaving fluid setpoint and start the chiller, chiller and ice pumps, and other accessories. Any incidental loads that persists while producing ice can be addressed by starting the load pump and drawing spent cooling fluid from the ice storage tanks.

For specific information on ice storage applications, contact your local Trane sales office.

# System Options

## Heat Recovery

### Heat Recovery

Use of the Heat Recovery CenTraVac™ can significantly reduce the energy operating costs of many buildings by using heat which normally would be rejected to the atmosphere. Typical uses for this heat are perimeter zone heating, reheat air conditioning systems and any hot water requirements. Any building with a simultaneous heating and cooling load is a potential candidate.

Most heating applications require water temperatures higher than the 85°F to 95°F typically sent to the cooling tower. Therefore, most heat recovery chillers are required to produce higher leaving condenser water temperatures, and thus will not duplicate the energy efficiencies of cooling-only machines. Figure O-7 illustrates the typical operating cycles of a cooling-only machine and a heat recovery machine. The most noticeable differences are:

- 1 The pressure differential provided by the compressor is much greater for the heat recovery cycle.
- 2 The amount of heat rejected from the heat recovery condenser is greater than that which would be rejected in cooling-only operation.
- 3 There is a decrease in the refrigeration effect. (RE) Higher condensing pressures increase the intermediate pressure in the economizer. Therefore, the liquid in the economizer has a higher enthalpy during the heat recovery mode than during standard chiller operation and the refrigeration effect is slightly decreased. Because of this decreased refrigeration effect, the compressor must pump more gas per ton of refrigeration.

The effect of this increased pressure differential and decreased refrigeration effect is a heat recovery machine which has a higher kW/ton energy consumption during heat recovery operation.

Typical catalog kW/ton for heat recovery machines operating in the heat recovery mode range from .64 to .84 kW/ton compared to a range of .61 to .79 for a cooling-only machine. Not only can there be an energy consumption penalty

paid due to the inherent differences in operating cycles for heat recovery machines, but traditional machine design can add to that energy handicap. In the past, a heat recovery machine's operating efficiency was normally penalized year-round by having the capability to produce high heating water temperatures. Impellers are selected to produce the maximum required refrigerant pressure difference between the evaporator and condenser, Figure O-8. Usually, that meant the impeller diameters were determined by the heat recovery operating conditions.

During cooling-only operation, the condensing pressures and temperatures are normally lower than during the heat recovery operation. So, in essence, the impeller diameters were oversized. This would result in a compressor efficiency during cooling-only season which was lower than if the impellers had been selected for a cooling-only application.

The multi-stage compressor and advanced impeller design on the CenTraVac™ chiller reduce this costly energy penalty. Neither the capacity nor the power consumption changes substantially as the heat recovery operating conditions divert from the cooling-only condition. The multi-stage compressor allows a closer match of impeller size to the operating condition. In addition, the computer designed impellers and crossover are designed to reduce losses as the kinetic energy of the refrigerant gas is converted to static pressure.

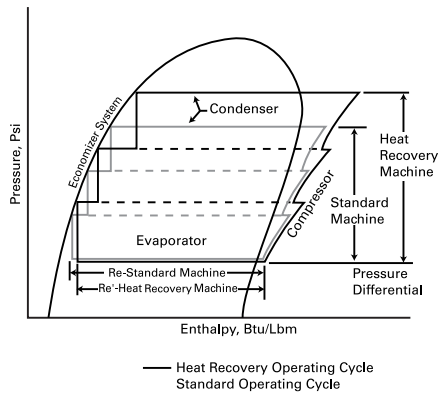
These advances make the Trane Heat Recovery CenTraVac™ chillers even more attractive now than in the past.

- The CenTraVac heat recovery chiller was designed for efficient operation with kW/ton efficiencies among the best in the industry for heat recovery chillers.
- The energy penalty paid in the past to operate a heat recovery machine in the cooling-only mode is essentially eliminated.

# System Options

# Heat Recovery (Cont.)

Figure O-7 — Typical Operating Cycles



**Simultaneous Heating and Cooling**  
The Trane Heat Recovery CenTraVac™ chiller is an excellent choice for applications requiring simultaneous heating and cooling. CenTraVac models save energy by recovering heat normally rejected to the atmosphere and putting that energy to use providing space heating, building hot water or process hot water. This heat is provided at a fraction of conventional heating systems cost. A heat recovery CenTraVac can provide 95 to 120°F hot water.

An advanced computer selection program chooses a heat recovery condenser to match your needs. Two separate condenser shells are used with the Heat Recovery CenTraVac chiller. The heating circuit and cooling tower circuit are separate, preventing cross

contamination. Refrigerant gas from the compressor flows into both condenser shells allowing heat rejection to one or both condenser water circuits.

The reliability of the Heat Recovery CenTraVac chiller has been proven in installations around the world. This option is completely factory packaged.

To further reduce the system energy requirements, the following design considerations should be incorporated into any heat recovery system.

### System Design Considerations

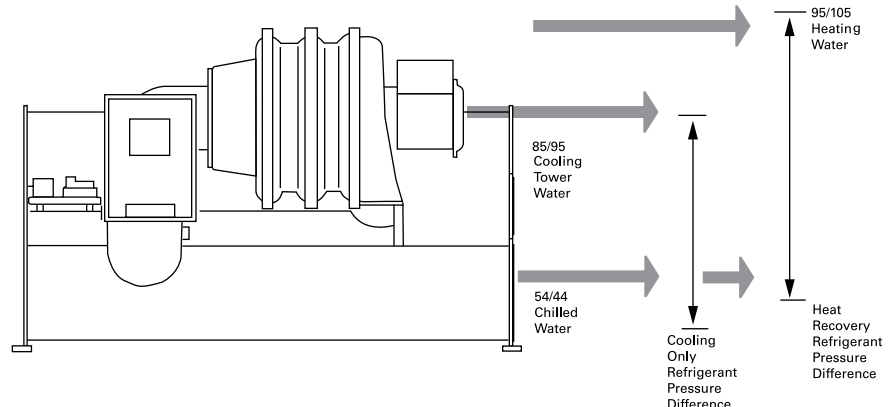
**Heating Water Temperatures and Control** — It is always desirable to use as low a heating water temperature as the application allows. Experience has shown that a design heating water temperature of 105 to 110°F can satisfy most heating requirements. Lower heating water temperatures increase the chiller operating efficiency both in the heating mode and in the cooling mode. In general, the heat recovery power consumption will increase 7 to 14 percent for every 10°F increase in the design heating water temperature. A consideration which is just as important as the design heating water temperature is how that temperature is controlled. In most cases, the heating water temperature control should be designed to maintain the return heating water temperature. By allowing the supply water temperature to float, the mean water temperature in the system drops

as the chiller load decreases and less heat is rejected to the condenser. As the mean heating water temperature drops, so does the refrigerant condensing temperature and pressure difference which the compressor is required to produce at part load. This increases the unloading range of the compressor.

When the supply heating water temperature to the building system is maintained and the return heating water temperature to the condenser is allowed to float, the mean heating water temperature actually rises as the chiller load decreases and less heat is rejected to the condenser. As Figure O-8 illustrates, when the compressor unloads, the pressure difference that it must oppose to prevent surging remains essentially the same, while the compressor's capability to handle the pressure difference decreases. Therefore, the unit's capability to unload without the use of hot gas bypass is reduced.

Hot gas bypass artificially increases the load on the compressor (cfm of refrigerant gas) by diverting refrigerant gas from the condenser back to the compressor. Although hot gas bypass increases the unit's power consumption by forcing the compressor to pump more refrigerant gas, it will increase the heat available to recover for those applications where significant heating loads remain as the cooling load decreases.

Figure O-8 — Refrigerant Pressure Difference

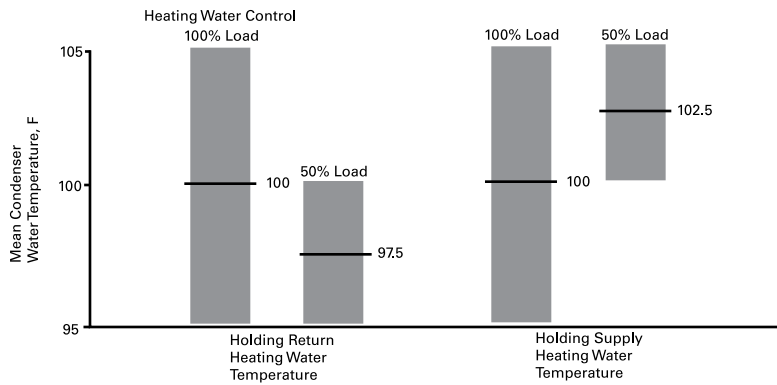


# System Options

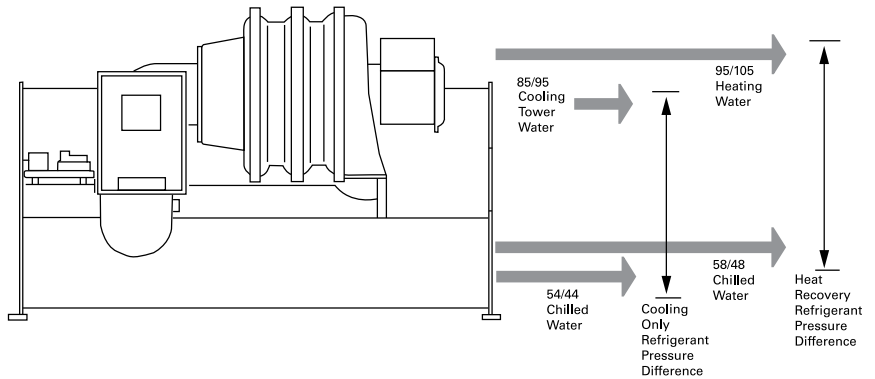
# Chilled Water Reset

**Chilled Water Reset** — Chilled water reset is often a practical means of reducing energy consumption during periods of the year when heating loads are high but cooling loads are reduced. Resetting the chilled water temperature increases the evaporator refrigerant pressure. This increased evaporator pressure reduces the pressure differential the compressor must generate while in the heat recovery mode. A secondary benefit of chilled water reset is that it enables the chiller to produce higher heating water temperature than would normally be possible.

**Figure O-9 — Heating Water Control**



**Figure O-10 — Chilled Water Reset**





# Application Considerations

## CVHE, CVHG, CVHF

### For Applications Requiring CVHE 170-500 Tons (60 Hz) CVHG 450-1300 Tons (50 Hz)

The Trane multi-stage CenTraVac chiller is built with a commitment to quality which has made it the world's premier centrifugal chiller.

- A multi-stage compressor for superior efficiency compared to single stage designs. Multi-stages also provide stable, surge-resistant operation.
- Exceptionally quiet operation — lowest sound levels in the industry.
- Patented two-stage economizer provides up to seven percent efficiency increase and similar energy cost decrease.

### CVHF 325 To 1750 Tons (60 Hz)

The two-stage CenTraVac chiller, built with the same tradition and commitment to quality.

- Two-stage compressor for continued superior efficiency over single stage designs.
- Exceptionally quiet operation — lowest sound level in the industry.
- Patented single-stage economizer provides up to five percent efficiency increase and similar energy cost decrease.

### For Applications Requiring 1300-3500 Tons (60 Hz), Choose LHCV

- The LHCV chiller system is the modern solution for large central plant applications. It offers significant first cost and operating cost advantages compared to field-assembled very large chillers.
- The Trane Integrated Comfort™ system (ICS) is the key to high performance for the LHCV system. Applications software takes advantage of Trane chiller and chiller plant expertise delivering sophisticated chiller plant sequencing capabilities in an easy to use prepackaged system.
- The LHCV extends the CenTraVac™ chiller line from 1300 to 3000 tons. The hermetic, direct drive design delivers the quality and reliability you need and have come to expect from large chillers. The dependability is especially critical for the large central plants that the LHCV is ideally suited for.
- The modular design concept of the LHCV chiller system paired with the chiller plant optimization capability of Trane Integrated Comfort systems (ICS) provides the flexibility you need to optimize your central chiller water plant design. This system configuration is ideally suited to deliver the highest performance for free cooling, heat recovery and combined energy source systems.

# Application Considerations

## Condenser Water Limitations

Trane CenTraVac™ chillers start and operate over a range of load conditions with controlled water temperatures. Reducing the condenser water temperature is an effective method of lowering the chiller power input. However, the effect of lowering the condenser water temperature may cause an increase in system power consumption.

In many applications Trane CenTraVac chillers can start and operate without control of the condenser water temperature. However, for optimum system power consumption, and for any applications with multiple chillers, control of the condenser water circuit is recommended. Integrated control of the chillers, pumps and towers is easily accomplished with Trane's UCP2 and/or Tracer system.

### Water Treatment

The use of untreated or improperly treated water in a chiller may result in scaling, erosion, corrosion, algae or slime. It is recommended that the services of a qualified water treatment specialist be used to determine what treatment, if any, is advisable. The Trane Company assumes no responsibility for the results of untreated, or improperly treated water.

### Water Pumps

Avoid specifying or using 3600 rpm condenser and chilled water pumps. Such pumps may operate with objectionable noises and vibrations. In addition, a low frequency beat may occur due to the slight difference in operating rpm between water pumps and CenTraVac motors. Where noise and vibration-free operation are important, The Trane Company encourages the use of 1750 rpm pumps.

Chillers are designed to ARI conditions of 85°F, but Trane CenTraVac chillers can operate to a 3 psig pressure differential between the condenser and evaporator at any steady state load without oil loss, oil return, motor cooling, refrigerant hang-up or purge problems. And this differential can equate to safe minimum entering condenser water temperatures at or below 55°F, dependent on a variety

of factors such as load, leaving evaporator temperature and component combinations. Start-up below this differential is possible as well, especially with UCP2 soft start features

### Water Flow

Today's technology challenges ARI's traditional design of three gpm per ton through the condenser. Reduced condenser flows are a simple and effective way to reduce both first and operating costs for the entire chiller plant. This design strategy will require more effort from the chiller. But pump and tower savings will typically offset any penalty. This is especially true when the plant is partially loaded or condenser relief is available.

In new systems, the benefits can include dramatic savings with:

- Size and cost for condenser lines and valves
- Size and cost of the cooling tower.
- Size and cost of the water pumps.
- Pump energy (30 to 35% reduction).
- Tower fan energy (30 to 35% reduction).

Replacement chiller plants can reap even greater benefits from low flow condensers. Because the water lines and tower are already in place, reduced flows would offer a tremendous energy advantage. Theoretically, a 2 GPM/ton design applied to a system that originally used 3 GPM/ton would offer a 70% reduction in pump energy. At the same time, the original tower would require a nozzle change but would then be able to produce about two degrees colder condenser water than before. These two benefits would again typically offset any extra effort required by the chiller.

Contact your local Trane Sales Office for information regarding optimum condenser water temperatures and flow rates for a specific application.

## Electrical Information

### Minimum Circuit Ampacity

To properly size field electrical wiring, the electrical engineer or contractor on a project needs to know the minimum circuit ampacity of the CenTraVac™ machine. The National Electrical Code (NEC), in Article 440-33, defines the method of calculating the minimum

circuit ampacity. The minimum circuit ampacity is defined as the sum of two amperages: 125 percent of the compressor motor Rated Load Amps (RLA), plus the Full Load Amps (FLA) of all remaining loads on the same circuit. For starter to motor wiring, there are no other remaining loads. For main power supply to the starter, there is a remaining load consisting of the 4 KVA control power transformer which supplies power to the controls, the oil pump motor, oil sump heater and the purge unit motor. Therefore, the remaining load FLA equals 4000 divided by the unit design voltage.

As an example, calculate the minimum circuit ampacity of a machine which has a design RLA of 350 amps and is to be operated on a 460 volt power supply:

$$\begin{aligned} \text{Minimum Circuit Ampacity} &= \\ (125\% \times 350 \text{ Amps}) &+ \frac{4000 \text{ VA}}{460 \text{ V}} \\ &= 437.5 \text{ Amps} + 8.7 \text{ Amps} \\ &= 446.2 \text{ Amps} \end{aligned}$$

After the minimum circuit ampacity has been determined, the electrical engineer or contractor will refer to the appropriate conductor sizing table in the NEC to determine the exact conductors required. A typical table for 75°F conductors is included in the Trane submittal. The selection of conductors is based on a number of jobsite conditions (i.e. type of conductor, number of conductors, length of conductors, ambient temperature rating of conductors).

### Branch-Circuit Short-Circuit and Ground Fault Protection

Circuit breakers and fused disconnects should be sized by the electrical engineer or contractor in strict accordance with NEC Article 440-21 and in accordance with all local codes. This protection should be for motor type loads and should not be less than 150 percent of the compressor motor rated load amps (RLA).



# Selection Procedure

## Selection

The CenTraVac™ centrifugal chiller product line provides more than 200,000 individual unit selections over a capacity range of 170 through 3500 tons. Chiller selections and performance data can be obtained through the use of the CenTraVac chiller selection program available in local Trane sales offices. This program can provide a list of chiller selections optimized to closely match specific project requirements. Nominal data and physical data for typical compressor-evaporator-condenser combinations are given by product family.

## Trane Model Number

The Trane model number defines a Trane CenTraVac with its particular component combination. These components along with the project design conditions are required to determine chiller performance from the CenTraVac computer selection program:

- Compressor size and voltage
- Evaporator bundle size, bundle length, and number of water passes
- Condenser bundle size, bundle length, and number of water passes
- Leaving chilled water temperature, evaporator water flow rate, temperature drop through the chiller
- Entering condenser water temperature, condenser water flow rate, and temperature rise through the condenser
- Water side fouling factors for the evaporator and condenser
- Refrigerant type for operating on HCFC-123.

## Performance

The CenTraVac computer selection program provides performance data for each chiller selection at the full load design point and part load operating points as required.

The Trane computer selection program is certified by ARI in accordance with ARI Standard 550/590. To assure that the specific chiller built for your project will meet the required performance, and to ensure a more troublefree start-up, it is recommended that the chiller be performance tested.

The CenTraVac computer selection program has the flexibility to select chillers for excessive field fouling allowances.

## Fouling Factors

ARI Standard 550/590 includes a definition of clean tube fouling. Recommended field fouling allowances have not changed on a relative basis; the standard fouling adjustment is a 0.0001 increment from 0.0000 "clean" on the evaporator and 0.00025 increment from 0.0000 "clean" on the condenser.

Chiller specifications should be developed using the most current standard fouling factors.

It should be noted that changing the number of water passes or water flow rates may significantly alter the performance of a particular chiller. To obtain the maximum benefit from the wide range of selections available, designers are encouraged to develop performance specifications and use the computer selection program to optimize their selections. This will allow the selection of the particular compressor-evaporator-condenser combination which most closely meets the job requirements. All selections should be made by using the computer selection program.

## Unit Performance With Fluid Media Other Than Water

CenTraVac chillers can be selected with a wide variety of media other than water. Typically used media include ethylene glycol or propylene glycol either in the evaporator, condenser or both. Chillers using media other than water are excluded from the ARI 550/590 Certification Program, but are rated in accordance with ARI 550/590. Trane factory performance tests are only performed with water as the cooling and heat rejection media. For media other than water, contact the local Trane sales office for chiller selections and information regarding factory performance testing.

## Flow Rate Limits

Flow rate limits for all pass combinations for evaporators and condensers are tabulated in the data section for the appropriate chiller family. For applications outside of these limits, contact your local Trane office.



# Selection Procedure

---

## Roughing-in Dimensions

The dimensional drawings illustrate overall measurements of the chiller. The recommended space envelope indicates clearances required to easily service the CenTraVac chiller. A view of the unit is superimposed on this drawing with unit support feet shown.

All catalog dimensional drawings are subject to change. Current submittal drawings should be referred to for detailed dimensional information. Contact the local Trane sales office for submittal and template information.

## Evaporator and Condenser Data Tables

Evaporator and condenser data is shown in the Performance Data section. Data includes minimum and maximum water flow limits and water connection sizes for all standard pass configurations and tube type. Pressure drops are calculated by the CenTraVac computer selection program.

## Part Load Performance

The CenTraVac chiller possesses excellent performance characteristics over its full range of operation. The multi-stage direct drive compressor enables stable and efficient operation over a wide range of capacities, virtually eliminating the need for energy wasting hot gas bypass typically found on single stage chillers.

An in-depth examination of project-specific conditions and energy rate structures should be performed to appropriately evaluate total energy costs over a period of time. TRACE™, Trane's unique energy analysis program, is particularly well suited for this type of analysis, as well as for economic evaluation of equipment and system alternatives.

Local utilities may offer substantial monetary rebates for centrifugal chillers with specific operating kW ratings. Contact your local utility representative or Trane sales office for further information.

The electrical rate structure is a key component of an economic evaluation. Most power bills are now constituted of 1/3 demand charge and 2/3 usage charge. The full load power consumption of the chiller plant is likely to set the kW peak and demand charge for the billing period. This places an increased emphasis on the need to keep the full load consumption of the chiller plant low.

There are a number of variables that should be considered in developing an accurate chiller load profile to use for measuring how one machine compares with another machine at part load. The use of outdoor air economizers, variations in chiller sequencing and chiller plant load optimization strategies should be considered. The use of a decoupled or primary/secondary water loop is generally acknowledged as the simplest, most efficient way to control multiple chiller water plants. This control strategy results in one chiller operating at a more fully loaded condition rather than multiple chillers operating at part load, which would require more pumping energy.

ARI Standard 550/590 provides chiller performance certification for the full load condition and the "NPLV" (non-standard part load value). The NPLV uses a generic weighted chiller load profile to simplify certification of part load performance data. Although these values are not necessarily a precise indicator of actual energy use, they do provide a valuable basis for comparison.



# Performance Data

# Evaporator Flow Rates (English & SI Units)

**Minimum/Maximum Evaporator Flow Rates (GPM)**

Shell Size EVSZ	Bundle Size EVBS	One Pass			Two Pass			Three Pass		
		SBCU	TECU	IECU	SBCU	TECU	IECU	SBCU	TECU	IECU
		Min / Max	Min / Max	Min / Max	Min / Max	Min / Max	Min / Max	Min / Max	Min / Max	Min / Max
032S	200	216 / 1187	230 / 1237	143 / 1050	108 / 593	115 / 618	72 / 525	72 / 396	77 / 412	48 / 350
032S	230	242 / 1331	258 / 1388	165 / 1212	121 / 666	129 / 694	83 / 606	81 / 444	86 / 463	55 / 404
032S	250	267 / 1465	284 / 1527	177 / 1293	134 / 733	142 / 764	88 / 646	89 / 488	95 / 509	59 / 431
032S/L	280	304 / 1672	324 / 1743	201 / 1474	152 / 836	162 / 871	101 / 737	102 / 557	108 / 581	67 / 491
032S/L	320	340 / 1868	362 / 1947	229 / 1676	170 / 934	181 / 973	115 / 838	114 / 623	121 / 649	76 / 559
032S/L	350	— / —	— / —	251 / 1838	— / —	— / —	126 / 919	— / —	— / —	84 / 613
050S	320	340 / 1868	362 / 1947	232 / 1696	170 / 934	181 / 973	116 / 848	114 / 623	121 / 649	77 / 565
050S	360	383 / 2105	399 / 2194	254 / 1858	192 / 1052	200 / 1097	127 / 929	128 / 702	133 / 731	85 / 619
050S	400	424 / 2332	442 / 2431	284 / 2080	212 / 1166	221 / 1215	142 / 1040	142 / 777	148 / 810	95 / 693
050S/L	450	482 / 2652	503 / 2764	322 / 2363	241 / 1326	252 / 1382	161 / 1181	161 / 884	108 / 921	108 / 788
050S/L	500	535 / 2941	558 / 3066	361 / 2646	268 / 1470	279 / 1533	181 / 1323	178 / 980	186 / 1022	121 / 882
050S/L	550	— / —	— / —	397 / 2908	— / —	— / —	198 / 1454	— / —	— / —	132 / 969
080S	500	535 / 2941	558 / 3066	361 / 2646	268 / 1470	279 / 1533	181 / 1323	178 / 980	186 / 1022	121 / 882
080S	560	602 / 3312	628 / 3453	400 / 2928	301 / 1656	314 / 1726	200 / 1464	201 / 1104	210 / 1151	133 / 976
080S	630	676 / 3715	704 / 3872	452 / 3312	338 / 1857	352 / 1936	226 / 1656	226 / 1238	235 / 1291	151 / 1104
080S/L	710	758 / 4169	790 / 4346	517 / 3756	379 / 2084	395 / 2173	259 / 1878	253 / 1390	264 / 1449	171 / 1252
080S/L	800	861 / 4736	898 / 4937	576 / 4221	431 / 2368	449 / 2469	288 / 2110	288 / 1579	300 / 1646	192 / 1407
080S/L	890	— / —	— / —	642 / 4706	— / —	— / —	321 / 2353	— / —	— / —	214 / 1569
142M/L	890	863 / 4746	900 / 4948	645 / 4726	432 / 2373	450 / 2474	323 / 2363	288 / 1582	300 / 1649	215 / 1575
142M/L	980	966 / 5314	1008 / 5540	716 / 5251	483 / 2657	504 / 2770	358 / 2625	322 / 1771	336 / 1847	239 / 1750
142M/L	1080	1075 / 5912	1121 / 6163	807 / 5917	538 / 2956	561 / 3082	404 / 2959	358 / 1971	374 / 2054	269 / 1972
142M/L/E	1220	1208 / 6645	1260 / 6927	895 / 6564	604 / 3323	630 / 3464	448 / 3282	403 / 2215	420 / 2309	299 / 2188
142M/L/E	1420	1345 / 7398	1402 / 7712	1041 / 7634	673 / 3699	701 / 3856	521 / 3817	449 / 2466	468 / 2571	347 / 2545
210L	1610	1318 / 7244	1373 / 7551	1146 / 8402	659 / 3622	687 / 3775	573 / 4201	440 / 2415	458 / 2517	382 / 2801
210L	1760	1471 / 8090	1534 / 8433	1286 / 9432	736 / 4045	767 / 4216	643 / 4716	490 / 2697	512 / 2811	429 / 3144
210L	1900	1634 / 8987	1704 / 9369	1421 / 10421	817 / 4494	852 / 4684	711 / 5211	545 / 2996	568 / 3123	474 / 3474
210L	2100	1802 / 9906	1878 / 10326	1509 / 11067	901 / 4953	939 / 5163	755 / 5534	601 / 3302	626 / 3442	503 / 3689
250E	2300	1948 / 10710	2030 / 11165	N/A	974 / 5355	1015 / 5583	N/A	650 / 3570	677 / 3722	N/A
250E	2500	2145 / 11794	2236 / 12295	N/A	1073 / 5897	1118 / 6147	N/A	715 / 3931	746 / 4098	N/A

Note: The minimum evaporator water velocity is 1.5 ft/sec for IECU tubes and 2.0 ft/sec for all other tubes. For a variable evaporator water flow system, the minimum GPME is generally not applicable at full load.

**Minimum/Maximum Evaporator Flow Rates (Liters/Second)**

Shell Size EVSZ	Bundle Size EVBS	One Pass			Two Pass			Three Pass		
		SBCU	TECU	IECU	SBCU	TECU	IECU	SBCU	TECU	IECU
		Min / Max	Min / Max	Min / Max	Min / Max	Min / Max	Min / Max	Min / Max	Min / Max	Min / Max
032S	200	14 / 75	14 / 78	9 / 66	7 / 37	8 / 39	5 / 33	5 / 25	5 / 26	3 / 22
032S	230	16 / 84	16 / 88	11 / 76	8 / 42	8 / 44	5 / 38	6 / 28	6 / 29	4 / 25
032S	250	17 / 92	18 / 96	11 / 82	9 / 46	9 / 48	6 / 41	6 / 31	6 / 32	4 / 27
032S/L	280	20 / 105	20 / 110	13 / 93	10 / 53	10 / 55	7 / 47	7 / 35	7 / 37	4 / 31
032S/L	320	22 / 118	22 / 123	15 / 106	11 / 59	12 / 61	7 / 53	8 / 39	8 / 41	5 / 35
032S/L	350	— / —	— / —	16 / 116	— / —	— / —	8 / 58	— / —	— / —	6 / 39
050S	320	22 / 118	22 / 123	15 / 107	11 / 59	12 / 61	8 / 54	8 / 39	8 / 41	5 / 36
050S	360	24 / 133	26 / 138	16 / 117	12 / 66	13 / 69	8 / 59	8 / 44	9 / 46	6 / 39
050S	400	27 / 147	28 / 153	18 / 131	14 / 74	14 / 77	9 / 66	9 / 49	10 / 51	6 / 44
050S/L	450	31 / 167	32 / 174	22 / 149	16 / 84	16 / 87	10 / 75	10 / 56	11 / 58	7 / 50
050S/L	500	34 / 186	36 / 193	23 / 167	17 / 93	18 / 97	12 / 83	12 / 62	12 / 64	8 / 56
050S/L	550	— / —	— / —	25 / 183	— / —	— / —	13 / 92	— / —	— / —	9 / 61
080S	500	34 / 186	36 / 193	23 / 167	17 / 93	18 / 97	12 / 83	12 / 62	12 / 64	8 / 56
080S	560	38 / 209	40 / 218	25 / 185	19 / 104	20 / 109	13 / 92	13 / 70	14 / 73	9 / 62
080S	630	43 / 234	45 / 244	29 / 209	22 / 117	22 / 122	14 / 104	14 / 78	15 / 81	10 / 70
080S/L	710	48 / 263	50 / 274	33 / 237	24 / 131	25 / 137	16 / 118	16 / 88	17 / 91	11 / 79
080S/L	800	54 / 299	57 / 311	37 / 266	28 / 149	28 / 156	18 / 133	18 / 100	19 / 104	12 / 89
080S/L	890	— / —	— / —	41 / 297	— / —	— / —	20 / 148	— / —	— / —	14 / 99
142M/L	890	55 / 299	57 / 312	41 / 298	28 / 150	29 / 156	21 / 149	18 / 100	19 / 104	14 / 99
142M/L	980	61 / 335	63 / 349	45 / 331	31 / 168	32 / 175	23 / 166	20 / 112	22 / 116	15 / 110
142M/L	1080	68 / 373	71 / 389	51 / 373	34 / 186	36 / 194	26 / 187	23 / 124	24 / 130	17 / 124
142M/L/E	1220	76 / 419	80 / 437	57 / 414	38 / 210	40 / 218	28 / 207	26 / 140	27 / 146	19 / 138
142M/L/E	1420	85 / 467	89 / 487	66 / 482	43 / 233	44 / 243	33 / 241	28 / 156	30 / 162	22 / 161
210L	1610	84 / 457	87 / 476	73 / 530	42 / 228	44 / 238	36 / 265	28 / 152	29 / 159	24 / 177
210L	1760	86 / 510	97 / 532	81 / 595	47 / 255	49 / 266	41 / 297	31 / 170	32 / 177	27 / 198
210L	1900	104 / 567	108 / 591	90 / 657	52 / 283	54 / 296	45 / 329	35 / 189	36 / 197	30 / 219
210L	2100	114 / 625	119 / 651	95 / 698	57 / 312	60 / 326	48 / 349	38 / 208	40 / 217	32 / 233
250E	2300	123 / 676	128 / 704	N/A	62 / 338	64 / 352	N/A	41 / 235	43 / 235	N/A
250E	2500	136 / 744	142 / 776	N/A	68 / 372	71 / 388	N/A	46 / 248	48 / 259	N/A



# Condenser Performance Data

## Flow Rates (English & SI Units)

### Minimum/Maximum Condenser Flow Rates (GPM)

Shell Size CDSZ	Bundle Size CDBS	Two Pass		
		SBCU	TECU	IECU
		Min / Max	Min / Max	Min / Max
032S	230	214 / 784	209 / 767	218 / 798
032S/L	250	239 / 877	234 / 857	245 / 899
032S/L	280	267 / 980	261 / 958	273 / 1000
032S/L	320	295 / 1083	289 / 1059	306 / 1121
050S	360	336 / 1233	329 / 1205	347 / 1272
050S/L	400	378 / 1388	370 / 1357	391 / 1434
050S/L	450	426 / 1563	417 / 1528	441 / 1616
050S/L	500	473 / 1733	462 / 1695	490 / 1797
080S	500	473 / 1733	462 / 1695	490 / 1797
080S	560	529 / 1940	517 / 1896	548 / 2010
080S/L	630	595 / 2182	582 / 2133	614 / 2252
080S/L	710	673 / 2466	657 / 2411	689 / 2525
080S/L	800	756 / 2770	739 / 2708	774 / 2838
142L	890	853 / 3126	833 / 3056	876 / 3211
142L	980	948 / 3477	927 / 3399	975 / 3575
142L	1080	1060 / 3885	1036 / 3798	1091 / 3999
142L	1220	1185 / 4344	1158 / 4246	1217 / 4463
142L	1420	1335 / 4896	1305 / 4786	1407 / 5160
210L	1610	1331 / 4881	1301 / 4771	1495 / 5483
210L	1760	1473 / 5402	1440 / 5280	1655 / 6069
210L	1900	1615 / 5923	1579 / 5790	1812 / 6645
210L	2100	1760 / 6454	1721 / 6309	1964 / 7200
250L	2100	1760 / 6454	1721 / 6309	N/A
250L	2300	1935 / 7094	1891 / 6934	N/A
250L	2500	2113 / 7749	2066 / 7575	N/A

Note: The minimum/maximum condenser water velocity is 3 / 11 ft/sec.

### Minimum/Maximum Condenser Flow Rates (Liters/Second)

Shell Size CDSZ	Bundle Size CDBS	Two Pass		
		SBCU	TECU	IECU
		Min / Max	Min / Max	Min / Max
032S	230	13 / 49	13 / 48	14 / 50
032S/L	250	15 / 55	15 / 54	15 / 57
032S/L	280	17 / 62	16 / 60	17 / 63
032S/L	320	19 / 68	18 / 67	19 / 71
050S	360	21 / 78	21 / 76	22 / 80
050S/L	400	24 / 88	23 / 86	25 / 90
050S/L	450	27 / 99	26 / 96	28 / 102
050S/L	500	30 / 109	29 / 107	31 / 113
080S	500	30 / 109	29 / 107	31 / 113
080S	560	33 / 122	33 / 120	35 / 127
080S/L	630	38 / 138	37 / 135	39 / 142
080S/L	710	42 / 156	41 / 152	43 / 159
080S/L	800	48 / 175	47 / 171	49 / 179
142L	890	54 / 197	53 / 193	55 / 203
142L	980	60 / 219	58 / 214	62 / 226
142L	1080	67 / 245	65 / 240	69 / 252
142L	1220	75 / 274	73 / 268	77 / 282
142L	1420	84 / 309	82 / 302	89 / 326
210L	1610	84 / 308	82 / 301	94 / 346
210L	1760	93 / 341	91 / 333	104 / 383
210L	1900	102 / 374	100 / 365	114 / 419
210L	2100	111 / 407	109 / 398	124 / 454
250L	2100	111 / 407	109 / 398	N/A
250L	2300	122 / 447	119 / 437	N/A
250L	2500	133 / 489	130 / 478	N/A

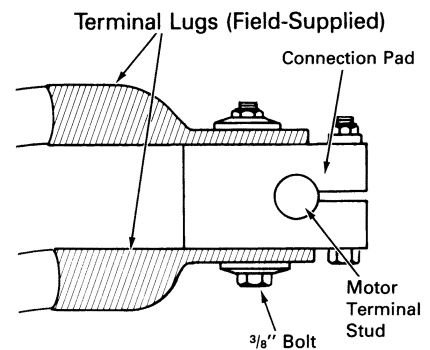
# Jobsite Connections

## Supply and Motor Lead Wiring and Connections

Copper conductors only should be connected to the compressor motor due to the possibility of galvanic corrosion as a result of moisture if aluminum conductors are used. Copper conductors are recommended for supply leads in the starter panel.

Suggested starter panel line and load side lug sizes (when lugs are provided) are noted in the starter submittals. These submitted lug sizes should be carefully reviewed for compatibility with conductor sizes specified by the electrical engineer or contractor. If they are not compatible, the electrical engineer or contractor should specify the required lug sizes for the particular application. Ground lugs are provided in the motor terminal box and starter panel. The motor terminals are supplied with connection pads which will accommodate bus bars or standard terminal lugs (crimp type recommended). **Terminal lugs are field-supplied.** These connection pads provide additional surface area to minimize improper electrical connections. Also, a  $\frac{3}{8}$ -inch bolt is provided on all connection pads for mounting the lugs. Figure J-1 illustrates the connection between the motor connection pads and the terminal lugs.

Figure J-1 — Electric Connections



## Shipment and Assembly

All style hermetic CenTraVac™ units ship as a factory assembled, factory tested package, ready to rig into place on factory supplied isolation pads.

# Controls

## Advanced Controls

Trane set the standard for unit microprocessor controls in 1985 with the first generation Unit control panel. Associated with this standard have been:

- Proportional Integral Derivative (PID) control strategies which provide stable operation and higher accuracy for better performance;
- Adaptive Control™ to keep the chiller on line during adverse operating conditions and at the same time keep the chiller from a major failure;
- Software based safeties that do not depend on electromechanical hardware — hardware that means questionable reliability and added cost;
- Operator interface that accesses chiller information and control adjustments at the front of the panel.

## Flexibility

UCP2 adds more flexibility, more reliability and better system performance than even our most demanding customers expect.

- The modular structure of UCP2 makes it possible for the designer to select the system controls and associated interfaces to Tracer™ (or other building automation systems) that are required for the chiller plant design. With this modular concept, capability can be added or upgraded at any time — with only temporary interruption of chilled water production.
- The operator can quickly program his Custom Report — so that only what is considered to be the most frequently accessed/important reports are available — at any time, right at the front of the panel.
- With easy front panel programmability of Daily, Service Start-up and Machine Configuration settings and setpoints, the operator, serviceman, and system designer can customize the use of the micro controller to the unique conditions of the chiller plant — whether the purpose of chilled water is for comfort cooling or for process cooling.
- All data that is necessary for the safe operation and easy serviceability of the chiller is provided as standard on all CenTraVac™ chillers. Options are available that provide additional controls/data that are required for:

an industrial/process system design, applications outside of the typical chilled water system design, the need for redundant machine protection, or the desire for more system information.

- Equipment room refrigerant ppm monitoring can be integrated into the control panel by employing a chiller mounted monitor or a wall mounted monitor.

UCP2 is modular in design which offers the ability to adapt to changes easily and effectively without adding prohibitive cost. To provide flexibility, the controller responds to a wide variety of needs for:

**System Designs** including equipment, operating conditions, and controls variations that are either existing or being considered for new installations.

*Key to designing non-traditional systems is the ability to evaluate the cost and reliability issues of these systems in comparison to the more traditional systems. Trane recommends the use of C.D.S. Network Equipment Economics, the Trane Applications Manuals, and consultation with a Trane sales engineer for help in this analysis.*

**System Upgrades** including the ability to accommodate changes in the chilled water system design or equipment room requirements or to accommodate new technologies that become available.

## Reliability

To most people, reliability means “dependable — giving the same result on successive trials.” However, to our customers it has come to mean “keep chilled water flowing.” In other words, “when I turn the switch on — cold water comes out.” In order to do this, the micro controller must be aware of what is happening in the system. But, more importantly, it must be able to make decisions and adjustments to keep the chiller running as long as possible even when non-standard conditions exist. Conditions such as bad power or bad water (flow, temperature, fouling) or system component failure.

- With Enhanced Adaptive Control™ the controller does everything it can to avoid taking the chiller off line:
  - senses potential overload, freeze and condenser overpressure conditions
  - displays a warning message about the potential condition/safety trip
  - takes the following corrective action sequentially as the condition worsens:
    - limits loading
    - prevents further loading
    - unloads until condition improves
    - takes chiller off line

- With the ability to detect surge, UCP2 can call for corrective action to be taken to prevent a surge failure. If the system can respond within 15 minutes, the chiller will continue to operate until further corrective action can be taken.

- With the ability to function across a broader operating map, UCP2, in conjunction with the multiple-stage compressor, can provide safe operation when undesirable inputs to the chiller are encountered. This capability includes:
  - cold condenser start
  - running with hot condenser water
  - low condenser water flow
  - hot evaporator start
  - varying water/fluid loop flow operation
  - return from momentary power losses in less than one minute
  - smart restart inhibit designed to get the chiller back on line fast

- With more diagnostics and diagnostic history that are time/date stamped and with help messages, the operator or serviceman can take faster and more effective corrective action.
- With the new stepper motor/inlet guide vane actuator, the same technology used in the machine tool industry offers highly reliable and precise inlet vane control.

## Systems Performance

“Chilled Water System” encompasses many levels of control: Stand-alone Chiller, Chiller Plant, Applied System, Central Building Automation System.

## Controls

### Building Automation and Chiller Plant Control

For building automation and control of chilled water plants, Trane has developed the Tracer Summit™. It can control the operation of the complete installation: chillers, pumps, cooling towers, isolating valves, air handlers and terminal units. It is a pre-programmable, but, flexible control system module, configured according to the requirements of the end user. Trane can undertake full responsibility for an optimized automation and energy management for the entire chiller plant.

The main functions are:

- **Chiller sequencing:** equalizes the number of running hours of the chillers. Different control strategies are available depending on the configuration of the installation.
- **Control of the auxiliaries:** includes input/output modules to control the operation of the various auxiliary equipments (water pumps, valves, cooling towers, etc.)
- **Time of day scheduling:** allows the end user to define the occupancy period, i.e. time of the day, holiday periods and exception schedules.
- **Optimization of the start/stop time of the installation:** based on the programmed schedule of occupancy and on the historical record of the behavior of the temperatures, calculates the optimal time of start and stop of the installation to get the best compromise between energy savings and comfort of the occupants.
- **Soft loading:** the soft loading function minimizes the number of chillers that are operated to satisfy the building

morning pull down, thus preventing an overshoot of the actual capacity required. Unnecessary starts are avoided and the peak current demand is lowered.

- **Communication capabilities:** several communication levels are provided:
  - local, through a PC workstation keyboard. Summit can be programmed to send messages to local or remote workstations and or a pager in the following cases:
    - Analog parameter exceeding a programmed value.
    - Maintenance warning.
    - Component failure alarm.
    - Critical alarm messages. In this latter case, the message is displayed until the operator acknowledges the receipt of the information. From the remote station it is also possible to access and modify the chiller plant's control parameters.

- **Remote communication through a modem:** As an option, a modem can be connected to communicate the plant operation parameters through voice grade phone lines.

The remote terminal is a PC workstation equipped with a modem and software to display the remote plant parameters.



# Controls

# Functions/ Protections

## Optimal Performance

Regardless of the system level being designed, the unit controls become critical not just in making every level operate reliably but in facilitating optimal performance. UCP2 provides more capability and more intelligence to make this operation/ optimization possible:

### Chiller Level

- Factory mounted water temperature sensors
- Variable speed drive for those installations in which the chiller is operating at part load conditions a significant percentage of the time and where cold condenser water is available.
- Hot gas bypass for those process installations where the chiller will need to respond quickly to sudden load increases.
- ASHRAE Guideline 3 Report incorporated into the Chiller Report and Printer Report. Guideline 3 aids operators in managing refrigerant assets.

### Chiller Plant Level

- Heat recovery — to take advantage of waste heat from the chiller for heating applications.
- Heat pump — for those applications in which heating is the primary mission of the chiller and cooling is a waste product (requiring an endless source of heat such as a well or lake water).
- Free-cooling — for use in those parts of the country where cold condenser water is available to eliminate the need to operate the compressor.
- Variable flow — for applications where either the condenser water or the system water flows must vary.
- Ice-making — for demand charge avoidance or for additional capacity needs and where no cooling requirements exist for considerable periods of time.
- Low condenser gpm for chiller plant optimization.
- Cooling tower reset based on head pressure for tower optimization.
- Low evaporator fluid temperature for process applications.
- kW demand limiting for those installations where avoidance of demand charges is more critical than maintaining capacity.

- Chilled water reset (based on return water temperatures or ambient temperature or based on a 4-20 mA signal) for those installations where energy savings is more critical than maintaining design leaving chilled water temperature at part loads.

### Applied Systems

- Low evaporator fluid temperature for cold air/humidity control applications.
- Variable fluid flow where evaporator flow is modulated by a device outside the control of the chiller or the chiller plant.

## Control Functions

Constant Evaporator Leaving Fluid Temperature

Current Limit/Demand Limit

Condenser Limit

Softloading

Hot Gas Bypass (optional)

Leaving Condenser Water Temperature (programmable setting) heat pump only (optional)

Ability to Control with Varying Water Loop Flow

Heat Recovery Temperatures (optional)

Constant Entering Fluid Temperature (programmable setting)

Variable Speed Drive (optional drive with adaptive tuning for safe operation and maximum efficiency)

Loss of Load for Sudden Load Loss (nuisance trip prevention)

Note: capacity control can be accomplished in several ways: entering or leaving evaporator fluid temperature, leaving condenser water temperature.

## Machine Protections

### Starter

Compressor Contactor Failure Detection

Solid-state starter heat sink (included with SSS)

## Compressor

Smart Shutdown Sequence

High Compressor Discharge Temperature (optional)

Surge Detection

Extended Surge Protection

Oil Temperature

Bearing Temperatures (optional)

## Condenser

Loss of flow

High condenser pressure limit

High pressure cutout

## Evaporator

Loss of flow

Low refrigerant temperature limit

Low evaporator leaving fluid cutout

## Motor

Current limit

Current overload

High motor winding temperatures

High vacuum operation lockout

Momentary power loss, phase unbalance, phase loss, reverse rotation.

Over/under voltage is optional

Smart short cycling protection

## Purge

Tank full protection

Low current detection

Continuous or excessive pumpout detection

Excessive air leakage detection

## Monitored Points

Chiller information is available at the operator interface that can access a variety of reports: Custom, Chiller Refrigerant and Compressor.

**Custom Report:** User Defined Custom Report (operator may choose up to 20 points — from a list of over 100 choices).

## Chiller Report

Status, Fluid Temperatures and Setpoints

- ASHRAE Guideline 3 Report
- Operating mode (i.e. run status)
- Setpoint source or reset source

# Controls

# Functions/ Diagnostics

- Evaporator leaving fluid temperature setpoint
- Evaporator entering and leaving fluid temperatures
- Condenser water entering and leaving water temperature
- Current limit setpoint
- Evaporator flow and condenser flow (optional)
- Outdoor temperature (optional)
- Fluid or water pressure drops (optional) evaporator and condenser
- Active ice-making setpoint (if applicable)
- Active hot water setpoint (if applicable)
- Auxiliary heat recovery temperature (if applicable)

## Refrigerant Report

### Refrigerant Temperatures and Pressures

- ppm of refrigerant from multiple points outside of machine
- Saturated condenser temperature
- Condenser pressure
- Saturated evaporator temperature
- Evaporator pressure
- Compressor discharge temperature (optional)
- Purge suction temperature
- Purge elapsed time
- Pumpout activity

## Compressor Report

- Starts and hours counters
- Phase currents
- Phase voltages (optional)
- Oil temperature and flow
- Motor winding temperature
- Bearing temperatures (optional)
- Kilowatts/power factor (optional)

## Diagnostics

Water and refrigerant temperatures out of range

Loss of flows

Sensor and switch faults

Overload trips

Over/under voltage (if applicable)

Surge/extended surge

Compressor acceleration failure

Transition failure

Other drives faults

Distribution faults

Oil pressures and temperatures out of range

High condenser pressure cutout

Low and high differential pressure

Emergency stop

Loss of communications to other sources

Microprocessor memory errors

High motor winding temperature

Excessive purge activity

## Operator Interface

The Trane CenTraVac chiller control panel, UCP2 is easy to use, understand, to access information, to read, to change setpoints, to diagnose problems, to maintain, and to reset after shutdown.

## Convenience

- Enunciation of all information is at the front panel display (including power, voltage, amps, purge, pressures, refrigerant monitoring, and number of starts data)
- Messages displayed using clear language

## Readability

- LCD multi-language display that is easy to read from a distance anywhere within a 60 degree angle.
- LCD backlight so that the display can be read in a variety of equipment room lighting.

“Customizable” reports with understandable messages.

## Maintainability and Serviceability

- Keypad programmability — no setpoint potentiometers
- No batteries — configuration stored in nonvolatile memory
- Logically arranged report groups with report header and setpoint groups
- Selectable security
- Variable points updated every two seconds
- Messages that direct user to problem source via a menu item

## Application Flexibility

- Eight languages available
- Metric (SI) units or English
- Remote display interface (optional)

For more information on the Trane centrifugal chiller unit control panel, please contact your local Trane sales engineer.



# Modules/Sequence of Operation

## Controls

### Modules

Conventional “relay logic” circuits have, been replaced by software and hardware imbedded in the CenTraVac™ microprocessor controller. The functions of the microprocessor are divided into six standard modules. Optional modules are available for those applications that require additional control capability. Optional communication interface modules are available for alternative control sources. All modules communicate with each other on the interprocessor communication bus (IPC).

All information is available and all setpoint/setup adjustments can be accomplished at the operator interface. An optional remote display permits the operator to monitor and operate the chiller from a remote location.

The six standard modules consist of a chiller module, a circuit module, a starter module, a stepper module, a purge module and local display module.

The **chiller module** is the master of the chiller. It communicates commands to other modules and collects data/status/ diagnostic information from other modules over the IPC. The chiller module performs the leaving evaporator fluid temperature and limit control algorithms arbitrating capacity against any operating limit the chiller may find itself working against.

The **circuit module** is assigned inputs and outputs associated with the refrigerant and lubrication circuits.

The **starter module** provides control of the starter when starting, running and stopping the motor. It provides interface to and control of wye-delta, across the line, primary reactor, auto transformer, solid-state starters and Trane Adaptive Frequency™ drive. The starter module also provides protection to both the motor and the compressor in the form of running overload, phase reversal, phase loss, phase unbalance, momentary power loss and compressor surge. All diagnostics are communicated across the IPC to the human interface.

The **stepper module** is designed to drive the stepper motor inlet guide vane actuator and other flow control devices within a system. This module receives

from the chiller module the direction and distance to drive the inlet guide vanes and then generates the appropriate signals to operate the stepper motor.

The **purge module** provides control of the purge including all the inputs and outputs to control the purge, to optimize both purge and chiller efficiency, and to communicate purge diagnostics to the human interface.

Before anything can begin, 115 volt (50 or 60 Hz) power is applied to the control panel. In that several control source devices may coexist, the operator determines which device has priority via the operator interface. All control settings at that control source are then in effect (i.e. active setpoints). A control source is the device that determines setpoints and whether the chiller is auto/off (such as local control panel, remote control display, 4-20 mA external device, Tracer™, generic BAS).

### Sequence of Operation

For this sequence of operation it will be assumed that the control source has signaled the chiller to be in Automatic (i.e. when there is a load present, the chiller will turn on and when the load disappears, the chiller will turn off). It is also assumed that no diagnostic has occurred either prior to start-up or during run time and that no “special” applications exist.

Power Off  
 Power On  
 Auto  
 Evaporator Pump On  
 In Parallel: Restart Inhibit  
                   Prelubrication  
                   Condenser Flow Established  
 Start  
 Run: Normal  
                   Softloading  
                   Evaporator Limit  
                   Condenser Limit  
                   Current/Demand Limit  
 Unload  
 Stop  
 In Parallel: Close Inlet Guide Vanes  
                   Run Compressor  
                   Post Lube  
 Auto

“Automatically Ready to Start  
 Waiting for Need to Cool”  
 “Restart Temporarily Prevented -  
 Time Remaining [ : ]”  
 “Establishing Condenser Flow  
 and Oil Pressure”  
 “Starting Compressor”  
 “Running Normal” or  
 “Softloading” or  
 “Running - Capacity Limited by  
 Low Evaporator Temperature” or  
 “Running - Capacity Limited by  
 High Condenser Pressure”  
 “Machine is Preparing to Shutdown”  
 “Operator Initiated Stop -  
 Press Auto to Restart”  
 “Post Lubricating -  
 Time Remaining [ : ]  
 “Automatically Read to Start -  
 Waiting for Need to Cool”

## Controls

---

A demand for chilled water is determined by a temperature differential between the evaporator fluid setpoint and the supply fluid temperature.

Start is inhibited and the condition enunciated if high condenser pressure or low oil temperature or high motor winding temperature is detected. Restart (defined as successive, unsuccessful attempts to start — also called short-cycling) Inhibit and the time remaining before restart can be attempted will be enunciated if this condition exists.

The next step issues a command to start the condenser water pump, to confirm that the guide vanes are closed and to start the oil pump motor. When flow is proven, after confirmation that the guide vanes are closed, and after establishing oil pressure, a 15 second start signal is sent to the motor starter. A successful start and acceleration of the motor is followed by the "UNIT IS RUNNING" message.

Any failure to complete a successful start causes the sequence to abort and the CenTraVac™ to coast to a stop. A diagnostic describing the reason for failure, time and date of failure, a help message and reset action required will tell the operator that the micro-controller has detected a problem during the attempted start. As soon as the fail condition is corrected and reset (either manual or automatic) is accomplished, the chiller can go through the start-up sequence again.

Normal operation messages will include information about limit modes when the

micro-controller identifies potential fail conditions. This allows the CenTraVac to continue safe operation even though some other part of the system is not operating properly.

"UNIT IS RUNNING CAPACITY LIMITED BY HIGH CURRENT;"

This condition means that a motor current limitation prevents further opening of the compressor inlet guide vanes in response to the temperature controller.

"UNIT IS RUNNING CAPACITY LIMITED BY HIGH COND PRES;"

The condenser high pressure limit has been approached that further loading of the compressor may result in a trip out. (optional)

"UNIT IS RUNNING CAPACITY LIMITED BY LOW EVAP TEMP;"

The evaporator low temperature limit has been approached that further loading of the compressor may result in a trip out.

This Adaptive Control™ prevents a nuisance trip, alerts the operator to the condition, and takes the following corrective action:

- 1**  
the control will limit the rate of inlet vane opening. If the condition worsens, then...
- 2**  
the control will hold the inlet vane position. If the condition worsens, then...
- 3**  
the control will close the inlet vanes at a controlled rate until the condition stabilizes. If, however, the condition worsens, the final step will be to close the vanes even further.

Therefore, even though operating in a controlled limit mode, the chiller may be opening or closing the guide vanes to keep the chiller on line as long as possible.

When UCP2 detects that the chiller is entering surge the message "UNIT IS RUNNING SURGE DETECTED" is enunciated. (Optional surge protection energizes the head relief request relay. If corrective action is not taken and surge continues for 15 minutes, a latching shutdown will occur with a diagnostic message.)

Under normal conditions and when the control source maintains an Auto signal, a stop signal originates from the chiller module which senses no further cooling demand. At this time a "UNIT IS PREPARING TO SHUT DOWN" message appears as the guide vanes close. Then the compressor motor starter and condenser pump starter are de-energized while the oil pump continues to run for approximately two minutes. The CenTraVac can be manually stopped at any time by pushing the Stop key once for a "friendly" stop (coastdown) and twice within five seconds for an emergency stop.



# Weights

## 60 Hz Compressors (English & SI Units)

TYPE	NTON	CPKW	EVSZ	CDSZ	Operating Weight**		Shipping Weight**	
					(lbs)	(kg)	(lbs)	(kg)
CVHE	230-320	287	032S	032S	14909	6763	13721	6224
CVHE	230-320	287	032S	032L	15548	7053	14265	6471
CVHE	230-320	287	032L	032L	16422	7449	14911	6764
CVHE	230-320	287	050S	050S	18530	8405	16579	7520
CVHE	230-320	287	050S	050L	19498	8844	17394	7890
CVHE	230-320	287	050L	050L	20789	9430	18326	8313
CVHE	360-500	453	050S	050S	19180	8700	17229	7815
CVHE	360-500	453	050S	050L	20148	9139	18044	8185
CVHE	360-500	453	050L	050L	21439	9725	18976	8608
CVHE	360-500	453	080S	080S	26327	11942	23212	10529
CVHE	360-500	453	080S	080L	27914	12662	24555	11138
CVHE	360-500	453	080L	080L	30027	13620	26135	11855
CVHF	350-485	453	050S	050S	18175	8244	16224	7359
CVHF	350-485	453	050S	050L	19143	8683	17039	7729
CVHF	350-485	453	050L	050L	20434	9269	17971	8152
CVHF	350-485	453	080S	080S	25297	11475	22182	10062
CVHF	350-485	453	080S	080L	26884	12195	23525	10671
CVHF	350-485	453	080L	080L	28997	13153	25105	11388
CVHF	555-640	588	050S	050S	19800	8981	17849	8096
CVHF	555-640	588	050S	050L	20768	9420	18664	8466
CVHF	555-640	588	050L	050L	22059	10006	19596	8889
CVHF	555-640	588	080S	080S	26947	12223	23832	10810
CVHF	555-640	588	080S	080L	28534	12943	25175	11419
CVHF	555-640	588	080L	080L	30647	13901	26755	12136
CVHF	650-910	745	080S	080S	28117	12754	25002	11341
CVHF	650-910	745	080S	080L	29704	13474	26345	11950
CVHF	650-910	745	080L	080L	31817	14432	27925	12667
CVHF	650-910	745	142M	142L	41646	18891	36068	16360
CVHF	650-910	745	142L	142L	42816	19421	36882	16730
CVHF	650-910	745	142E	142L	44762	20304	38299	17372
CVHF	1060-1280	1062	142M	142L	42246	19163	36668	16633
CVHF	1060-1280	1062	142L	142L	43416	19693	37482	17002
CVHF	1060-1280	1062	142E	142L	45362	20576	38899	17645
CVHF	1060-1280	1062	210L	210L	53043	24060	45196	20501
CVHF	1060-1280	1062	250E	250L	66146	30003	55176	25027
CVHF	1470	1340	210L	210L	57820	26227	49980	22671
CVHF	1470	1340	250E	250L	70930	32173	59960	27197

\*\* Note: Values represent maximum unit weights including unit mounted starters, shells with TECU .028" tubes, max bundles, and 150 psig non-marine waterboxes, and compressors with the largest, low voltage motors for each family.

High voltage motors (to include the 1228 cpkw high voltage motor for the CVHF 1060-1280) weigh less than the low voltage motors shown in the table.



# Weights

## 50 Hz Compressors (English & SI Units)

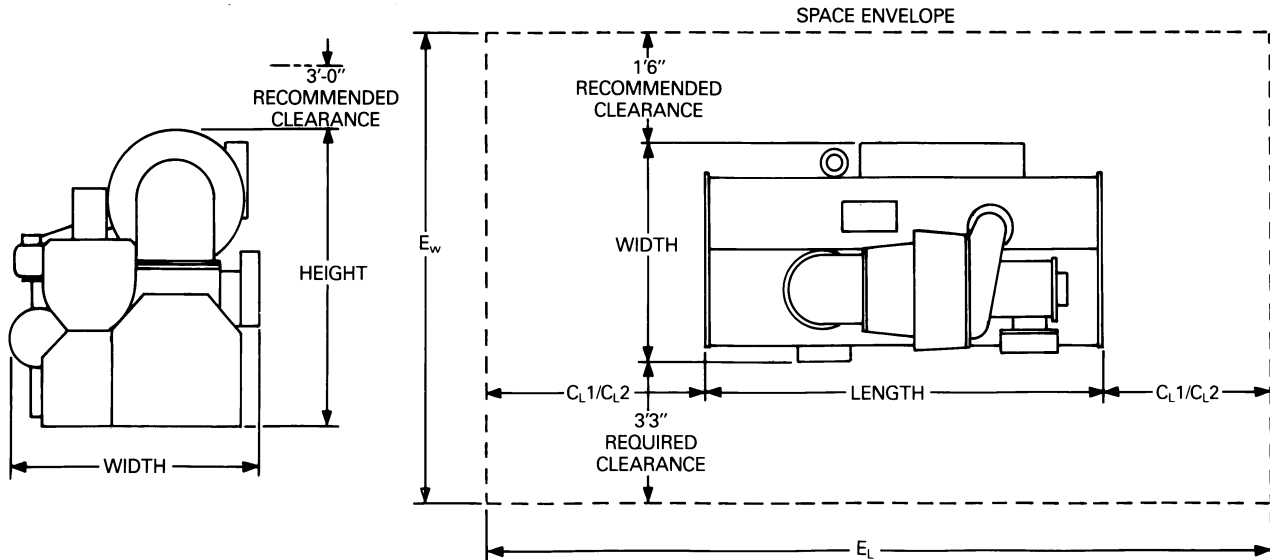
TYPE	NTON	CPKW	EVSZ	CDSZ	Operating Weight**		Shipping Weight**	
					(lbs)	(kg)	(lbs)	(kg)
CVHE	190-270	242	032S	032S	14259	6468	13071	5929
CVHE	190-270	242	032S	032L	14898	6758	13615	6176
CVHE	190-270	242	032L	032L	15772	7154	14261	6469
CVHE	190-270	242	050S	050S	17880	8110	15929	7225
CVHE	190-270	242	050S	050L	18848	8549	16744	7595
CVHE	190-270	242	050L	050L	21039	9135	17676	8018
CVHE	300-420	379	050S	050S	19180	8700	17229	7815
CVHE	300-420	379	050S	050L	20148	9139	18044	8185
CVHE	300-420	379	050L	050L	21439	9725	18976	8607
CVHE	300-420	379	080S	080S	26327	11942	23212	10529
CVHE	300-420	379	080S	080L	27914	12662	24555	11138
CVHE	300-420	379	080L	080L	30027	13620	26135	11855
CVHG	480-565	548	050S	050S	20930	9494	18979	8609
CVHG	480-565	548	050S	050L	21898	9933	19794	8978
CVHG	480-565	548	050L	050L	23189	10518	20726	9401
CVHG	480-565	548	080S	080S	28077	12736	24962	11323
CVHG	480-565	548	080S	080L	29664	13455	26305	11932
CVHG	480-565	548	080L	080L	31777	14414	27885	12648
CVHG	670-780	716	080S	080S	28677	13008	25562	11595
CVHG	670-780	716	080S	080L	30264	13728	26905	12204
CVHG	670-780	716	080L	080L	32377	14686	28485	12921
CVHG	670-780	716	142M	142L	42735	19384	37157	16854
CVHG	670-780	716	142L	142L	43905	19915	37971	17223
CVHG	920-1067	892	142M	142L	44135	20019	38557	17489
CVHG	920-1067	892	142L	142L	45305	20550	39371	17858
CVHG	920-1067	892	210L	210L	54932	24917	47085	21357

\*\*Note: Values represent maximum unit weights including unit mounted starters, shells with TECU .028" tubes, max bundles, and 150 psig non-marine waterboxes, and compressors with the largest, low voltage motors for each family.

High voltage motors weigh less than the low voltage motors shown in the table.

# Physical Dimensions

# 50 Hz Compressors (English Units)



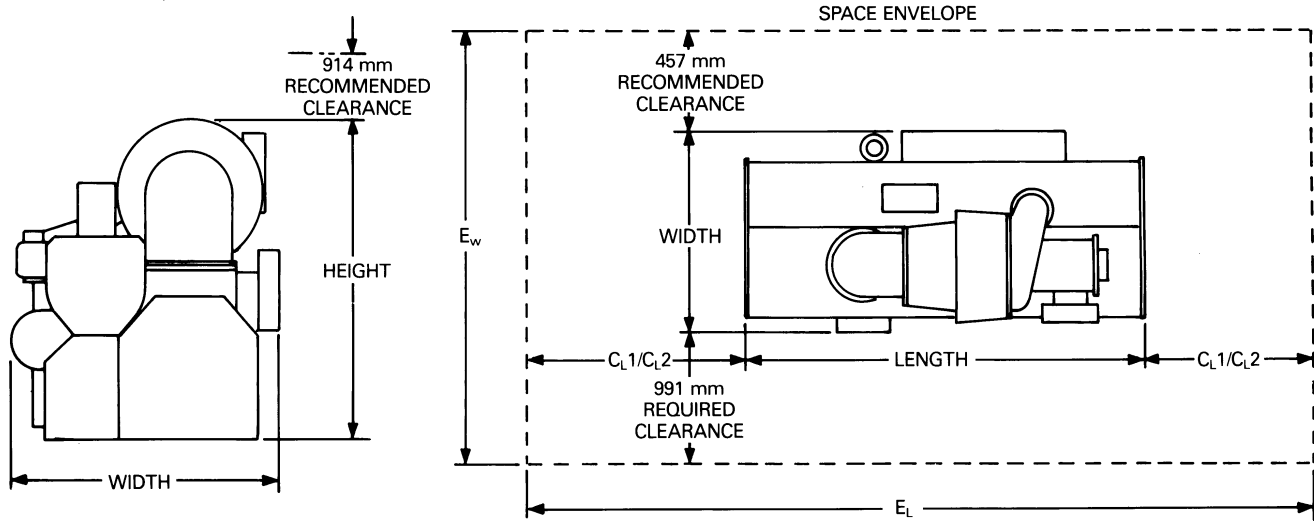
ENGLISH UNITS												
COMP	Shell Size	Shell Arrangement	Envelope		Clearance		Unit Dimensions					
			W/O Unit Mounted Starters	With Unit Mounted Starters	Tube Pull	W/O Unit Mounted Starters	With Unit Mounted Starters	Length	Height	Width	Width	
			EL	EW	EW	CL1	CL2	Length	Height	Width	Width	
	190-270	320	SS	26' 5"	10' 6 1/4"	11' 4 1/2"	11' 9"	3' 5"	11' 3"	7' 9 3/4"	5' 9 1/4"	6' 7 1/2"
	190-270	320	SL & LL	33' 11 1/4"	10' 6 1/4"	11' 4 1/2"	15' 6"	3' 5"	15' 0 1/4"	7' 9 3/4"	5' 9 1/4"	6' 7 1/2"
	190-270	500	SS	26' 6 3/8"	11' 4 5/8"	12' 6 7/8"	11' 9"	3' 6 3/8"	11' 3"	8' 2 1/4"	6' 7 5/8"	7' 9 7/8"
C	190-270	500	SL & LL	34' 0 5/8"	11' 4 5/8"	12' 6 7/8"	15' 6"	3' 6 3/8"	15' 0 1/4"	8' 2 1/4"	6' 7 5/8"	7' 9 7/8"
V	300-420	500	SS	26' 6 3/8"	11' 4 5/8"	12' 5 1/2"	11' 9"	3' 6 3/8"	11' 3"	8' 2 1/2"	6' 7 5/8"	7' 8 1/2"
H	300-420	500	SL & LL	34' 0 5/8"	11' 4 5/8"	12' 5 1/2"	15' 6"	3' 6 3/8"	15' 0 1/4"	8' 2 1/2"	6' 7 5/8"	7' 8 1/2"
E	300-420	800	SS	27' 4 1/4"	12' 5 1/4"	13' 4 5/8"	11' 9"	4' 4 1/4"	11' 3"	9' 6 3/8"	7' 11 1/4"	8' 7 5/8"
	300-420	800	SL & LL	34' 10 1/2"	12' 5 1/4"	13' 4 5/8"	15' 6"	4' 4 1/4"	15' 0 1/4"	9' 6 3/8"	7' 11 1/4"	8' 7 5/8"
	480-565	500	SS	26' 6 3/8"	11' 4 5/8"	12' 5 3/4"	11' 9"	3' 6 3/8"	11' 3"	8' 7 1/4"	6' 7 5/8"	7' 8 3/4"
	480-565	500	SL & LL	34' 0 5/8"	11' 4 5/8"	12' 5 3/4"	15' 6"	3' 6 3/8"	15' 0 1/4"	8' 7 1/4"	6' 7 5/8"	7' 8 3/4"
	480-565	800	SS	27' 4 1/4"	12' 5 1/4"	13' 4 5/8"	11' 9"	4' 4 1/4"	11' 3"	9' 8"	7' 11 1/4"	8' 7 5/8"
C	480-565	800	SL & LL	34' 10 1/2"	12' 5 1/4"	13' 4 5/8"	15' 6"	4' 4 1/4"	15' 0 1/4"	9' 8"	7' 11 1/4"	8' 7 5/8"
V	670-780	800	SS	27' 4 1/4"	12' 10"	13' 10 3/4"	11' 9"	4' 4 1/4"	11' 3"	9' 6 3/4"	8' 4"	9' 1 3/4"
H	670-780	800	SL & LL	34' 10 1/2"	12' 10"	13' 10 3/4"	15' 6"	4' 4 1/4"	15' 0 1/4"	9' 6 3/4"	8' 4"	9' 1 3/4"
G	670-780	1420	ML & LL	35' 5 1/4"	14' 5 3/4"	15' 0 7/8"	15' 6"	4' 11"	15' 0 1/4"	10' 1 1/8"	9' 11 3/4"	10' 3 7/8"
	920-1067	1420	ML & LL	35' 5 1/4"	14' 5 3/4"	15' 0 7/8"	15' 6"	4' 11"	15' 0 1/4"	10' 1 1/8"	9' 11 3/4"	10' 3 7/8"
	920-1067	2100	LL	35' 5 1/4"	15' 3 3/4"	15' 7"	15' 6"	4' 11"	15' 0 1/4"	11' 0 7/8"	10' 9 3/4"	10' 10"

CL1 CAN BE AT EITHER END OF MACHINE AND IS REQUIRED FOR TUBE PULL CLEARANCE.  
CL2 IS ALWAYS AT THE OPPOSITE END OF MACHINE FROM CL1 AND IS REQUIRED FOR SERVICE CLEARANCE.

CENTRAVAC WATER CONNECTION PIPE SIZE					
Water Passes	Shell Size				
	032	050	080	142	210
EVAPORATOR					
Nominal Pipe Size (Inches)					
1 PASS	8	10	12	16	16
2 PASS	6	8	10	12	14
3 PASS	5	6	8	10	12
CONDENSER 2 PASS					
	6	8	10	12	14

# Physical Dimensions

# 50 Hz Compressors (SI Units)



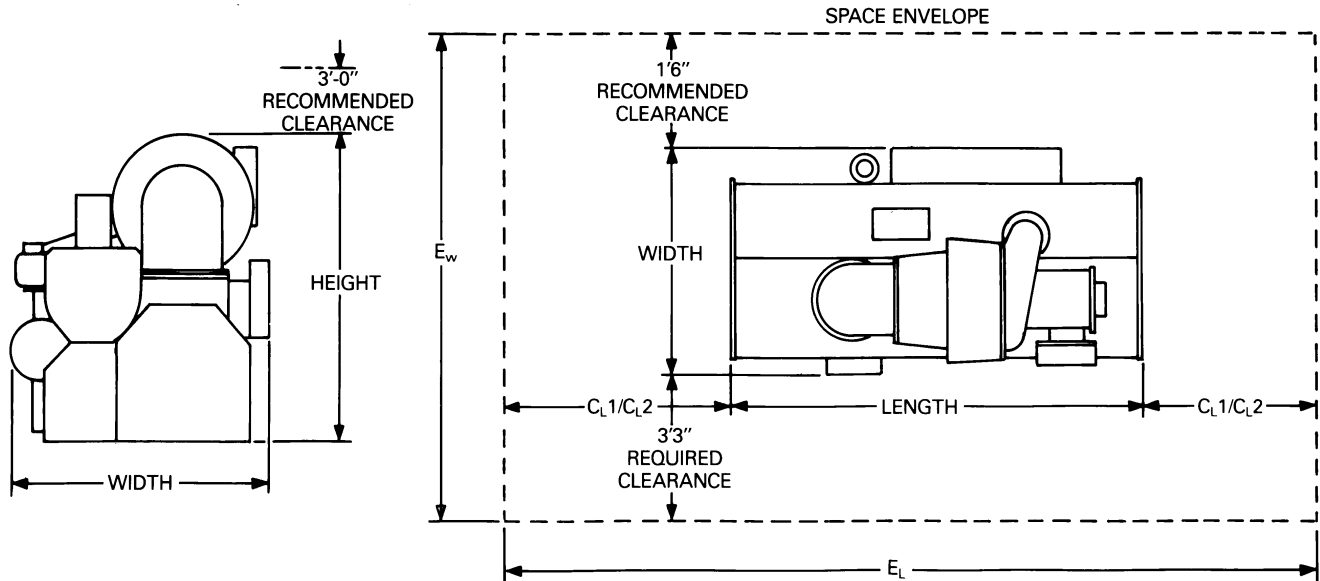
METRIC UNITS												
COMP	Shell Size	Shell Arrangement	Envelope					Clearance		Unit Dimensions		
			EL	EW	EW	EW	Tube Pull	CL1	CL2	Length	Height	W/O Unit Mounted Starters
	190-270	320	SS	8052	3207	3467	3581	104'	3429	2380	1759	2019
	190-270	320	SL & LL	10344	3207	3467	4724	1041	4578	2380	1759	2019
	190-270	500	SS	8087	3470	3832	3581	1076	3429	2494	2022	2384
C	190-270	500	SL & LL	10379	3470	3832	4724	1076	4578	2494	2022	2384
V	300-420	500	SS	8087	3470	3797	3581	1076	3429	2502	2022	2350
H	300-420	500	SL & LL	10379	3470	3797	4724	1076	4578	2502	2022	2350
E	300-420	800	SS	8338	3867	4080	3581	1327	3429	2905	2419	2632
	300-420	800	SL & LL	10630	3867	4080	4724	1327	4578	2905	2419	2632
	480-565	500	SS	8087	3470	3804	3581	1076	3429	2624	2022	2356
	480-565	500	SL & LL	10379	3470	3804	3581	1076	4578	2624	2022	2356
	480-565	800	SS	8338	3867	4080	4724	1327	3429	2946	2419	2632
C	480-565	800	SL & LL	10630	3867	4080	4724	1327	4578	2946	2419	2632
V	670-780	800	SS	8338	3912	4235	3581	1327	3429	2915	2540	2788
H	670-780	800	SL & LL	10630	3912	4235	4724	1327	4578	2915	2540	2788
G	670-780	1420	ML & LL	10754	4413	4594	4724	1499	4578	3077	3042	3146
	920-1067	1420	ML & LL	10754	4413	4594	4724	1499	4578	3077	3042	3146
	920-1067	2100	LL	10801	4667	4750	4724	1499	4578	3375	3296	3302

CL1 CAN BE AT EITHER END OF MACHINE AND IS REQUIRED FOR TUBE PULL CLEARANCE.  
 CL2 IS ALWAYS AT THE OPPOSITE END OF MACHINE FROM CL1 AND IS REQUIRED FOR SERVICE CLEARANCE.

CENTRAVAC WATER CONNECTION PIPE SIZE					
Water Passes	Shell Size				
	032	050	080	142	210
EVAPORATOR					
Metric Pipe Size (Millimeters)					
1 PASS	DN200	DN250	DN300	DN400	DN400
2 PASS	DN150	DN200	DN250	DN300	DN350
3 PASS	DN125	DN150	DN200	DN250	DN300
CONDENSER 2 PASS					
	DN150	DN200	DN250	DN300	DN350

# Physical Dimensions

# 60 Hz Compressors (English Units)



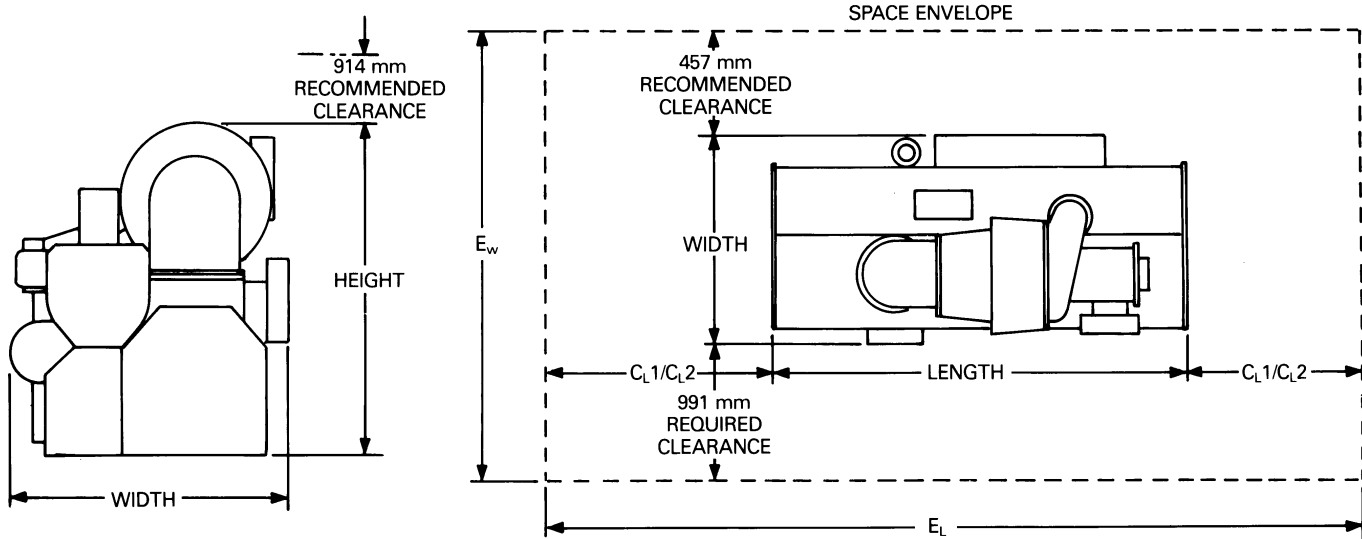
ENGLISH UNITS												
COMP	Shell Size	Shell Arrangement	Envelope			Clearance			Unit Dimensions			
			W/O Unit Mounted Starters	With Unit Mounted Starters	Tube Pull	W/O Unit Mounted Starters	With Unit Mounted Starters	W/O Unit Mounted Starters	With Unit Mounted Starters			
			EL	EW	EW	CL1	CL2	Length	Height	Width	Width	
	230-320	320	SS	26' 5"	10' 6 1/4"	11' 4 1/2"	11' 9"	3' 5"	11' 3"	7' 9 3/4"	5' 9 1/4"	6' 7 1/2"
	230-320	320	SL & LL	33' 11 1/4"	10' 6 1/4"	11' 4 1/2"	15' 6"	3' 5"	15' 0 1/4"	7' 9 3/4"	5' 9 1/4"	6' 7 1/2"
	230-320	500	SS	26' 6 3/8"	11' 4 5/8"	12' 6 7/8"	11' 9"	3' 6 3/8"	11' 3"	8' 2 1/4"	6' 7 5/8"	7' 9 7/8"
C	230-320	500	SL & LL	34' 0 5/8"	11' 4 5/8"	12' 6 7/8"	15' 6"	3' 6 3/8"	15' 0 1/4"	8' 2 1/4"	6' 7 5/8"	7' 9 7/8"
V	360-500	500	SS	26' 6 3/8"	11' 4 5/8"	12' 5 1/2"	11' 9"	3' 6 3/8"	11' 3"	8' 2 1/2"	6' 7 5/8"	7' 8 1/2"
H	360-500	500	SL & LL	34' 0 5/8"	11' 4 5/8"	12' 5 1/2"	15' 6"	3' 6 3/8"	15' 0 1/4"	8' 2 1/2"	6' 7 5/8"	7' 8 1/2"
E	360-500	800	SS	27' 4 1/4"	12' 5 1/4"	13' 4 5/8"	11' 9"	4' 4 1/4"	11' 3"	9' 6 3/8"	7' 11 1/4"	8' 7 5/8"
	360-500	800	SL & LL	34' 10 1/2"	12' 5 1/4"	13' 4 5/8"	15' 6"	4' 4 1/4"	15' 0 1/4"	9' 6 3/8"	7' 11 1/4"	8' 7 5/8"
	350-485	500	SS	26' 6 3/8"	11' 4 5/8"	12' 5 1/2"	11' 9"	3' 6 3/8"	11' 3"	8' 4"	6' 7 5/8"	7' 8 1/2"
	350-485	500	SL & LL	34' 0 5/8"	11' 4 5/8"	12' 5 1/2"	15' 6"	3' 6 3/8"	15' 0 1/4"	8' 4"	6' 7 5/8"	7' 8 3/4"
	350-485	800	SS	27' 4 1/4"	12' 5 1/4"	13' 4 5/8"	11' 9"	4' 4 1/4"	11' 3"	9' 6 1/2"	7' 11 1/4"	8' 7 5/8"
	350-485	800	SL & LL	34' 10 1/2"	12' 5 1/4"	13' 4 5/8"	15' 6"	4' 4 1/4"	15' 0 1/4"	9' 6 1/2"	7' 11 1/4"	8' 7 5/8"
C	555 & 640	500	SS	26' 6 3/8"	11' 4 5/8"	12' 5 3/4"	11' 9"	3' 6 3/8"	11' 3"	8' 7 1/4"	6' 7 5/8"	7' 8 3/4"
V	555 & 640	500	SL & LL	34' 0 5/8"	11' 4 5/8"	12' 5 3/4"	15' 6"	3' 6 3/8"	15' 0 1/4"	8' 7 1/4"	6' 7 5/8"	7' 8 3/4"
H	555 & 640	800	SS	27' 4 1/4"	12' 5 1/4"	13' 4 5/8"	11' 9"	4' 4 1/4"	11' 3"	9' 8"	7' 11 1/4"	8' 7 5/8"
F	555 & 640	800	SL & LL	34' 10 1/2"	12' 5 1/4"	13' 4 5/8"	15' 6"	4' 4 1/4"	15' 0 1/4"	9' 8"	7' 11 1/4"	8' 7 5/8"
	650-910	800	SS	27' 4 1/4"	12' 10"	13' 10 3/4"	11' 9"	4' 4 1/4"	11' 3"	9' 6 3/4"	8' 4"	9' 1 3/4"
	650-910	800	SL & LL	34' 10 1/2"	12' 10"	13' 10 3/4"	15' 6"	4' 4 1/4"	15' 0 1/4"	9' 6 3/4"	8' 4"	9' 1 3/4"
	650-910	1420	ML & LL	35' 5 1/4"	14' 5 3/4"	15' 0 7/8"	15' 6"	4' 11"	15' 0 1/4"	10' 1 1/8"	9' 11 3/4"	10' 3 3/8"
	1060-1280	1420	ML & LL	35' 5 1/4"	14' 5 3/4"	15' 0 7/8"	15' 6"	4' 11"	15' 0 1/4"	10' 1 1/8"	9' 11 3/4"	10' 3 3/8"
	1060-1280	1420	EL	39' 2 7/8"	14' 5 3/4"	15' 0 7/8"	17' 5"	4' 11"	16' 10 3/4"	10' 1 1/8"	9' 11 3/4"	10' 3 3/8"
	1060-1280	2100	LL	35' 5 1/4"	15' 3 3/4"	15' 7"	15' 6"	4' 11"	15' 0 1/4"	11' 0 7/8"	10' 9 3/4"	10' 10"
	1060-1280	2500	EL	39' 5 7/8"	16' 7"	16' 7"	17' 5"	5' 2 1/8"	16' 10 3/4"	11' 4 7/8"	11' 11 1/2"	11' 11 1/2"
	1470	2100	LL	35' 5 1/4"	15' 3 3/4"	15' 7"	15' 6"	4' 11"	15' 0 1/4"	11' 5"	10' 9 3/4"	10' 10"
	1470	2500	EL	39' 5 7/8"	16' 7"	16' 7"	17' 5"	5' 2 1/8"	16' 10 3/4"	11' 4 7/8"	11' 11 1/2"	11' 11 1/2"

CL1 CAN BE AT EITHER END OF MACHINE AND IS REQUIRED FOR TUBE PULL CLEARANCE.  
 CL2 IS ALWAYS AT THE OPPOSITE END OF MACHINE FROM CL1 AND IS REQUIRED FOR SERVICE CLEARANCE.

CENTRAVAC WATER CONNECTION PIPE SIZE						
Water Passes	Shell Size					
	032	050	080	142	210	250
EVAPORATOR	Nominal Pipe Size (Inches)					
1 PASS	8	10	12	16	16	16
2 PASS	6	8	10	12	14	14
3 PASS	5	6	8	10	12	12
CONDENSER 2 PASS	6	8	10	12	14	14

# Physical Dimensions

# 60 Hz Compressors (SI Units)



METRIC UNITS												
COMP	Shell Size	Shell Arrangement	Envelope						Unit Dimensions			
			W/O Unit Mounted Starters	With Unit Mounted Starters	Tube Pull	CL1	CL2	Length	Height	W/O Unit Mounted Starters	With Unit Mounted Starters	
	230-320	320	SS	8052	3207	3467	3581	1041	3429	2380	1759	2019
	230-320	320	SL & LL	10344	3207	3467	4724	1041	4578	2380	1759	2019
	230-320	500	SS	8087	3470	3832	3581	1076	3429	2494	2022	2384
C	230-320	500	SL & LL	10379	3470	3832	4724	1076	4578	2494	2022	2384
V	360-500	500	SS	8087	3470	3797	3581	1076	3429	2502	2022	2350
H	360-500	500	SL & LL	10379	3470	3797	4724	1076	4578	2502	2022	2350
E	360-500	800	SS	8338	3867	4080	3581	1327	3429	2905	2419	2632
	360-500	800	SL & LL	10630	3867	4080	4724	1327	4578	2905	2419	2632
	350-485	500	SS	8087	3470	3797	3581	1076	3429	2540	2022	2350
	350-485	500	SL & LL	10379	3470	3797	4724	1076	4578	2540	2022	2350
	350-485	800	SS	8338	3867	4080	3581	1327	3429	2908	2419	2632
	350-485	800	SL & LL	10630	3867	4080	4724	1327	4578	2908	2419	2632
	555 & 640	500	SS	8087	3470	3804	3581	1076	3429	2624	2022	2356
C	555 & 640	500	SL & LL	10379	3470	3804	4724	1076	4578	2624	2022	2356
V	555 & 640	800	SS	8338	3867	4080	3581	1327	3429	2946	2419	2632
H	555 & 640	800	SL & LL	10630	3867	4080	4724	1327	4578	2946	2419	2632
F	650-910	800	SS	8338	3912	4235	3581	1327	3429	2915	2540	2788
	650-910	800	SL & LL	10630	3912	4235	4724	1327	4578	2915	2540	2788
	650-910	1420	ML & LL	10754	4413	4594	4724	1499	4578	3077	3042	3146
	1060-1280	1420	ML & LL	10754	4413	4594	4724	1499	4578	3077	3042	3146
	1060-1280	1420	EL	11909	4413	4594	5309	1499	5150	3077	3042	3146
	1060-1280	2100	LL	10801	4667	4750	4724	1499	4578	3375	3296	3302
	1060-1280	2500	EL	11069	5055	5055	5309	1578	5150	3477	3645	3645
	1470	2100	LL	10801	4667	4750	4724	1499	4578	3479	3296	3302
	1470	2500	EL	11069	5055	5055	5309	1578	5150	3585	3645	3645

CL1 CAN BE AT EITHER END OF MACHINE AND IS REQUIRED FOR TUBE PULL CLEARANCE.  
 CL2 IS ALWAYS AT THE OPPOSITE END OF MACHINE FROM CL1 AND IS REQUIRED FOR SERVICE CLEARANCE.

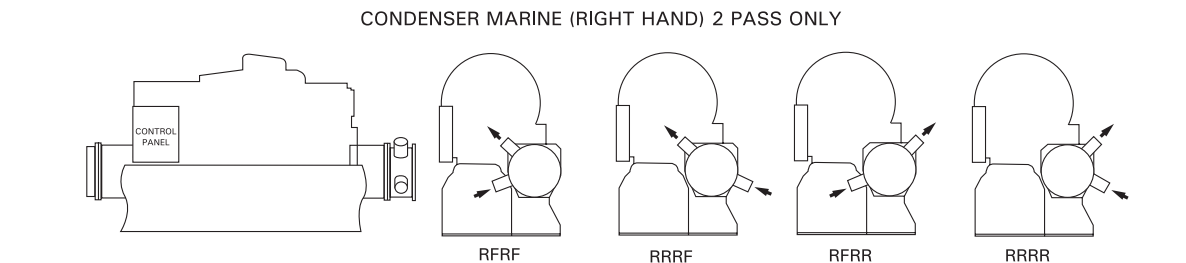
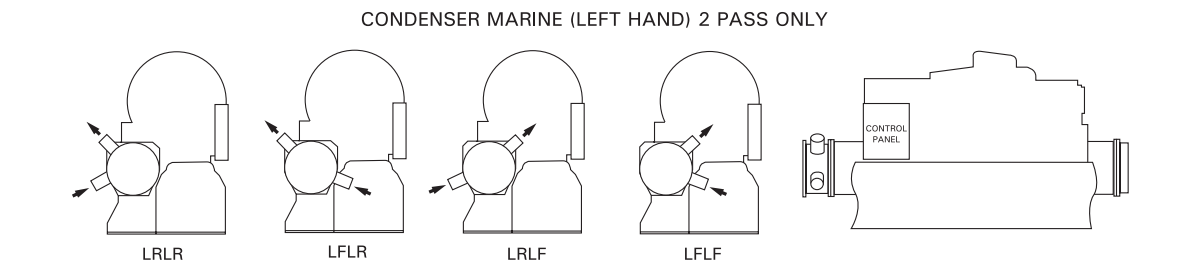
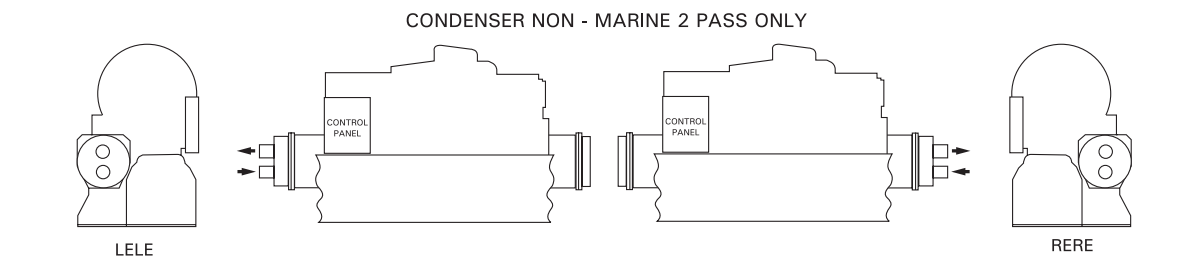
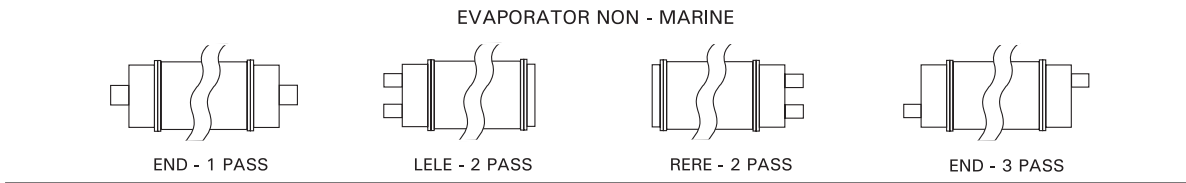
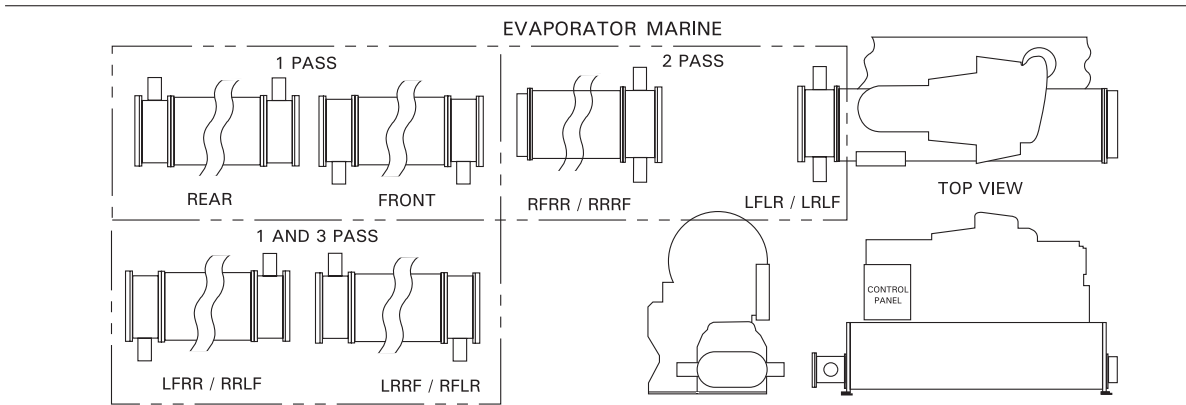
CENTRAVAC WATER CONNECTION PIPE SIZE						
Water Passes	Shell Size					
	032	050	080	142	210	250
EVAPORATOR						
1 PASS	DN200	DN250	DN300	DN400	DN400	DN400
2 PASS	DN150	DN200	DN250	DN300	DN350	DN350
3 PASS	DN125	DN150	DN200	DN250	DN300	DN300
CONDENSER 2 PASS						
	DN150	DN200	DN250	DN300	DN350	DN350



# Physical Dimensions

# Waterbox Connection Arrangement

← = WATER FLOW



**These graphics are intended to help you visualize the possible connections/combinations that may be available for your unit. You must contact your local Trane office who can configure your selection as an as-built drawing to confirm it is available and to provide appropriate dimensions.**



# Physical Dimensions

## Waterbox Lengths – English Units

SHELL	PRESSURE	EVAP	PASSES	LENGTH	RETURN LENGTH	COND	NO. PASSES	LENGTH	RETURN LENGTH
320	150 PSIG	MAR	1	16.12		MAR	2	16.674	6.125
320	150 PSIG	MAR	2	16.12	6.94	NMAR	2	9.25 cast	6.125
320	150 PSIG	MAR	3	16.12					
320	150 PSIG	NMAR	1	12.94					
320	150 PSIG	NMAR	2	12.94	6.94				
320	150 PSIG	NMAR	3	12.94					
320	300 PSIG	MAR	1	16.12		MAR	2	17	8
320	300 PSIG	MAR	2	16.12	6.94	NMAR	2	13.28/20.28	8
320	300 PSIG	MAR	3	16.12					
320	300 PSIG	NMAR	1	12.94					
320	300 PSIG	NMAR	2	12.94	6.94				
320	300 PSIG	NMAR	3	12.94					
500	150 PSIG	MAR	1	18.5		MAR	2	16.31	7.875
500	150 PSIG	MAR	2	18.5	6.73	NMAR	2	10.5 cast	7.875
500	150 PSIG	MAR	3	18.5					
500	150 PSIG	NMAR	1	12.73					
500	150 PSIG	NMAR	2	12.73	6.73				
500	150 PSIG	NMAR	3	12.73					
500	300 PSIG	MAR	1	19		MAR	2	18.363	7.6
500	300 PSIG	MAR	2	19	6.73	NMAR	2	12.86/20.46	7.6
500	300 PSIG	MAR	3	19					
500	300 PSIG	NMAR	1	12.73					
500	300 PSIG	NMAR	2	12.73	6.73				
500	300 PSIG	NMAR	3	12.73					
800	150 PSIG	MAR	1	23.225		MAR	2	23.75	8.32
800	150 PSIG	MAR	2	21.225	7.21	NMAR	2	14.2	8.32
800	150 PSIG	MAR	3	19.225					
800	150 PSIG	NMAR	1	13.19					
800	150 PSIG	NMAR	2	13.19	7.21				
800	150 PSIG	NMAR	3	13.19					
800	300 PSIG	MAR	1	25		MAR	2	28.14	8.93
800	300 PSIG	MAR	2	23	7.96	NMAR	2	14.4/23.27	8.93
800	300 PSIG	MAR	3	21					
800	300 PSIG	NMAR	1	13.96					
800	300 PSIG	NMAR	2	13.96	7.96				
800	300 PSIG	NMAR	3	13.96					
1420	150 PSIG	MAR	1	28.25		MAR	2	28.25	9.25
1420	150 PSIG	MAR	2	25	9.33	NMAR	2	16	9.25
1420	150 PSIG	MAR	3	23					
1420	150 PSIG	NMAR	1	15.41					
1420	150 PSIG	NMAR	2	15.41	9.33				
1420	150 PSIG	NMAR	3	15.41					
1420	300 PSIG	MAR	1	31.056		MAR	2	33.16	10.06
1420	300 PSIG	MAR	2	27.8	9.84	NMAR	2	15.79	10.06
1420	300 PSIG	MAR	3	25.8					
1420	300 PSIG	NMAR	1	15.59					
1420	300 PSIG	NMAR	2	15.59	9.84				
1420	300 PSIG	NMAR	3	15.59					
210	150 PSIG	MAR	1	N/A		MAR	2	29.632	9.382
210	150 PSIG	MAR	2	27.25	8.88	NMAR	2	16.38	9.382
210	150 PSIG	MAR	3	25.25					
210	150 PSIG	NMAR	1	15.88					
210	150 PSIG	NMAR	2	15.88	8.88				
210	150 PSIG	NMAR	3	15.88					
210	300 PSIG	MAR	1	N/A		MAR	2	35	10.71
210	300 PSIG	MAR	2	29.64	9.84	NMAR	2	17.71	10.71
210	300 PSIG	MAR	3	29.64					
210	300 PSIG	NMAR	1	16.84					
210	300 PSIG	NMAR	2	16.84	9.84				
210	300 PSIG	NMAR	3	16.84					
250	150 PSIG	MAR	1	N/A		MAR	2	32	10.75
250	150 PSIG	MAR	2	N/A	N/A	NMAR	2	17.75	10.75
250	150 PSIG	MAR	3	N/A					
250	150 PSIG	NMAR	1	18.75					
250	150 PSIG	NMAR	2	18.75	11.75				
250	150 PSIG	NMAR	3	18.75					
250	300 PSIG	MAR	1	N/A		MAR	2	38.3	11.75
250	300 PSIG	MAR	2	N/A	N/A	NMAR	2	18.75	11.75
250	300 PSIG	MAR	3	N/A					
250	300 PSIG	NMAR	1	20.25					
250	300 PSIG	NMAR	2	20.25	13.25				
250	300 PSIG	NMAR	3	20.25					

# Physical Dimensions

## Waterbox Lengths – Metric Units

SHELL	PRESSURE	EVAP	PASSES	LENGTH	RETURN LENGTH	COND	NO. PASSES	LENGTH	RETURN LENGTH
320	150 PSIG	MAR	1	409		MAR	2	424	156
320	150 PSIG	MAR	2	409	176	NMAR	2	235 cast	156
320	150 PSIG	MAR	3	409					
320	150 PSIG	NMAR	1	329					
320	150 PSIG	NMAR	2	329	176				
320	150 PSIG	NMAR	3	329					
320	300 PSIG	MAR	1	409		MAR	2	432	203
320	300 PSIG	MAR	2	409	176	NMAR	2	337/515	203
320	300 PSIG	MAR	3	409					
320	300 PSIG	NMAR	1	329					
320	300 PSIG	NMAR	2	329	176				
320	300 PSIG	NMAR	3	329					
500	150 PSIG	MAR	1	470		MAR	2	414	200
500	150 PSIG	MAR	2	470	171	NMAR	2	267 cast	200
500	150 PSIG	MAR	3	470					
500	150 PSIG	NMAR	1	323					
500	150 PSIG	NMAR	2	323	171				
500	150 PSIG	NMAR	3	323					
500	300 PSIG	MAR	1	483		MAR	2	466	193
500	300 PSIG	MAR	2	483	171	NMAR	2	327/520	193
500	300 PSIG	MAR	3	483					
500	300 PSIG	NMAR	1	323					
500	300 PSIG	NMAR	2	323	171				
500	300 PSIG	NMAR	3	323					
800	150 PSIG	MAR	1	590		MAR	2	603	211
800	150 PSIG	MAR	2	539	183	NMAR	2	361	211
800	150 PSIG	MAR	3	488					
800	150 PSIG	NMAR	1	335					
800	150 PSIG	NMAR	2	335	183				
800	150 PSIG	NMAR	3	335					
800	300 PSIG	MAR	1	635		MAR	2	871	227
800	300 PSIG	MAR	2	584	202	NMAR	2	366/591	227
800	300 PSIG	MAR	3	533					
800	300 PSIG	NMAR	1	355					
800	300 PSIG	NMAR	2	355	202				
800	300 PSIG	NMAR	3	355					
1420	150 PSIG	MAR	1	718		MAR	2	718	235
1420	150 PSIG	MAR	2	635	237	NMAR	2	406	235
1420	150 PSIG	MAR	3	584					
1420	150 PSIG	NMAR	1	391					
1420	150 PSIG	NMAR	2	391	237				
1420	150 PSIG	NMAR	3	391					
1420	300 PSIG	MAR	1	789		MAR	2	842	256
1420	300 PSIG	MAR	2	706	250	NMAR	2	401	256
1420	300 PSIG	MAR	3	655					
1420	300 PSIG	NMAR	1	396					
1420	300 PSIG	NMAR	2	396	250				
1420	300 PSIG	NMAR	3	396					
210	150 PSIG	MAR	1	N/A	N/A	MAR	2	753	238
210	150 PSIG	MAR	2	692	226	NMAR	2	416	238
210	150 PSIG	MAR	3	641					
210	150 PSIG	NMAR	1	403					
210	150 PSIG	NMAR	2	403	226				
210	150 PSIG	NMAR	3	403					
210	300 PSIG	MAR	1	N/A		MAR	2	889	272
210	300 PSIG	MAR	2	753	250	NMAR	2	450	272
210	300 PSIG	MAR	3	753					
210	300 PSIG	NMAR	1	428					
210	300 PSIG	NMAR	2	428	250				
210	300 PSIG	NMAR	3	428					
250	150 PSIG	MAR	1	N/A		MAR	2	813	273
250	150 PSIG	MAR	2	N/A	N/A	NMAR	2	451	273
250	150 PSIG	MAR	3	N/A					
250	150 PSIG	NMAR	1	476					
250	150 PSIG	NMAR	2	476	298				
250	150 PSIG	NMAR	3	476					
250	300 PSIG	MAR	1	N/A		MAR	2	973	298
250	300 PSIG	MAR	2	N/A	N/A	NMAR	2	476	298
250	300 PSIG	MAR	3	N/A					
250	300 PSIG	NMAR	1	514					
250	300 PSIG	NMAR	2	514	337				
250	300 PSIG	NMAR	3	514					



# Mechanical Specification

## Compressor

### Guide Vanes

Fully modulating variable inlet guide vanes provide capacity control. The guide vanes are controlled by an externally mounted electric vane operator in response to refrigeration load on the evaporator.

### Impellers

Fully shrouded impellers are high strength aluminum alloy and directly connected to the motor rotor shaft operating at 3,600 rpm (60 hertz), 3,000 rpm (50 hertz). Impellers are dynamically balanced and over-speed tested at 4,500 rpm; the motor-compressor assembly is balanced to a maximum vibration of .15 inch/second at 3600 rpm as measured on the motor housing.

### Compressor Casing

Separate volute casings of refrigerant-tight, close-grained cast iron are used on the centrifugal compressor; each incorporating a parallel wall diffuser surrounded by a collection scroll. The diffuser passages are machined to ensure high efficiency. All casings are proof-tested and leak-tested.

### Motor

Compressor motors are hermetically sealed two-pole, low-slip squirrel cage, induction-type. They are built in accordance with Trane specifications and guaranteed by the manufacturer for continuous operation at the nameplate rating. A load limit system provides protection against operation in excess of this rating. The rotor shaft is of heat-treated carbon steel and designed such that the first critical speed is well above the operating speed. The control circuit prevents motor energization unless positive oil pressure is established. Impellers are keyed directly to the motor shaft and locked in position. Nonferrous, labyrinth-type seals minimize recirculation and gas leakage between the stages of the compressor. 200- through 600-volt, three-phase, 60-hertz and 380 through 415 volt three phase 50 hertz motors are supplied with six terminal posts for full voltage (across-the-line) or reduced voltage (Star-Delta or autotransformer) starting. For low

voltage, full voltage starting — connecting links are furnished to convert the motor to a 3-lead motor. 2,300-through 4,160-volt, three-phase, 60-hertz and 3300 through 6600 volt three phase 50 hertz motors are supplied with three terminal posts for full voltage (across-the-line) or reduced voltage (primary reactor or autotransformer) starting. Motor terminal pads are supplied. A removable sheet metal terminal box encloses the terminal board area.

### Motor Cooling

Cooling is accomplished by liquid refrigerant pumped through the motor with a patented refrigerant pump. The refrigerant circulates uniformly over the stator windings and between the rotor and stator. The windings of all motors are specifically insulated for operation within a refrigerant atmosphere.

### Lubrication

A direct-drive system, positive-displacement oil pump driven by a low voltage 3/4 horsepower, 120/60/1 or 120/50/1 motor is submerged in the oil sump to assure a positive oil supply to the two compressor bearings at all times. A low watt-density heater maintains the oil temperature which minimizes its affinity for refrigerant. Oil cooling is provided by refrigerant.

## Evaporator

### Shell and Waterboxes

The evaporator shell is formed of carbon steel plate and incorporates a carbon rupture disc in accordance with the ANSI/ASHRAE 15 Safety Code. A refrigerant temperature coupling is provided for customer use or for use with a low limit controller.

For all units, pass arrangements are available at 150 psig or 300 psig water side working pressures, with grooved connections. Flanged connections are also available. Marine-type waterboxes are available.

### Tube Sheets

A thick carbon steel tube sheet is welded to each end of the shell and is drilled and reamed to accommodate the tubes.

Three annular grooves are machined into each tube hole to provide a positive liquid and vapor seal between the refrigerant and water side of the shell after tube rolling. Intermediate tube support sheets are positioned along the length of the shell to avoid contact and relative motion between adjacent tubes.

### Tubes

Individually replaceable externally finned seamless copper tubing, either internally enhanced (one-inch nominal diameter) or (three-quarter inch nominal diameter) is utilized as the evaporator heat transfer surface. Tubes are mechanically expanded into the tube sheets (and affixed to the intermediate support sheets with the clips) to provide a leak-free seal and eliminate tube contact and abrasion due to relative motion.

### Eliminators

Multiple layers of metal mesh screen form the eliminators and are installed over the tube bundle along the entire length of the evaporator to prevent liquid refrigerant carryover into the compressor.

### Refrigerant Distribution

A refrigerant distribution compartment in the base of the evaporator assures uniform wetting of the heat transfer surface over the entire length of the shell and under varying loads. High velocity refrigerant spray impingement on the tubes is prevented through this design.

### Refrigerant Flow Control

A multiple orifice flow control system maintains the correct pressure differential between the condenser, economizer and evaporator over the entire range of loading. This patented system contains no moving parts.

### Shell Tests

The refrigerant side of the evaporator shell, complete with tubes, but without waterbox covers, is proof-tested at 45 psig, vacuum leak-tested and pressure leak-tested. The water side of the shell, with waterboxes in place, is hydrostatically tested at one and one-half times the design working pressure, but not less than 225 psig. (These tests are not to be repeated at installation).

# Mechanical Specification

## Condenser/Heat Recovery Condenser

### Shell and Waterboxes

The condenser shell is formed of carbon steel plate designed and constructed in accordance with ANSI/ASHRAE 15 Safety Code. For all units, all pass arrangements are available at 150 psig or 300 psig water side working pressures with grooved connections. Flanged connections are also available. Marine-type waterboxes are available.

### Tube Sheets

A thick carbon steel tube sheet is welded to each end of the shell and is drilled and reamed to accommodate the tubes. Three annular grooves are machined into each tube hole to provide a positive liquid and vapor seal between the refrigerant and water sides of the shell after tube rolling. Intermediate tube support sheets are positioned along the length of the shell to avoid contact and relative motion between adjacent tubes.

### Tubes

Individually replaceable externally finned seamless copper tubing, either internally enhanced (one-inch nominal diameter) or (three-quarter inch nominal diameter), is utilized as the condenser heat transfer surface.

### Refrigerant Gas Distribution

A baffle between the tube bundle and the condenser shell distributes the hot gas longitudinally throughout the condenser downward over the tube bundle preventing direct impingement of high velocity compressor discharge gas upon the tubes.

### Shell Tests

The refrigerant side of the condenser shell with tubes, but without waterbox covers, is proof-tested at 45 psig, vacuum leak-tested and pressure leak-tested. The water side of the shell with waterboxes in place is hydrostatically tested at one and a half times the design working pressure, but not less than 225 psig. (These tests are not to be repeated at installation).

## Economizer

The CVHE/CVHG style CenTraVac™ two-stage economizer (single-stage economizer on CVHF style units) is a series of interstage pressure chambers which utilize a multiple orifice system to maintain the correct pressure differential between the condenser, economizer and evaporator over the entire range of loading. This patented system contains no moving parts.

## Purge System

The CenTraVac chiller utilizes a purge system operating with a 120/60/1 or 120/50/1 power supply. The purge system, using an air-cooled condensing unit, operates automatically to remove any noncondensables and water vapor which may be present in the refrigerant system. Normal operating efficiency does not exceed 0.002 lbs. of refrigerant lost per pound of dry air removed. Noncondensable discharge and refrigerant return are automatic functions of the purge. The purge can be operated at any time independent of chiller operation. ASHRAE GUIDELINE 3 recommends that the purge should be able to run even while the chiller is idle.

Purge unit includes lights to indicate condenser running, fault indication and service operation. An elapsed time meter is included as standard to monitor any amount of leak rate and running time.

## Unit Control Panel

The microcomputer control panel is factory installed and tested on the CenTraVac™ unit. All controls necessary for the safe and reliable operation of the chiller are provided including oil management, purge operation, and interface to the starter. The control system is powered by a control power transformer included in the starter panel. The microcomputer control system processes the leaving evaporator fluid temperature sensor signal to satisfy the system requirements across the entire load range.

The microprocessor controller is compatible with reduced voltage or full voltage electromechanical starters, variable speed drives, or solid state starters. Depending on the applicability, the drives may be factory-mounted or remote mounted.

The controller will load and unload the chiller via control of the stepper-motor/actuator which drives the inlet guide vanes open or closed. The load range can be limited either by a current limiter or by an inlet guide vane limit (whichever controls the lower limit). It will also control the evaporator and condenser pumps to insure proper chiller operation.

The panel features machine protection shutdown requiring **manual** reset for:

- low evaporator refrigerant temperature
- high condenser refrigerant pressure
- low evaporator/condenser differential pressure
- low differential oil pressure
- low oil flow
- high oil temperature
- critical sensor or detection circuit faults
- motor overload
- high motor winding temperature
- high compressor discharge temperature (option)
- starter contactor fault
- starter transition failure
- compressor failure to accelerate
- external and local emergency stop
- electrical distribution faults: phase loss, phase unbalance, phase reversal
- inter-processor communications lost
- high bearing temperature (optional)
- free-cooling valve closure failure (free-cooling applications only)
- extended compressor surge
- actuator drive circuit fault

Over 100 diagnostic checks are made and displayed when a fault is detected. The display indicates the fault, the type of reset required, the time and date the diagnostic occurred, the mode in which the machine was operating at the time of the diagnostic, and a help message. A diagnostic history will display the last 10 diagnostics with the time and date of their occurrence.

# Mechanical Specification

The display also provides over 20 reports that are organized into four groupings: Custom Report, Chiller Report, Refrigerant Report, and Compressor Report. Each report contains data that is accessed by scrolling through the menu items.

Each grouping will have a heading which describes the type of data in that grouping. This data includes:

- All water temperatures and setpoints (as standard factory mounted temperature sensors)
- Current chiller operating mode
- Diagnostic history
- Control source (i.e. local panel, external source, remote BAS)
- Current limit setpoint
- Water flows (optional)
- Water pressure drops (optional)
- Outdoor air temperature (optional)
- Saturated refrigerant temperatures and pressures
- Purge suction temperature
- Evaporator refrigerant liquid level
- Condenser liquid refrigerant temperature
- Compressor starts and hours running
- Phase currents
- Phase voltages (optional)
- Watts and power factor (optional)
- Oil temperature and flow
- Motor winding temperatures
- Bearing temperatures (optional)
- Refrigerant detection external to chiller in ppm (optional)

All necessary settings and setpoints are programmed into the microprocessor controller via the keypad of the operator interface. The controller is capable of receiving signals from a variety of control sources (which are not mutually exclusive — i.e. any combination of control sources can coexist simultaneously) and of being programmed at the keypad as to which control source has priority. Control sources can be:

- The local operator interface (standard)
- The remote operator interface (optional)
- A 4-20 mA or 2-10 vdc signal from an external source (interface optional) (control source not supplied by chiller manufacturer)
- Tracer™ (interface optional) (Tracer supplied by Trane)

- Process computer (interface optional) (control source not supplied by chiller manufacturer)
- Generic BAS (interface optional) (control source not supplied by chiller manufacturer)

The control source with priority will then determine the active setpoints via the signal that is sent to the control panel.

## Isolation Pads

Isolation pads are supplied with each CenTraVac™ chiller for placement under all support points. They are constructed of molded neoprene.

## Refrigerant and Oil Charge

A full charge of refrigerant and oil is supplied with each unit. The oil ships in the unit's oil sump and the refrigerant ships directly to the jobsite from refrigerant suppliers.

## Thermometer Wells and Sight Glasses

In addition to the thermowells provided for use with the standard unit safety controls, a well is provided for measurement of the liquid refrigerant condensing temperature and a coupling for the evaporating temperatures. Sight glasses are provided for monitoring oil charge level, oil flow, compressor rotation and purge condenser drum.

## Insulation

Factory applied insulation is available on all units. All low temperature surfaces are covered with 3/4-inch Armaflex II or equal (thermal conductivity = 0.28 Btu/hr-ft<sup>2</sup>), including the evaporator, waterboxes and suction elbow. The economizer and motor cooling lines are insulated with 3/8" and 1/2" insulation respectively.

## Refrigerant Pumpout/ Reclaim Connections

Connections are factory provided as standard to facilitate refrigerant reclaim/removal required during maintenance or overhaul in accordance with ANSI/ASHRAE 15.

## Painting

All painted CenTraVac surfaces are coated with two coats of air-dry beige primer-finisher prior to shipment.

## Unit Mounted Starter Option

The unit mounted starter can either be a star-delta or a solid-state starter in a NEMA 1 type enclosure. The starter is factory mounted and completely prewired to the compressor motor and the control panel. The CenTraVac chiller/ starter assembly is factory tested.

Starter is provided with a 3 KVA control power transformer (120 volt secondary). The starter door is designed to accommodate a padlock.

Available options include:

- Circuit Breaker — A standard interrupting capacity circuit breaker is available. The circuit breaker is mechanically interlocked to disconnect line power from starter when the starter door is open.
- High Interrupting Capacity Circuit Breaker — High interrupting capacity circuit breaker is available. This breaker is also interlocked to disconnect line power from the starter when the starter door is open.
- Circuit Breaker with Ground Fault — Ground fault protection is available with either standard or high interrupting capacity circuit breakers. An indicator light is provided to indicate if ground fault has occurred.
- Current Limiting Circuit Breaker — A standard circuit breaker incorporating three current limiters with fuse links is available. A fault current in excess of the circuit breaker capacity will blow the fuse links and interrupt the fault current. The circuit breaker cannot be reset until the blown current limiters are replaced.

# Mechanical Specification

## Trane Adaptive Frequency™ Drive (AFD)

The Trane AFD is a closed-loop, liquid-cooled, microprocessor based PWM design that converts fixed utility voltage and frequency to a variable voltage and frequency via a two-step operation. The AFD is both voltage and current regulated. Output power devices: IGBT transistors.

The AFD is factory mounted on the chiller and ships completely assembled, wired and tested.

Patented Trane AFD control logic is specifically designed to interface with the centrifugal water chiller controls. AFD control adapts to the operating ranges and specific characteristics of the chiller, and chiller efficiency is optimized by coordinating compressor motor speed and compressor inlet guide vane position. Chilled water control and AFD control work together to maintain the chilled water setpoint, improve efficiency and avoid surge. If a surge is detected, AFD surge avoidance logic will make adjustments to move away from and avoid surge at similar conditions in the future.

AFD is capable of operating at an altitude of 3300 feet rated output current. For every 300 feet above 3300 feet, the rated output current will be decreased by 1%.

### AFD Design Features

- NEMA 1 ventilated enclosure with a hinged, locking door and door-mounted circuit breaker with shunt trip, is tested to a short circuit withstand rating of 65,000 amps per UL 508. The entire package is UL/CUL listed.

- Digital keypad displays DC bus voltage, drive output motor current; output frequency (Hz); RPM; kW; percent motor torque; and elapsed time. LED's also display drive status: running, remote, jog, auto, forward, reverse or program.
- One programmable analog output signal, (0-10 Vdc or 4-20 mA) for customer use.
- Three programmable relay outputs for customer use.
- Simple modular construction.
- The drive is rated for 480/60/3 input power, +/-10%, with a motor thermal overload capability of 110% continuous for 25 minutes to 150% for 60 seconds, linear between 110 and 150.
- Input displacement power factor will exceed .96 regardless of speed and load.
- Minimum efficiency of 97% at rated load and 60 hertz.
- Soft-start; linear acceleration/coast to stop.
- Standard DC bus filter choke to limit harmonic distortion.
- All control circuit voltages are physically and electrically isolated from power circuit voltage.
- 150% instantaneous torque available for improved surge control.
- Critical frequency avoidance.
- Output line-to-line and line-to-ground short circuit protection.
- Restart into a rotating motor.
- AFD can be started without a motor connected.

### Chiller Unit Control Features for AFD

The chiller unit control panel standard control capabilities provide for the control/configuration interface to, and the retrieval/display of the collaterally additional AFD related data. AFD standard design features controlled through the starter module of UCP2 include:

- Current limited to 100%.
- Auto restart after an interruption of power limited to four starts per hour, 30 seconds between starts.
- Output speed reference signal 2-10 vdc.
- Digital display on UCP2 panel: output speed in hertz, output speed in rpm, fault, amps, input line voltage.
- Motor overload protection.
- Loss of follower signal – in the event of loss of input speed signal the AFD will default to 38 hertz or hold speed based on last reference received.
- Phase loss, reversal, imbalance protection.
- Power loss ride through.
- Overvoltage/undervoltage protection.
- Motor overtemperature protection.

### Environmental ratings:

- 32°F to 104°F (0°C to 40°F) operating temperature
- Altitude to 3300 feet (1000 m)
- Humidity, 95% non-condensing

### Input Line Reactor Option

Field installed option mounts on the input side of the AFD to reduce harmonic distortion and help meet IEEE-519 guidelines. NEMA 1 enclosure; 5% impedance.



The Trane Company is a participant in the Green Seal Program



ISO 9001  
Quality System  
Certified



La Crosse  
Business Unit



**The Trane Company**  
**An American Standard Company**  
[www.trane.com](http://www.trane.com)

For more information contact  
your local sales office or  
e-mail us at [comfort@trane.com](mailto:comfort@trane.com)

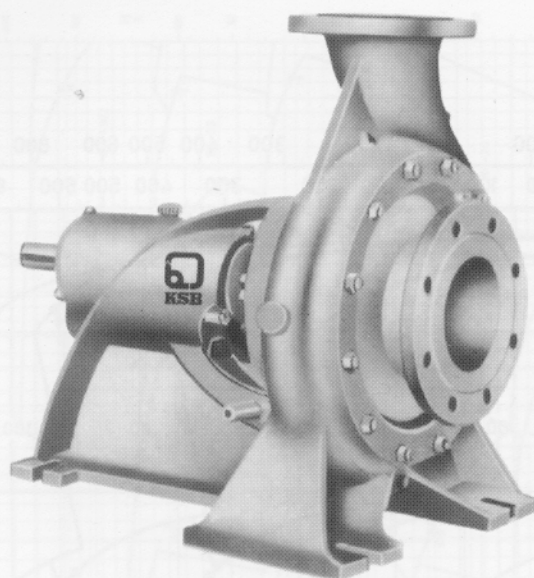
---

Literature Order Number	CTV-PRC007-EN
File Number	PL-RF-CTV-000-PRC007-EN-0401
Supersedes	CTV-DS-1 0500
Stocking Location	La Crosse

---

Since The Trane Company has a policy of continuous product and product data improvement, it reserves the right to change design and specifications without notice.





## Bomba Centrifuga para Uso General

### Aplicación

La bomba KSB-ETA es utilizada para bombear líquidos limpios ó turbios y se aplica básicamente en suministros de agua para industrias, servicios públicos, agricultura, riego, circulación de condensados, en los servicios de refrigeración, en instalaciones de edificios urbanos y de aire acondicionado, etc.

### Descripción

Horizontal, partida radialmente, con uno ó dos escalonamientos. Succión simple horizontal axial y descarga vertical hacia arriba.

### Carcasa

Cuerpo en espiral fijado al soporte de cojinetes. En tamaños chicos la carcasa está en voladizo, en tamaños grandes está apoyada sobre sus propios pies.

### Impulsor

Cerrado con álabes de doble cobertura en voladizo sobre el eje. El empuje axial es compensado mediante orificios en el cubo del impulsor.

### Eje

Con camisa de protección en tamaños grandes. El sello del eje puede ser efectuado por empaquetadura ó sello mecánico.

### Materiales

En ejecución normal en fundición gris TIPO GG20/25, ejes en acero SAE 1045. Alternativamente se pueden suministrar cuerpos, ejes e impulsores en otras metalurgias.

### Denominación

Marca	KSB	ETA	80	-	40	/	2
Modelo							
Diámetro Nominal de la Boca de Descarga (mm)							
Diámetro Nominal del Rodete (cm)							
Nº de Etapas							

### Rango de operación

Tamaños	- DN 32 hasta 300
Caudal	- hasta 1800 m <sup>3</sup> /h
Elevación	- hasta 100 m
Temperatura	- hasta 140°C

### Accesorios (opcionales)

Mediante acoplamiento flexible por motor eléctrico, turbina ó motor de combustión externa.

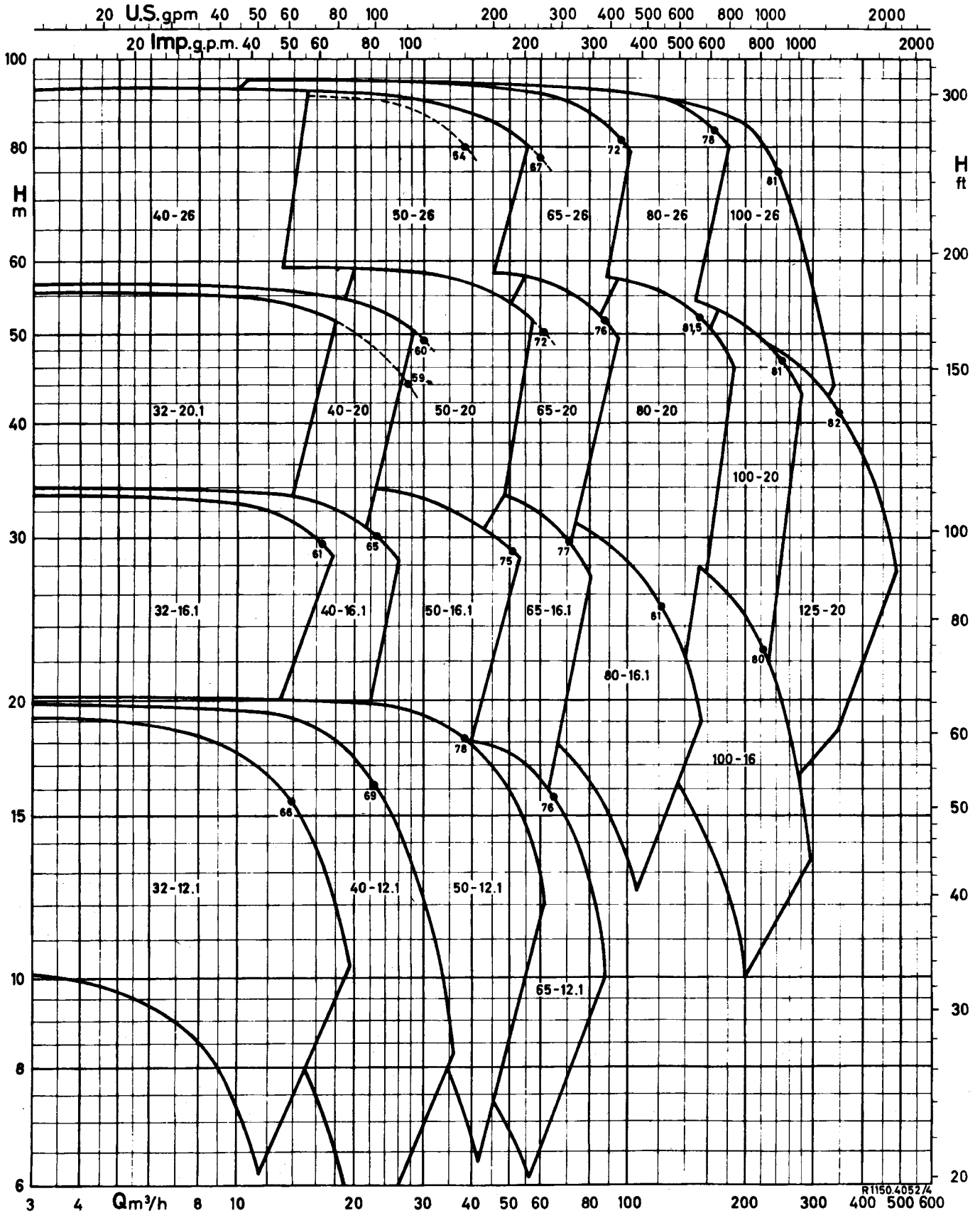
### Acoplamiento

Flexible standard de KSB ó de otros fabricantes. Protección de acoplamiento sobre pedido / STD de KSB

### Base

Standard de KSB en chapa de acero plegable ó acero estructural soldado.

## Campo de Operación 2800 - 2900 U/min



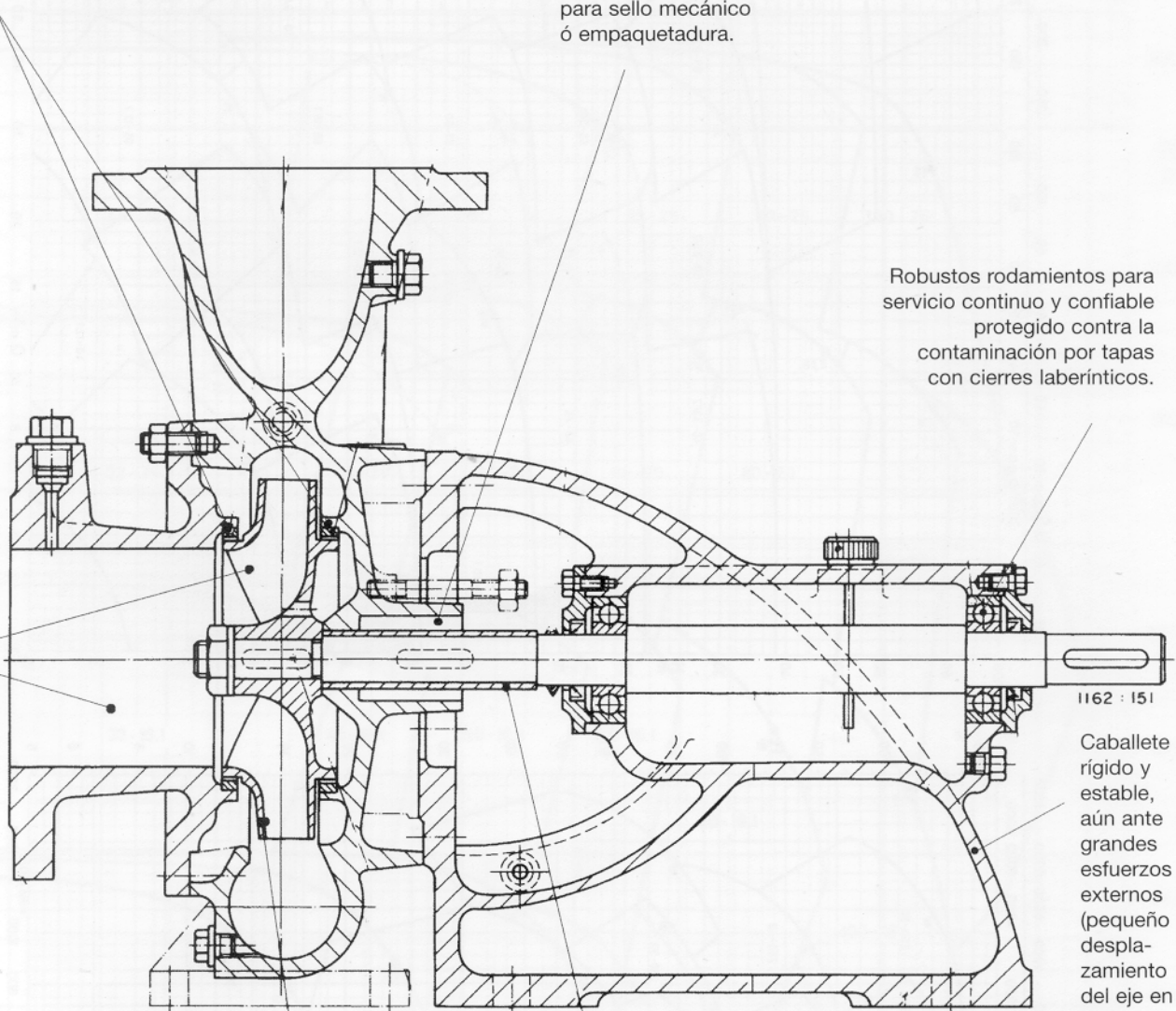


Aros de desgaste renovables,  
eliminan el desgaste sobre el  
cuerpo y caja de empaquetadura.

Confiable caja  
prensa adecuada  
para sello mecánico  
ó empaquetadura.

Robustos rodamientos para  
servicio continuo y confiable  
protegido contra la  
contaminación por tapas  
con cierres laberínticos.

Diseño  
para una  
óptima  
capacidad  
de succión  
(NPSH).



1162 : 151

Caballote  
rígido y  
estable,  
aún ante  
grandes  
esfuerzos  
externos  
(pequeño  
desplaza-  
miento  
del eje en  
la zona del  
acople).

Impulsor con hidráulica  
optimizada de gran  
eficiencia.

Camisa de protección del eje.  
Previene el desgaste del eje.



**KSB Compañía Sudamericana de Bombas S.A.**

Av. Ader 3625 - (B1606DVE) Carapachay - Buenos Aires - Argentina

Tel.: (54-11) 4766-3021/3121/3221 (Líneas Rotativas)

Fax: (54-11) 4766-5449 e-mail:ventas@ksb-arg.com



# Trane Horizon<sup>®</sup> Absorption Series

---

**Direct-Fired  
Absorption Water Chillers  
380-750 Tons – 50-60 Hz**

*Built for Industrial and Commercial Applications*





# Introduction



## History of Trane Absorption Chillers

Trane has led in absorption chiller design and manufacturing for 40 years. Dedicated to the advancement of absorption chiller technology, Trane is the only North American chiller manufacturer to commercialize double-effect absorption, over 25 years ago. Since then, Trane has manufactured and shipped over 10,000 absorbers to commercial, industrial and process applications worldwide. Innovations such as microelectronic controls, adaptive frequency drives and smart purge systems have modernized the technology, making it more capable, more reliable and in many applications, more economical.



ISO 9001  
Quality System  
Certified



La Crosse  
Business Unit



# Contents

## Better By Design

In the early 1990's, with the assistance of the Gas Research Institute, Trane began development of an advanced series of absorption chiller designs. The new design was expected to redefine the industry standards for overall system performance, efficiency and reliability.

In 1995, Trane announced the Horizon® line of steam/hot water and gas fired absorption chillers. True to its name and true to the high standards for its design, the Trane Horizon chiller offers system advantages that go beyond that of other absorption chillers currently on the market.

- Produces chilled water to as low as 40°F (4.4°C).
- Unlike other absorbers, Horizon chillers apply to tower water flow as low as 3.6 gpm/ton.
- Start-up capability with tower water temperatures as low as 45°F (7.2°C).
- Can operate with tower water temperatures as low as 55°F (12.8°C).
- **Includes** factory installed **crossover pipe and steam valve** as standard.
- Pumps designed for 50,000 life hours.
- Key components made of stainless steel or CuNi.
- Marine water boxes on cooling-water connections.
- Design special capability.
- Factory-mounted and wired Weishaupt low NOx burner.
- 8 to 1 turndown on burner.

## Introduction

2

## Features and Benefits

4

Component Identification, Typical Direct-Fired, Two-Stage Illustration, Refrigerant Cycle Overview

## Application Considerations

10

Operating Limits, Sound, Water Flow/Treatment, Combination Systems, Multiple Machines, Installation, Heating Values, COP and Fuel Consumption Calculations, Commonly Used Terminology/Definitions, Fuel Handling, Exhaust Gas Duct Design, Operating Ambients, Piping

## Selection Procedure

13

Computer Selection Procedure, Tube Fouling, Part Load Performance, Glycol as a Fluid Media

## Performance Data

14

Capacity/COP/Fuel Consumption, Pressure Drop/Water Flow Tables, Percent Energy Input vs. Percent Capacity Graph, Part Load Graph, Pressure Drop vs. Flow Rate Graph, Electrical Data

## Electrical Data

20

Wiring

## Controls Data

22

System Upgrades Features/Benefits, Control Functions, Reports, Safeties, Diagnostics, ICS Compatibility

## Dimensions and Weights

26

Physical Dimensions, Weights, System Water Capacity, Separated Machine Sections, Solution/Refrigerant Charge, Foundation Support, Rigging/Service Clearances, Chiller Isolation, Insulation Lengths

## Mechanical Specifications

37

## Standard Conversion Table

39



# Features and Benefits

## General

### Efficiency

The Trane direct-fired absorption water chiller has the highest efficiency in the industry, 1.03 COP at ARI Standard rating conditions. Full load is not the whole story. Trane's microprocessor-based control (UCP2) optimizes the machine's performance at partload conditions to provide significant operating cost savings.

Chilled water temperatures down to 40 F (4.4 C) can take advantage of lower HVAC equipment costs and reduced operating costs. Low temperature chilled water systems can improve IAQ by reducing the humidity in the occupied spaces.

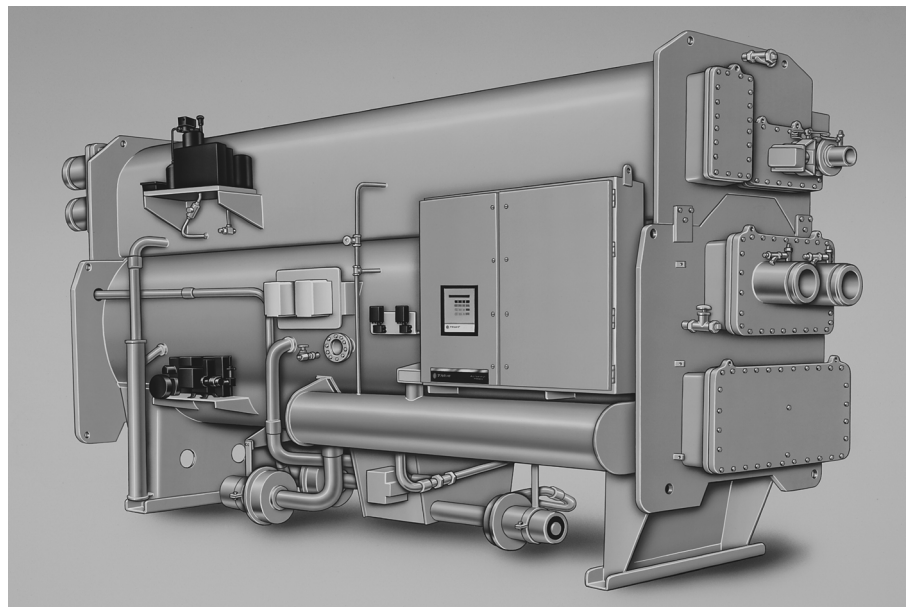
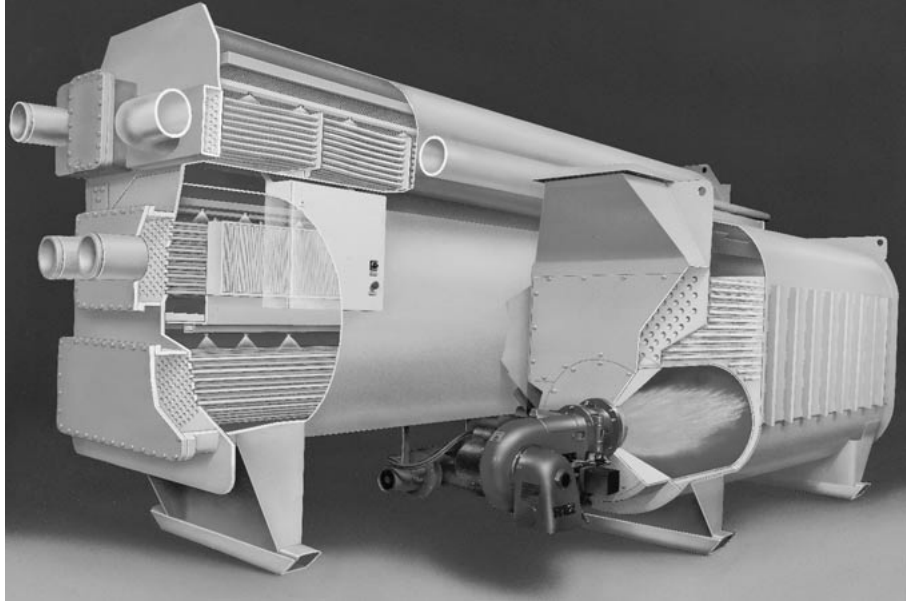
### Lowest Emissions and Environmentally Safe

We have built our policy of balanced environmental responsibilities into our new line of absorption chillers. These features include:

- Clean-burning natural gas as the fuel source
- Standard low NO<sub>x</sub> burner
- Optional ultra-low NO<sub>x</sub> burner
- Environmentally acceptable molybdate corrosion inhibitors

### Reliability

Trane's new purge system purges non-condensables from the machine continuously and automatically while logging important information through the UCP2 control panel. This prevents damage to the machine while improving performance. This purge system includes cupronickel collection tubes and a collection chamber in the absorber section, an eductor for moving non-condensables to the condenser, Purifier™ purge to collect the non-condensables in an external storage tank, and vacuum pump for automatic removal of the non-condensables. The purge will operate automatically to remove non-condensables from the unit during periods of chiller operation and shutdown.



The new SDR (Sensing-Detection-Recovery) system is the next generation of crystallization prevention. By **Sensing** the concentration of the solution in the machine we can provide early **Detection** of any problems which may be

occurring in the machine. This strategy goes further to automatically **Recover** from this condition and provide safe and reliable operation.



# Features and Benefits

## General

The Trane Horizon direct-fired absorption chiller is designed to operate efficiently and more importantly, reliably in your system. Here are some other features which provide for dependable performance:

- UCP2 controls including:
  - Unique controls system can respond to changing loads 10 times faster than other absorbers
  - Optional controls to handle variable chilled water flow
- Industrial grade quality materials which include:
  - Stainless steel material for key components of the chiller including:
    - Direct-fired generator tube sheets
    - Eliminators
  - Cupronickel tubes in the absorber and second stage generator
  - Effective, environmentally safe corrosion inhibitor, lithium molybdate
- Fixed and floating tube supports which allow for expansion of tubes without problems of high stress in the low temperature generator
- Up to 50,000 hours of operation before required pump service
- Standard design working pressures of 150 psig for all water boxes
- Hermetic integrity
- Factory leak-tested
- Conservative direct-fired generator design

### Ease of Installation

- Modular design to facilitate reliable disassembly and reassembly for easy access into existing buildings
- Victaulic® water connections
- Factory-mounted and commissioned controls complete with sensors, drives, valves, actuators and purge
- Factory-mounted burner and gas train
- Factory-installed/crossover pipe cuts down on field fabrication and labor
- Simplified burner commissioning

### Dedicated Support

- Over 35 years of continuous absorption production and customer support
- Factory trained start-up
- The only North American chiller manufacturer to commercialize double effect absorption, over 20 years ago
- Professional engineering expertise from your local sales office with headquarters applications, service, and engineering support

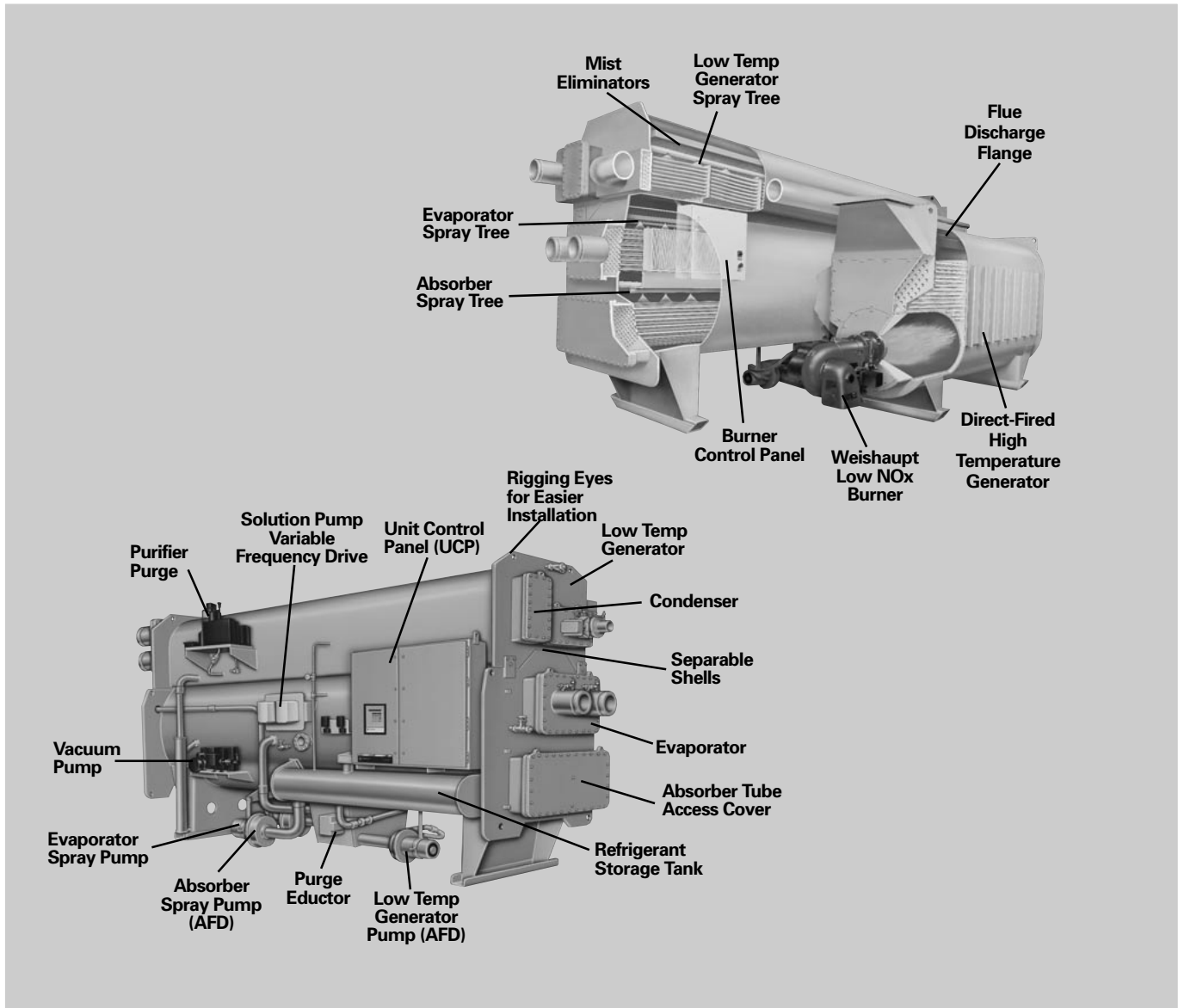
### Serviceability

- All tubes individually replaceable
- Removable absorber, evaporator and generator spray tree systems
- Marine style waterboxes on absorber and condenser to allow for tube cleaning without removing water connections
- Training of owner's operating personnel
- Quality post-warranty service from trained technicians
- All parts readily available
- Professionally trained service personnel available locally and backed by headquarters experts
- Customizable extended warranty plans

# Features and Benefits

# Component Identification

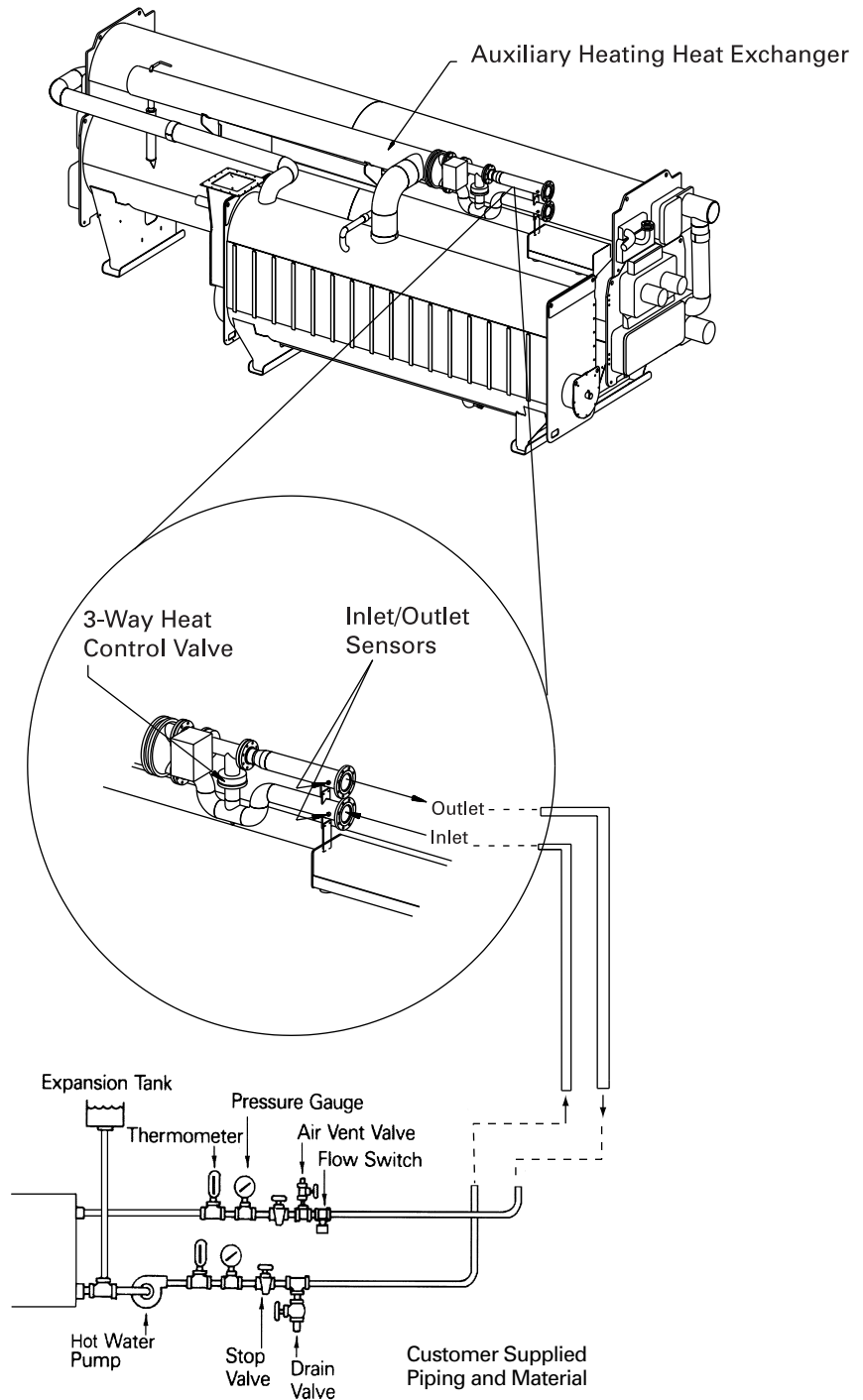
## Horizon® Direct-Fired Absorption Water Chiller Component Identification



# Features and Benefits

# Component Identification

**Figure FB-1 – Horizon® Direct-Fired Absorption Chiller Auxiliary Heating Component Identification**



# Features and Benefits

# Refrigeration Cycle

## Absorption Refrigeration Cycle

Figure FB-2 is an example of typical machine operation at a standard rating point condition (i.e., 85° tower, 44° leaving chilled water) at full load. Dilute solution has a relatively high refrigerant content and low lithium bromide content. An intermediate solution is a mixture of dilute and concentrated solutions. A concentrated solution is one with a relatively low refrigerant content and high lithium bromide content.

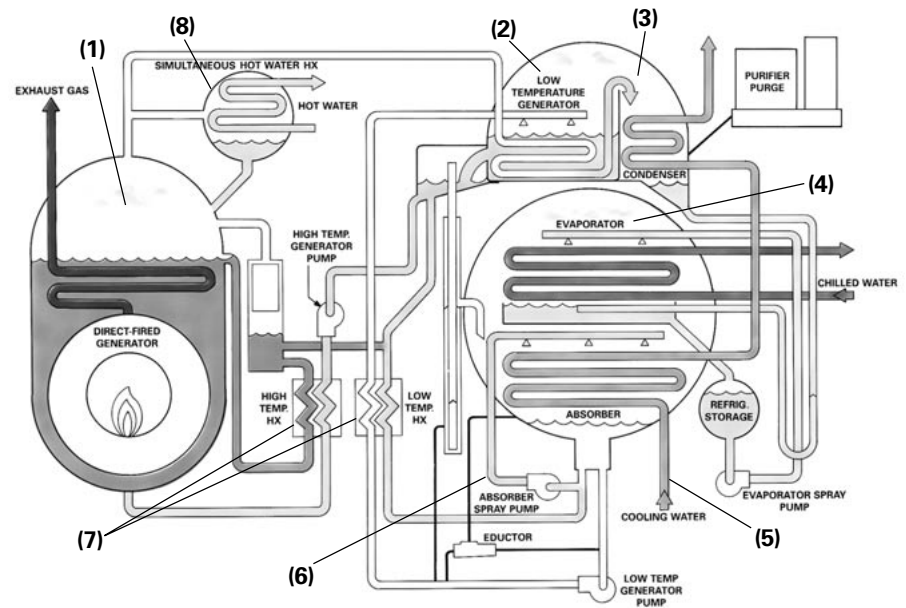
### High Temperature Generator (1)

Solution (intermediate) enters the bottom of the direct-fired high temperature generator where it is boiled by heat from the combustion of gas or oil and refrigerant vapor is created. The firing rate of the burner is controlled by the unit control system algorithms. The heat released by the combustion process and transferred to the solution, generates refrigerant vapor which in turn, provides a heat source for the LTG (and/or auxiliary heating bundle). The refrigerant vapor travels to the tube side of the low temperature generator. The now-concentrated solution returns to the absorber after passing through the high temperature heat exchanger mixing tee from the low temperature generator and low temperature heat exchanger.

### Low Temperature Generator (2)

Solution (dilute) is pumped into the low temperature generator, where the solution is boiled creating additional refrigerant vapor via the refrigerant vapor inside the tube bundle. The refrigerant vapor then condenses and flows to the condenser. The now intermediate solution then flows to one of two locations: the absorber spray system to mix with strong concentrated solution from the high temperature generator or to the high temperature generator.

Figure FB-2 – Absorption Refrigeration Cycle



### Condenser (3)

Refrigerant vapor (produced by the low temperature generator) and refrigerant liquid (via the tube bundle) enter the condenser to be reduced in pressure/temperature via expansion device for delivery to the evaporator. The heat of condensation is rejected to the cooling water inside the tube bundle.

### Evaporator (4)

System water runs through the tube bundle where its heat is transferred to the refrigerant causing the refrigerant to vaporize/boil. The refrigerant vapor flows to the slightly lower pressure in the absorber.

## Features and Benefits

## Refrigeration Cycle

### **Absorber (5)**

Refrigerant vapor is absorbed by the lithium bromide solution (dilute) to be circulated and cycled again. The solution is pumped to the low temperature generator. The heat (acquired in the evaporator) is rejected via the cooling water inside the tube bundle.

### **Absorption Process (6)**

Solution (concentrated) enters the spray system from the high and low temperature generators enters the spray system, wetting the tubes and providing a liquid surface for the refrigerant vapor (from the evaporator) to absorb into the lithium bromide solution. The solution temperature/concentration sprayed in the absorber controls the absorber pressure, thereby controlling the evaporator refrigerant temperature.

### **Low, High and Condensate Heat Exchangers (7)**

Solution flows through the high and low temperature heat exchangers to be preheated reducing the heat energy required to induce boiling within the generators and to decrease the temperature of the solution being returned to the absorber, thus decreasing the load on the cooling tower.

### **Hot Water Heating (8)**

Heating only or simultaneous heating with cooling, is accomplished utilizing a heat exchanger. As system heating water flows through the heat exchanger tube bundle, a relatively cool area compared to the hot refrigerant vapor is created. This cool area draws hot refrigerant vapor through the heat exchanger where the vapor condenses transferring heat to the system water within the tubes of the heat exchanger. The condensed liquid refrigerant returns to the high temperature generator.

It should be noted that there is a trade off during simultaneous heating and cooling; hot refrigerant vapor consumed during heating of the system water is no longer available for cooling loads. This creates the need to establish a priority mode of operation. The control system will utilize the available refrigerant to meet the needs of the priority mode of operation. The priority is selected at the clear language display under operator settings.



# Application Considerations

## General

### General

The Horizon two-stage direct-fired absorption chiller is designed to provide 40 F to 70 F (4.4 C - 21.1 C) chilled water, for comfort or process cooling applications, within all three market segments – commercial, industrial and institutional. Additionally, Horizon direct-fired can produce hot water for heating applications at temperatures as high as 180 F (82.2 C). The primary advantage of the absorption chiller over other chiller options, is its ability to use natural gas or oil to provide energy-saving cooling possibilities.

### Operating Limits

Water flows within the limits indicated on the appropriate selection charts will insure tube water velocities not exceeding 10 feet per second in copper tubes and 11 feet per second in cupronickel tubes. Changes in condenser water temperature should not exceed 1-degree F per minute between the range of 75 -95 F.

### Sound and Vibration

Absorption units are well suited for areas where low sound levels are required. The Trane Horizon direct-fired absorption chiller will operate under normal load conditions at less than an 85 dBA sound pressure level. During operation there is no vibration of any components that could be damaging to the chiller or could transmit objectionable sound or vibration to the building.

### Chiller Installation

The following should be considered when installing an absorption chiller:

- Rigging and service clearances
- Foundation support
- Chiller isolation for sound/vibration reduction
- Condensate handling
- Steam supply control
- Condenser water temperature control
- Chilled water flow control
- Chilled and condenser water flow limit
- Simultaneous heat/cool application

### Cooling Tower Water Flow

The ARI standard gpm/ton for absorption chillers is 4.5 but lower flow through the condenser and absorber section will present an opportunity for a smaller tower and smaller condenser pump. Trane direct-fired absorption chillers were designed around 3.6 gpm/ton but have the ability to go as low as 3.0 gpm/ton at slightly reduced capacities. By designing a system around lower flows there will likely be significant annual chiller plant electrical energy savings. For more information on lower flows on the cooling tower water circuit refer to the appropriate engineering bulletin.

### Water Treatment

The use of untreated or improperly treated water may result in scaling, erosion, and corrosion, algae or slime. It is recommended that the services of a qualified water treatment specialist be used to determine what treatment, if any is advisable. The Trane Company assumes no responsibility for the results of untreated, or improperly treated water.

### Combination Systems

Peak energy savings can be achieved when using a combination of electric chillers and absorption chillers for air conditioning loads. The absorption chiller is used to shave seasonal billable peak power demands during summer operation, and the electric chiller is run below the allowed demand limit, reducing costly demand charges. Trane offers both electric chillers and absorption chillers with the unit control

panel (UCP2) as standard. Although the chillers have different features and modes of operation, the chiller control panel looks and acts the same across all chiller lines. Each control panel is programmed to monitor the particular chiller for which it was designed but maintenance and service personnel need only become familiar with one control panel. Combined with a Trane Tracer® system a chiller plant has almost unlimited operational flexibility and all equipment is supplied from a single source.

### Multiple Machines

The Trane absorption machine can be applied to series or parallel chilled water flow depending upon the design requirement. Accurate chilled water temperatures can be maintained on individual machines between 100 percent and 10 percent chiller load which allows for a wide range of control options. Each chiller has a stand-alone control system to manage the desired water temperature and also the ability to receive remote commands to support various system demands from a control center. This versatility of control makes the management of more than one machine relatively easy.

Parallel flow allows minimum chilled water pressure drop through the machines. However, with one machine "off," it is not usually possible to maintain the design chilled water temperature unless one machine is valved-off and the chilled water flow decreased.

Series flow permits design chilled water temperature at light loads with one machine "off." However, at all operating conditions, the chilled water pressure drop through the machine is high.

A decision concerning which arrangement is best for an individual system should be based on an analysis of system water and temperature rise requirements, system and machine pressure drop characteristics, and installation cost.

# Application Considerations

## General

### Fuel Handling

The standard burner is designed for natural gas as the primary fuel source. Local codes determine how this fuel is employed. The gas supply trains are furnished by the burner manufacturer based upon the local codes, available gas pressure, and the gas flow rate. The gas train can be sized for design gas supply pressures ranging from 9 inches water column at the inlet up to 5 psi depending on the size and model of the burner. The burner, gas train, burner control panel, and burner front plate sections are provided and completely assembled, installed and wired prior to shipment.

### Exhaust Gas Duct

With the installation and proper operation of fuel burning equipment, consideration of the proper sizing, configuration and control of stacks and breeching is very important.

Proper stack design balances the theoretical draft against the pressure drop in the system in order to provide the required draft pressure at the outlet of the machine at all conditions.

The Trane absorption combustion system is engineered to produce a flue gas temperature up to 425 F and a pressure of  $0 \pm 0.2$  inch W.C. at the outlet of the first stage generator. The stack must be designed to maintain available draft between -0.2 and 0.2 inch W.C. at the outlet of the first stage generator. Whenever possible, each machine should be vented outside the building by the most direct route, with its own separate stack.

**CAUTION:** Whenever there is a positive stack draft pressure, there does exist the chance of leaking flue gas into the equipment room. It is highly recommended to avoid positive stack pressures to eliminate this potential problem.

To eliminate friction loss, unnecessary turbulence, vibration and resulting noise, the shape of breeching and stacks should be considered. Round breeching and stacks have a more favorable effect on burner operation and are preferred over other shapes. The basic configuration is a vertical stack mounted to a single machine. To determine the available draft at the outlet of the generator it is necessary to measure the height of the stack and the outside ambient temperature. It also should be noted that there is a square connection at the direct-fired generator flue access point. This allows connection to either square or round (preferred) gas ducting systems.

To verify the stack design, determine the available draft at the minimum and maximum ambient temperatures and the minimum and maximum flue gas flow rate. All of these pressures should fall within specifications of outlet pressure. If the outlet pressure falls outside of the required pressure, the stack diameter sizing should be changed to maintain specified outlet pressure, or a barometric damper should be added if the draft is greater than negative 0.2 inches. Other things which affect stack design are wind conditions and profiles of nearby buildings.

If the stack cannot be run vertically from the chiller, the horizontal run should be as short and straight as possible with a minimum number of bends. **For more information on exhaust ducts refer to the installation manual, or consult a local stack designer.**

### Damper Considerations

In order to control the draft for proper burner regulation and combustion of air and gases, a barometric draft control is sometimes required.

Excessive drafts cause a condition that can damage the chiller and waste as much as 15 percent of the fuel.

Whenever a forced draft burner is used with a natural draft stack, the draft must be controlled to remain reasonably constant. If this is not done, the air output of the burner fan will vary in proportion to the amount of draft present. Control of draft under these conditions is important and should be accomplished by either an electric over-fire draft control system or a barometric damper. For more information on damper considerations refer to the installation manual.

### Operating Ambients

The minimum recommended ambient temperature with the machine shut down is 40 F. If lower ambient temperatures are expected, special additional protective measures are required. Machines installed outdoors where ambient temperatures will drop below the minimum must be modified and have heated enclosures.

### Combustion Air

The machine room must be ventilated to assure that all exhaust gas is removed and sufficient burner makeup air is available for efficient combustion. A positive or neutral room pressure must be maintained at all times. At no time should the equipment room pressure be allowed to drop below the exhaust pressure.

### Four-Pipe to Two-Pipe Heating Consideration

There are many applications in which a two-pipe heating system is needed rather than a four-pipe system. The Horizon™ absorption chiller comes as a standard four-pipe system when the heating option is selected, but can be converted to a two-pipe system with the application of control valves. For more information regarding two-pipe vs. four-pipe systems see the appropriate Trane Engineering Bulletin.



# Application Considerations

## General

### Combustion Fuels

All combustible fuels have both a higher heating value (HHV) and a lower heating value (LHV). HHV includes the latent heat of vaporization of water in the hydrocarbon combustion process. LHV does not include this additional energy. US convention calls for the use of HHV. Trane publishes both HHV for conventional use in performance calculations and LHV for comparative purposes.

### Commonly Used Definitions

Natural gas utilities meter gas by the cubic foot or therms. The Btu content may vary from 900 to 1,200 Btu/ft<sup>3</sup>, the usual range at sea level. Utilities may add propane-air to liquefied natural gas during winter peak periods to meet demand.

Following are some terms and measures commonly used:

- 1 CF (Cubic Foot) =  
Approx. 1,000 Btu HHV
- 1 Therm =  
100,000 Btu's = 100 CF
- 100 CF =  
.1 MCF
- 1 MCF =  
1,000 CF = 10 Therms
- 1 Quad =  
10<sup>9</sup> MCF = 10<sup>10</sup> Therms =  
10<sup>15</sup> Btu's

### Heating Values Defined

Every fuel has a characteristic heating value that describes how much heat can be extracted from it during combustion on a heat per volume or mass basis.

Heating value is defined as "the amount of heat produced by the complete combustion of a unit quantity of fuel. The higher heating value is that which is obtained when all of the products of combustion are cooled to the temperature existing before combustion, the water vapor formed during combustion is condensed, and all the necessary corrections have been made. The lower heating value is obtained by subtracting the latent heat of vaporization of the water vapor from the higher heating value."

When the heating value of a fuel is specified without designating higher or lower, it generally means the higher heating value in the United States. The LHV is approximately 90 percent of HHV.

### C.O.P. and Fuel Consumption

- C.O.P. = Coefficient of  
Performance  
= The ratio of useful  
output to Energy Input  
=  $\frac{\text{Tons} \times 12,000 \text{ Btu}}{\text{Heat Input (MBh)}}$

M.B.H. = 1,000 Btuh

C.O.P. can be defined as the ratio of units of energy output of a system to those put into the system. Care needs to be taken that methods for determining C.O.P. for one machine are the same methods used for another. Notice that both input and output values must be expressed in the same units, as C.O.P. is dimensionless.

Using LHV results in a higher C.O.P. because it ignores the purchased energy used to vaporize the products of combustion. The C.O.P. is artificially high compared to actual consumption, and thus may be misleading to system designers and owners.

### Conclusion

C.O.P. can take on different values depending on the reference point being used. The key to making a fair comparison between machines is that the same reference point is used. If not, as shown above, the calculations will yield a significantly different C.O.P.



# Selection Procedure

## Selection Procedure

Absorption refrigeration machines are usually selected to provide the required refrigeration capacity with the smallest practical machine of sufficient size. Machine size is based on chilled-water flow rates and temperatures specified for the air side of the system.

Total air-conditioning system first cost can be minimized by a careful analysis of system operating parameters. The effect of flow rates and temperatures, on both the building air side and the refrigeration machine selections, should be investigated to determine which system represents the best investment for the owner.

The information on the following pages provides performance data, at ARI standard conditions, for capacity in tons, efficiency, flow rates and water pressure drops. All capacities are in accordance with ARI 560 Standard and are based on fouling factors of .0001 for the evaporator waterside tubing and .00025 for the absorber and condenser tubing.

## Standard Fouling

Unit performance at non-standard fouling factors may vary from standard performance. Fouling factors estimate the heat transfer penalty that coincides with the effect of typical fouling in evaporator and absorber/condenser (cooling) water circuits. All selections should use the standard fouling factor to more accurately estimate the chiller performance in an equipment room and to comply with ARI 560.

### ARI Standard Fouling Factors

Evaporator	Condenser/Absorber
<b>English Units – hr-ft<sup>2</sup>-F/Btu</b>	
0.0001	0.00025
<b>SI Units – m<sup>2</sup>-K/kW</b>	
0.018	0.044

## Additional Fouling

Any selection that uses a fouling factor greater than 0.0001 for the evaporator tubes, and 0.00025 for the condenser/absorber tubes, is a more conservative estimate that should only be used if there is an abnormal amount of fouling contaminants in the water systems. The ARI 560 Standard defines “additional fouling” as “Conditions such as water hardness, organic material, suspended solids and/or water velocity may necessitate the use of a greater field fouling allowance than that provided in the Standard Rating of equipment.” The Trane Horizon Selection program should be used to determine the effect of nonstandard fouling factors. The following guidelines can be used for estimation prior to the selection:

### ARI Standard Fouling Factors For Additional Fouling

Evaporator	Condenser/Absorber
<b>English Units – hr-ft<sup>2</sup>-F/Btu</b>	
0.0002	0.00026 – 0.00075
<b>SI Units – m<sup>2</sup>-K/kW</b>	
0.035	0.046

## Part Load Performance

Horizon® absorption chillers exhibit excellent part-load performance characteristics. Air conditioning system loads are usually significantly less than full-load design conditions. Therefore, the absorption chiller operates at full load a small percentage of the time. Part-load absorption chiller operation is normally associated with reduced tower-water temperatures. At part-load operation, the heat rejected to the cooling tower is less than at full-load operation. Also, part-load operation is typically associated with reduced outside wet-bulb temperatures, resulting in improved cooling tower performance. The net result of less heat rejection and lower wet-bulb temperature is cooler tower water entering the chiller and improved unit performance.

## Final Selection

A final selection must be done by the local Trane sales engineer using the Trane Horizon® Direct-Fired Absorption Selection Program. For applications greater than 1600 feet [500 meters] above sea level, final selection requires review by Absorption Product Marketing. Prior to accessing the computer selection program, the following data inputs should be tabulated:

- Temperature or pressure of the hot water or steam
- Two of the following three values must be provided<sup>1</sup>:
  - Evaporator Delta-T
  - Evaporator Flow
  - Cooling Capacity
- Leaving-Evaporator Water Temperature
- Entering-Absorber Water Temperature
- Cooling Water Flow
- Chilled water and tower water fouling factors

Other options that may also be selected are:

- Type and thickness of tube material
- Type of solution flowing through the evaporator and tower loop<sup>2</sup>.

<sup>1</sup> Any limitations or restrictions should also be given (i.e., pressure drop, gpm etc.).

<sup>2</sup> Absorption chillers can be selected with a wide variety of media other than water (evaporator and absorber/condenser, or both). For media other than water, contact the local Trane sales office for chiller selections and information.



# Performance Data

English

**Table PD-1 – Performance Data at ARI Conditions**

Model	Capacity (tons)	Coefficient of Performance (COP)		Cooling Duty Fuel Consumption (MBH)		Heating Performance Fuel Consumption (MBH)		
		HHV	LHV	HHV	LHV	Capacity (MBH)	HHV	LHV
ABDA-380	392	1.03	1.14	4.560	4.114	3.739	4.560	4.114
ABDA-440	457	1.04	1.15	5.280	4.751	4.330	5.280	4.751
ABDA-500	520	1.04	1.15	6.000	5.405	4.920	6.000	5.405
ABDA-575	600	1.04	1.15	6.900	6.237	5.658	6.900	6.237
ABDA-660	692	1.05	1.17	7.920	7.125	6.494	7.920	7.125
ABDA-750	788	1.05	1.17	9.000	8.113	7.380	9.000	8.113

Based on ARI Design Conditions  
 4.0 GPM/(Nominal Ton) Cooling Water  
 54-44°F Chilled Water, 85°F Cooling Water Supply Temperature, std. fouling factors  
 Heating Duty: 140-180°F Hot Water Supply Temperature, std. fouling factors

**Table PD-2 – Performance Data at Trane Design Conditions**

Model	Capacity (tons)	Coefficient of Performance (COP)		Cooling Duty Fuel Consumption (MBH)		Heating Performance Fuel Consumption (MBH)		
		HHV	LHV	HHV	LHV	Capacity (MBH)	HHV	LHV
ABDA-380	374	1.01	1.12	4.434	4.003	3.739	4.560	4.114
ABDA-440	438	1.01	1.12	5.194	4.688	4.330	5.280	4.751
ABDA-500	498	1.01	1.12	5.898	5.330	4.920	6.000	5.405
ABDA-575	574	1.02	1.13	6.754	6.084	5.658	6.900	6.237
ABDA-660	663	1.02	1.13	7.765	7.027	6.494	7.920	7.125
ABDA-750	755	1.02	1.13	8.840	8.002	7.380	9.000	8.113

Based on Trane Design Conditions  
 3.6 GPM/(Nominal Ton) Cooling Water  
 54-42°F Chilled Water, 85°F Cooling Water Supply Temperature, std. fouling factors  
 Heating Duty: 140-180°F Hot Water Supply Temperature, std. fouling factors

**Table PD-3 – Selection Data - Water Flow Rate at ARI Design Conditions**

Model	Chilled Water			Water Flow Hot Water			Cond./Abs.*		
	Flow Rate (GPM)	Pr. Drop (Feet H <sub>2</sub> O)	# of Passes	Flow Rate (GPM)	Pr. Drop (Feet H <sub>2</sub> O)	# of Passes	Flow Rate (GPM)	Pr. Drop (Feet H <sub>2</sub> O)	# of Passes
ABDA-380	939	16.3	2	500	12.5	2	1520	26.4	2
ABDA-440	1087	16.7	2	500	13.2	2	1760	30.5	2
ABDA-500	1243	17.3	2	500	13.9	2	2000	34.9	2
ABDA-575	1436	31.5	2	700	21.9	2	2300	19.3	2
ABDA-660	1654	32.2	2	700	23.5	2	2640	20.8	2
ABDA-750	1884	33.4	2	700	25.1	2	3000	22.8	2

Based on ARI Design Conditions  
 4.0 GPM/(Nominal Ton) Cooling Water  
 54-44°F Chilled Water, 85°F Cooling Water Supply Temperature, std. fouling factors  
 Heating Duty: 140-180°F Hot Water Supply Temperature, std. fouling factors  
 \* ABDA 380-500 ton units have 2 pass absorber and single pass condenser; ABDA575-750 have 2 pass absorber and 2 pass condenser

**Table PD-4 - Selection Data Water Flow Rate at Trane Design Conditions**

Model	Chilled Water			Water Flow Hot Water			Cond./Abs.*		
	Flow Rate (GPM)	Pr. Drop (Feet H <sub>2</sub> O)	# of Passes	Flow Rate (GPM)	Pr. Drop (Feet H <sub>2</sub> O)	# of Passes	Flow Rate (GPM)	Pr. Drop (Feet H <sub>2</sub> O)	# of Passes
ABDA-380	745	10.3	2	500	12.5	2	1368	21.7	2
ABDA-440	874	10.8	2	500	13.2	2	1584	25.0	2
ABDA-500	993	11.1	2	500	13.9	2	1800	28.5	2
ABDA-575	1145	19.5	2	700	21.9	2	2070	15.9	2
ABDA-660	1320	20.1	2	700	23.5	2	2376	17.1	2
ABDA-750	1504	20.8	2	700	25.1	2	2700	18.7	2

Based on Trane Design Conditions  
 3.6 GPM/(Nominal Ton) Cooling Water  
 54-42°F Chilled Water, 85°F Cooling Water Supply Temperature, std. fouling factors  
 Heating Duty: 140-180°F Hot Water Supply Temperature, std. fouling factors  
 \* ABDA 380-500 ton units have 2 pass absorber and single pass condenser; ABDA575-750 have 2 pass absorber and 2 pass condenser

# Performance Data

## English

**Table PD-5 - Selection Data - Air Flow and Flow Rate Limitations**

Model	Air Flow*		Air Flow*		Flow Rate Limitations			
	ARI Condition		Trane Condition		Evaporator		Condenser/Absorber	
	Combustion Air (CFM)	Exhaust Air (CFM)	Combustion Air (CFM)	Exhaust Air (CFM)	Min (GPM)	Max (GPM)	Min (GPM)	Max (GPM)
ABDA-380	882	1549	858	1498	500	1600	700	1800
ABDA-440	1021	1788	1005	1753	600	1800	800	2100
ABDA-500	1161	2035	1141	1994	600	2000	950	2400
ABDA-575	1335	2267	1307	2211	600	2000	1050	2700
ABDA-660	1532	2562	1502	2505	700	2300	1200	3100
ABDA-750	1741	2879	1710	2821	800	2600	1400	3200

\*Results assume 20% excess air on burner.

**Table PD-6 - Electrical Data - ABDA 380-750, 60 Cycle, 3 phase**

Unit Size	Volts	FLA	Total Motor (HP)	Total Motor (kW)	Control CKT Amps	MCA	Max. Fuse Size
ABDA-380	208	78.9	20.7	15.6	10	94	100
	230	72.4	20.7	15.6	8.7	86	100
	460	36.2	20.7	15.6	4.4	43	45
	575	29.7	20.7	15.6	3.5	35	40
ABDA-440	208	78.9	20.7	15.6	10	94	100
	230	72.4	20.7	15.6	8.7	86	100
	460	36.2	20.7	15.6	4.4	43	45
	575	29.7	20.7	15.6	3.5	35	40
ABDA-500	208	86.9	22.7	17	10	102	125
	230	80.4	22.7	17	8.7	94	125
	460	40.2	22.7	17	4.4	47	60
	575	32.7	22.7	17	3.5	38	50
ABDA-575	208	130.4	30.9	23.1	10	149	175
	230	116.0	30.9	23.1	8.7	132	150
	460	58.0	30.9	23.1	4.4	66	80
	575	47.0	30.9	23.1	3.5	54	60
ABDA-660	208	130.4	30.9	23.1	10	149	175
	230	116.0	30.9	23.1	8.7	132	150
	460	58.0	30.9	23.1	4.4	66	80
	575	47.0	30.9	23.1	3.5	54	60
ABDA-750	208	137.4	33.4	25.0	10	158	200
	230	122.0	33.4	25.0	8.7	140	175
	460	61.0	33.4	25.0	4.4	70	90
	575	49.0	33.4	25.0	3.5	56	70



# Performance Data

## SI Units

**Table PD-7 – Performance Data at ARI Conditions**

Model	Capacity (kW)	Coefficient of Performance (COP)		Cooling Duty Fuel Consumption (kCal/hr)		Heating Performance Fuel Consumption (kCal/hr)		
		HHV	LHV	HHV	LHV	Capacity (kW)	HHV	LHV
ABDA-380	1378	1.03	1.14	1,149,120	1,036,830	1096	1,149,120	1,036,830
ABDA-440	1607	1.04	1.15	1,330,560	1,197,131	1269	1,330,560	1,197,131
ABDA-500	1828	1.04	1.15	1,512,000	1,362,162	1442	1,512,000	1,362,162
ABDA-575	2110	1.04	1.15	1,738,800	1,571,726	1658	1,738,800	1,571,726
ABDA-660	2433	1.05	1.17	1,995,840	1,795,459	1903	1,995,840	1,795,459
ABDA-750	2771	1.05	1.17	2,268,000	2,044,541	2162	2,268,000	2,044,541

Based on ARI Design Conditions  
 4.0 GPM/(Nominal Ton) Cooling Water  
 12.2-6.7°C Chilled Water, 29.4°C Cooling Water Supply Temperature, std. fouling factors  
 Heating Duty: 60-82.2°C Hot Water Supply Temperature, std. fouling factors

**Table PD-8– Performance Data at Trane Design Conditions**

Model	Capacity (kW)	Coefficient of Performance (COP)		Cooling Duty Fuel Consumption (kCal/hr)		Heating Performance Fuel Consumption (kCal/hr)		
		HHV	LHV	HHV	LHV	Capacity (kW)	HHV	LHV
ABDA-380	1315	1.01	1.12	1,117,368	1,008,809	1096	1,149,120	1,036,830
ABDA-440	1540	1.01	1.12	1,308,888	1,181,440	1269	1,330,560	1,197,131
ABDA-500	1751	1.01	1.12	1,486,296	1,343,281	1442	1,512,000	1,362,162
ABDA-575	2018	1.02	1.13	1,702,008	1,533,100	1658	1,738,800	1,571,726
ABDA-660	2331	1.02	1.13	1,956,780	1,770,811	1903	1,995,840	1,795,459
ABDA-750	2655	1.02	1.13	2,227,680	2,016,534	2162	2,268,000	2,044,541

Based on Trane Design Conditions  
 3.6 GPM/(Nominal Ton) Cooling Water  
 12.2-5.5°C Chilled Water, 29.4°C Cooling Water Supply Temperature, std. fouling factors  
 Heating Duty: 60-82.2°C Hot Water Supply Temperature, std. fouling factors

**Table PD-9 – Selection Data - Water Flow Rate at ARI Design Conditions**

Model	Chilled Water			Water Flow Hot Water			Cond./Abs.*		
	Flow Rate (m³/hr)	Pr. Drop (m H <sub>2</sub> O)	# of Passes	Flow Rate (m³/hr)	Pr. Drop (m H <sub>2</sub> O)	# of Passes	Flow Rate (m³/hr)	Pr. Drop (m H <sub>2</sub> O)	# of Passes
ABDA-380	213	4.97	2	113.5	3.81	2	345	8.05	2
ABDA-440	247	5.09	2	113.5	4.02	2	400	9.30	2
ABDA-500	282	5.27	2	113.5	4.24	2	454	10.64	2
ABDA-575	326	9.60	2	158.9	6.68	2	522	5.88	2
ABDA-660	375	9.81	2	158.9	7.16	2	599	6.34	2
ABDA-750	428	10.18	2	158.9	7.65	2	681	6.95	2

Based on ARI Design Conditions  
 4.0 GPM/(Nominal Ton) Cooling Water  
 12.2-6.7°C Chilled Water, 29.4°C Cooling Water Supply Temperature, std. fouling factors  
 Heating Duty: 60-82.2°C Hot Water Supply Temperature, std. fouling factors  
 \* ABDA 380-500 ton units have 2 pass absorber and single pass condenser; ABDA575-750 have 2 pass absorber and 2 pass condenser

**Table PD-10 – Selection Data Water Flow Rate at Trane Design Conditions**

Model	Chilled Water			Water Flow Hot Water			Cond./Abs.*		
	Flow Rate (m³/hr)	Pr. Drop (m H <sub>2</sub> O)	# of Passes	Flow Rate (m³/hr)	Pr. Drop (m H <sub>2</sub> O)	# of Passes	Flow Rate (m³/hr)	Pr. Drop (m H <sub>2</sub> O)	# of Passes
ABDA-380	169	3.14	2	113.5	3.81	2	311	6.61	2
ABDA-440	198	3.29	2	113.5	4.02	2	360	7.62	2
ABDA-500	225	3.38	2	113.5	4.24	2	409	8.69	2
ABDA-575	260	5.94	2	158.9	6.68	2	470	4.85	2
ABDA-660	300	6.13	2	158.9	7.16	2	539	5.21	2
ABDA-750	341	6.34	2	158.9	7.65	2	613	5.70	2

Based on Trane Design Conditions  
 3.6 GPM/(Nominal Ton) Cooling Water  
 12.2-5.5°C Chilled Water, 29.4°C Cooling Water Supply Temperature, std. fouling factors  
 Heating Duty: 60-82.2°C Hot Water Supply Temperature, std. fouling factors  
 \* ABDA 380-500 ton units have 2 pass absorber and single pass condenser; ABDA575-750 have 2 pass absorber and 2 pass condenser

# Performance Data

## SI Units

**Table PD-11 - Selection Data - Air Flow and Flow Rate Limitations**

Model	Air Flow*		Air Flow*		Flow Rate Limitations			
	ARI Condition		Trane Condition		Evaporator		Condenser/Absorber	
	Combustion Air (m <sup>3</sup> /hr)	Exhaust Air (m <sup>3</sup> /hr)	Combustion Air (m <sup>3</sup> /hr)	Exhaust Air (m <sup>3</sup> /hr)	Min (m <sup>3</sup> /hr)	Max (m <sup>3</sup> /hr)	Min (m <sup>3</sup> /hr)	Max (m <sup>3</sup> /hr)
ABDA-380	1499	2631	1457	2544	114	363	159	409
ABDA-440	1736	3037	1707	2978	136	409	182	477
ABDA-500	1972	3457	1939	3387	136	454	216	545
ABDA-575	2268	3852	2220	3757	136	454	238	613
ABDA-660	2603	4353	2552	4256	159	522	272	704
ABDA-750	2958	4891	2906	4793	182	590	318	726

\*Results assume 20% excess air on burner.

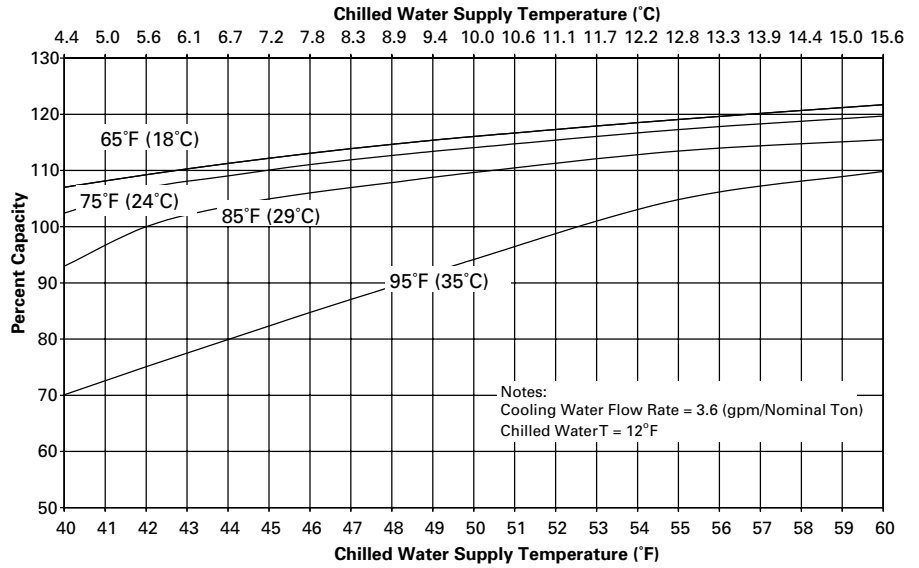
**Table PD-12 - Electrical Data - ABDA 380-750, 50 Cycle, 3 phase**

Unit Size	Volts	FLA	Total Motor (HP)	Total Motor (kW)	Control CKT Amps	MCA	Max. Fuse Size
ABDA-380	190	76.1	19.9	20.1	10.5	92	100
	220	65.8	19.9	20.1	9.1	79	90
	380	38.0	19.9	20.1	5.3	46	50
	405	34.8	19.9	20.1	4.8	42	45
ABDA-440	190	76.1	19.9	20.1	10.5	92	100
	220	65.8	19.9	20.1	9.1	79	90
	380	38.0	19.9	20.1	5.3	46	50
	405	34.8	19.9	20.1	4.8	42	45
ABDA-500	190	85.1	21.9	21.5	10.5	101	125
	220	73.5	21.9	21.5	9.1	87	110
	380	42.5	21.9	21.5	5.3	50	60
	405	38.9	21.9	21.5	4.8	46	60
ABDA-575	190	110.0	27.9	20.8	10.5	128	150
	220	94.5	27.9	20.8	9.1	110	125
	380	55.0	27.9	20.8	5.3	64	70
	405	50.6	27.9	20.8	4.8	59	70
ABDA-660	190	110.0	27.9	20.8	10.5	128	150
	220	94.5	27.9	20.8	9.1	110	125
	380	55.0	27.9	20.8	5.3	64	70
	405	50.6	27.9	20.8	4.8	59	70
ABDA-750	190	118.1	30.4	22.7	10.5	138	175
	220	101.5	30.4	22.7	9.1	119	150
	380	59.0	30.4	22.7	5.3	69	90
	405	53.6	30.4	22.7	4.8	63	80

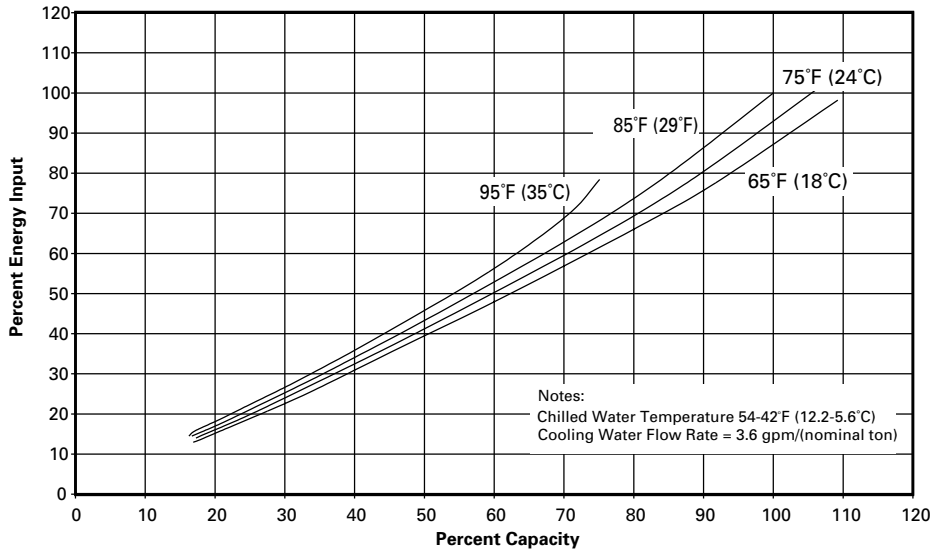


# Performance Data

**Figure PD-1 — ABDA Capacity vs. Chilled Water Supply Temperature at Various Cooling Water Supply Temperatures**



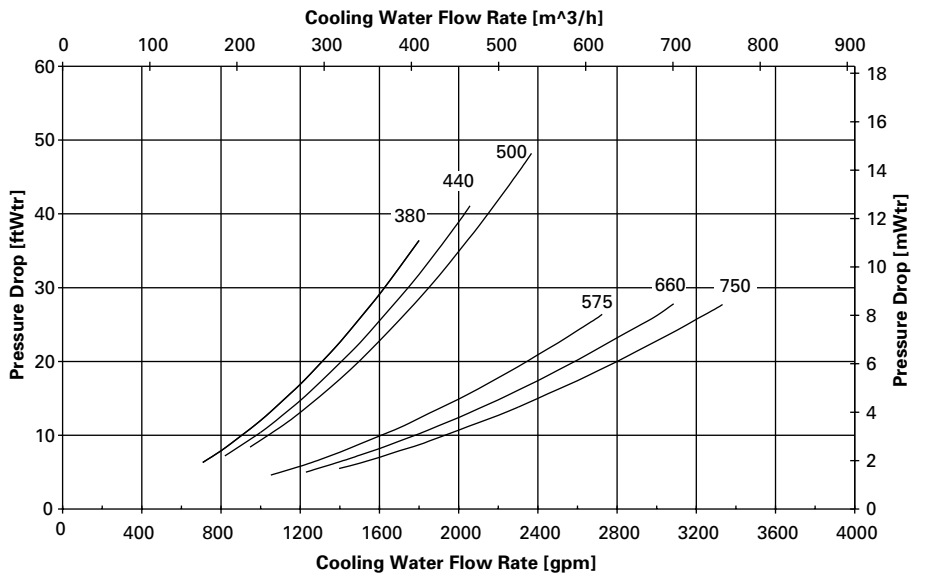
**Figure PD-2 — ABDA Part Load Performance – Energy Input vs. Capacity at Various Cooling Water Supply Temperatures**



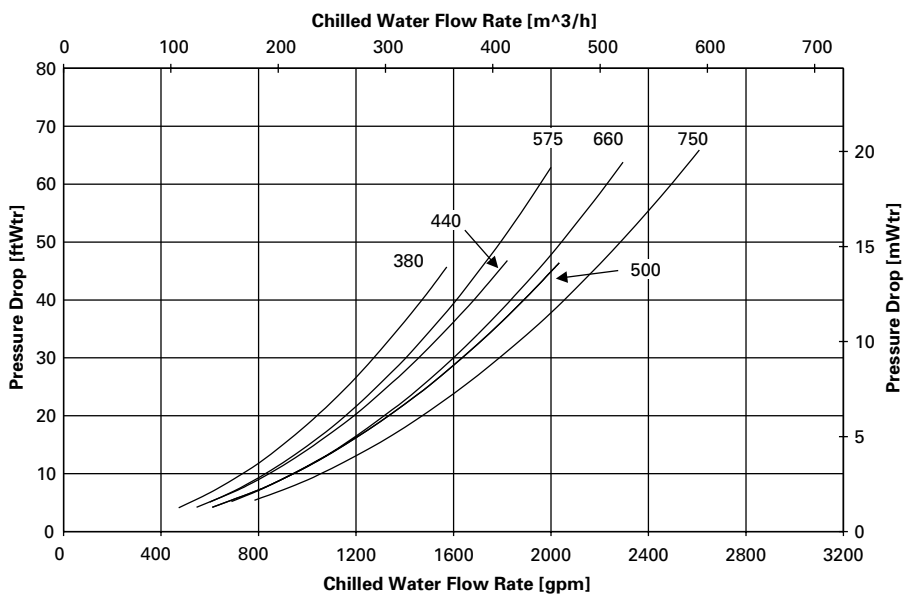
# Performance Data

# Pressure Drop vs. Water Flow Rate

**Figure PD-3 — Pressure Drop vs. Cooling Water Flow Rate – English and SI Units**



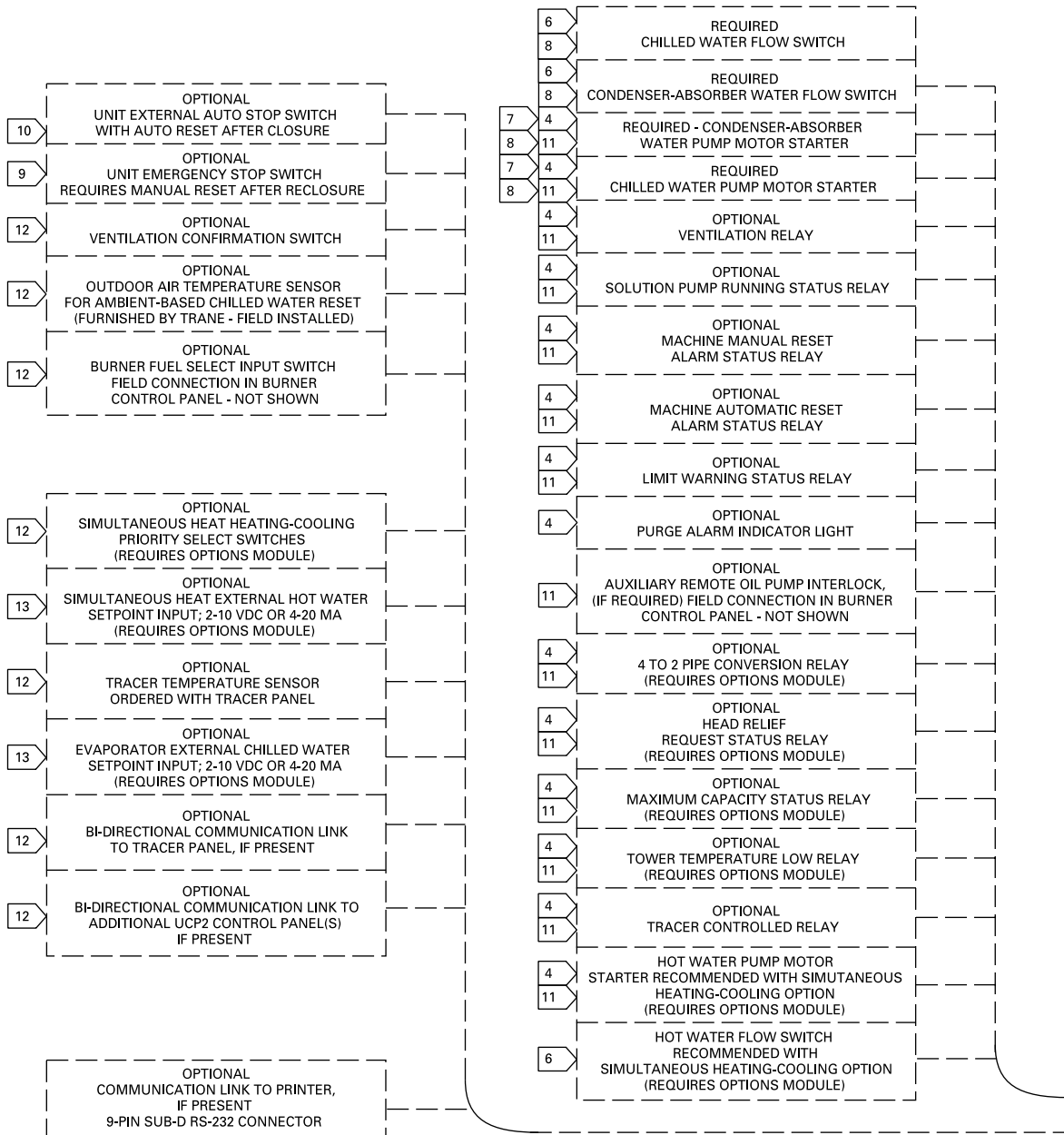
**Figure PD-4 — Pressure Drop vs. Chilled Water Flow Rate – English and SI Units**



# Electrical Data

# Wiring

<p><b>⚠ WARNING</b> HAZARDOUS VOLTAGE! DISCONNECT ALL ELECTRIC POWER INCLUDING REMOTE DISCONNECTS BEFORE SERVICING. FAILURE TO DISCONNECT POWER BEFORE SERVICING CAN CAUSE SEVERE PERSONAL INJURY OR DEATH.</p>	<p><b>⚠ AVERTISSEMENT</b> VOLTAGE HASARDEUX! DECONNECTEZ TOUTES LES SOURCES ELECTRIQUES INCLUANT LES DISJONCTEURS SITUES A DISTANCE AVANT D'EFFECTUER L'ENTRETIEN. FAUTE DE DECONNECTER LA SOURCE ELECTRIQUE AVANT D'EFFECTUER L'ENTRETIEN PEUT ENTRAÎNER DES BLESSURES CORPORELLES SEVERES OU LA MORT.</p>	<p><b>⚠ CAUTION</b> USE COPPER CONDUCTORS ONLY! UNIT TERMINALS ARE NOT DESIGNED TO ACCEPT OTHER TYPES OF CONDUCTORS. FAILURE TO DO SO MAY CAUSE DAMAGE TO THE EQUIPMENT.</p>
---	---	--



REFER TO NOTES AND DRAWING ON NEXT PAGE



# Electrical Data

# Wiring

### GENERAL NOTES:

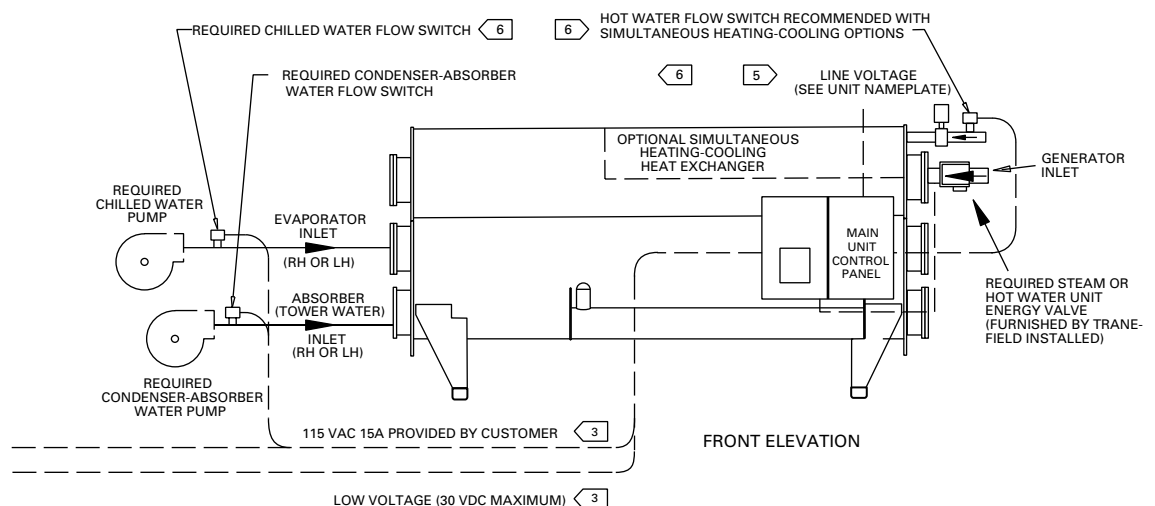
1. THIS DRAWING IS TO BE USED FOR THE PURPOSE OF ESTIMATING FIELD WIRING REQUIREMENTS. CHECK SALES ORDER TO DETERMINE WHICH OPTIONS ARE SPECIFIED AND REFER TO FIELD CONNECTION WIRING DIAGRAM FOR ACTUAL FIELD WIRING REQUIRED. DASHED LINES INDICATE DEVICES AND FIELD WIRING SUPPLIED BY CUSTOMER.
2. ALL FIELD WIRING MUST BE IN ACCORDANCE WITH THE NATIONAL ELECTRIC CODE OR STATE AND LOCAL REQUIREMENTS WHICH APPLY. ALL CUSTOMER CONTROL CIRCUIT WIRING MUST HAVE A MINIMUM RATING OF 150 VOLTS.
3. DO NOT ROUTE LOW VOLTAGE (30 VDC MAXIMUM) WIRING IN THE SAME CONDUIT AS CONTROL VOLTAGE (115 VAC) WIRING AND DO NOT POWER-UP UNIT UNTIL CHECK-OUT AND START-UP PROCEDURES HAVE BEEN COMPLETED.
4. THE MAIN UNIT CONTROL PANEL PROVIDES A CONTACT CLOSURE TO CONTROL THE INDICATED CUSTOMER CONNECTED DEVICE. CUSTOMER TO PROVIDE 115 VAC POWER TO EACH DEVICE. MAXIMUM FUSE SIZE IS 15 AMPS.

### REQUIRED WIRING NOTES:

5. TRANE PROVIDES A TERMINAL BLOCK, FUSED OR NON-FUSED DISCONNECT SWITCH OR A CIRCUIT BREAKER IN THE MAIN UNIT CONTROL PANEL FOR LINE VOLTAGE CONNECTION WHICH REQUIRES THE USE OF COPPER CONDUCTORS ONLY. CHECK SALES ORDER TO DETERMINE WHICH OPTION IS SPECIFIED. WIRING SIZED PER NATIONAL ELECTRIC CODE BASED ON NAMEPLATE MINIMUM CIRCUIT AMPACITY RATING.
6. EVAPORATOR AND CONDENSER FLOW SWITCHES ARE TO BE INSTALLED AND WIRED TO THE MAIN UNIT CONTROL PANEL BY THE INSTALLING CONTRACTOR. THE PURCHASE OF FLOW SWITCHES FROM TRANE IS OPTIONAL. EACH FLOW SWITCH CIRCUIT REQUIRES TWO WIRES, 115 VAC. MINIMUM CONTACT RATING AT 115 VAC IS 4.8 MA.
7. CHILLED AND CONDENSER-ABSORBER WATER FLOW MUST BE PROVEN PRIOR TO CHILLER OPERATION. CONDENSER-ABSORBER WATER PUMP MUST BE CONTROLLED BY THE MAIN UNIT CONTROL PANEL FOR CHILLER SAFETY.
8. CIRCUIT REQUIRES TWO WIRES, 115 VAC. MAXIMUM MODULE CONTACT RATING AT 115 VAC OR 30 VDC IS 2.88 AMPS INDUCTIVE, 1/3 HP.

### OPTIONAL WIRING NOTES:

9. OPTIONAL CONTROL FOR A CUSTOMER SPECIFIED OR INSTALLED LATCHING TRIP-OUT. THE CHILLER WILL RUN NORMALLY WHEN THE CONTACT IS CLOSED AND TRIP THE CHILLER OFF WITH A MANUALLY RESETTABLE DIAGNOSTIC WHEN THE CONTACT OPENS. MANUAL RESET IS ACCOMPLISHED WITH THE DIAGNOSTIC KEY ON THE FRONT OF THE MAIN UNIT CONTROL PANEL. CUSTOMER SUPPLIED SILVER CONTACTS ARE REQUIRED FOR 24 VDC, 12 MA RESISTIVE LOAD. CIRCUIT REQUIRES TWO WIRES, 30 VDC MAXIMUM. DO NOT ROUTE IN CONDUIT WITH HIGHER VOLTAGE CIRCUITS.
10. OPTIONAL CONTROL FOR A CUSTOMER SPECIFIED OR INSTALLED REMOTE AUTO-STOP FUNCTION. THE CHILLER WILL RUN NORMALLY WHEN THE CONTACT IS CLOSED AND STOP THE CHILLER WHEN THE CONTACT OPENS. RECLOSURE OF THE CONTACT WILL PERMIT THE CHILLER TO AUTOMATICALLY RETURN TO NORMAL OPERATION. CUSTOMER SUPPLIED SILVER CONTACTS ARE REQUIRED FOR 24 VDC, 12 MA RESISTIVE LOAD. CIRCUIT REQUIRES TWO WIRES, 30 VDC MAXIMUM. DO NOT ROUTE IN CONDUIT WITH HIGHER VOLTAGE CIRCUITS.
11. CIRCUIT REQUIRES TWO WIRES, 115 VAC. NORMALLY OPEN MAXIMUM MODULE CONTACT RATING AT 115 VAC OR 30 VDC IS 2.88 AMPS INDUCTIVE, 1/3 HP.
12. CIRCUIT REQUIRES SHIELDED WIRE PAIR, 30 VDC MAXIMUM. BELDON TYPE 8760 RECOMMENDED. MAXIMUM LENGTH OF 5000 FEET.
13. TRANE PROVIDES STEAM PRESSURE TRANSDUCER SHIELDED CABLE ASSEMBLIES FOR FIELD INSTALLATION BY CUSTOMER.





# Controls Data

## Setting The Standards

Trane set the standard for unit microprocessor controls in 1985 with the first generation of UCP. Associated with this standard have been:

- Proportional Integral Derivative (PID) control strategies which provide stable operation and high accuracy for better performance along with feed forward plus.
- Adaptive Control™ to keep the chiller “on line” and at the same time keep the chiller away from a major failure;
- Software based safeties that do not depend on electromechanical hardware – hardware that means questionable reliability and added cost;
- Operator interface that accesses chiller information and control adjustments at the front of the panel.

## Trane Now Offers UCP2™

UCP2 adds more flexibility, more reliability and better system performance than even our most demanding customers expect.

## Flexibility

Trane offers the ability to adapt to changes easily and effectively without adding prohibitive cost. To provide flexibility, the controller responds to a wide variety of needs for:

- **System Designs** including equipment, operating conditions, and controls variations that are either existing or being considered for new installations.

*Key to designing non-traditional systems is the ability to evaluate the cost and reliability issues of these systems in comparison to the more traditional systems. Trane recommends the use of C.D.S. Network Equipment Economics, the Trane Applications Manuals, and consultation with a Trane sales engineer for help in this analysis.*

- **System Upgrades** including the ability to accommodate changes in the chilled water system design or equipment room requirements or to accommodate new technologies that become available.

## Flexibility

- Modular structure of the UCP2 makes it possible for the designer to select the system controls and associated interfaces to Tracer® (or other building automation systems) that are required for the chiller plant design. With this modular concept, capability can be added or upgraded at any time — with only temporary interruption of chilled water production.
- The operator can quickly program a Custom Report — so that only what is considered to be the most frequently accessed/important reports are available — at any time, right at the front of the panel.
- With easy front panel programmability of Daily, Service Start-up and Machine Configuration settings and setpoints, the operator, serviceman, and system designer can customize the use of the micro controller to unique conditions of the chiller plant — whether the purpose of chilled water is for comfort cooling or for process cooling.
- All data that is necessary for the safe operation and easy serviceability of the chiller is provided as standard on all Horizon® absorption chillers. Options are available that provide additional controls/data that are required for: an industrial/process system design, applications outside of the typical chilled water system design, the need for redundant machine protection, or the desire for more system information.

# Controls Data

---

## Reliability

To most people, reliability means “dependable — giving the same result on successive trials.” However, to our customers it has come to mean “keep chilled water flowing.” In other words, “when I turn the switch on — cold water comes out.” In order to do this, the micro controller must be aware of what is happening in the system. But more importantly, it must be able to make decisions and adjustments to keep the chiller running as long as possible even when non-standard conditions exist. Conditions such as bad power or bad water (flow, temperature, fouling) or system component failure. Also the Trane UCP2 panel continuously monitors for noncondensables and purges automatically.

- With Enhanced Adaptive Control™ the controller does everything it can to avoid taking the chiller off line.
  - Senses potential overload, freeze and condenser overpressure conditions
  - Displays a warning message about the potential condition/safety trip
  - Take the following corrective action sequentially as the condition worsens:
    - limits loading
    - prevents further loading
    - unloads until condition improves
    - takes chiller off line
- With more diagnostics and diagnostic history that are time/date stamped and with help messages, the operator or serviceman can take faster and more effective corrective action.

## System Performance

“Chilled Water System” encompasses many levels of control: Standalone Chiller, Chiller Plant, Applied System, Central Building Automation System. However, regardless of the system level being design, the unit controls become critical not just in making every level operate reliably but in facilitating optimal performance. UCP2 provides more capability and more intelligence to make this operation/optimization possible.

## Panel Features:

The absorption chiller Unit Control Panel (UCP2) incorporates the following features and components:

## Control Functions

- Smart dilution cycle duration based on system requirements
- Adaptive evaporator leaving fluid temperature control
- Low evaporator temperature limit
- High solution temperature limit
- Solution flow control via AFD
- Softloading
- Nuisance trip prevention via Adaptive Control
- Chilled water reset
- Optimum concentration control
- Crystallization recovery via SDR
- High temperature generator pressure limit

## Safeties

- Smart shutdown sequence condenser/absorber loss of flow
- Low condenser/absorber water temperature
- High interstage pressure limit
- High pressure cutout
- Evaporator leaving fluid temperature cutout
- Motor current overload
- High motor winding temperature
- Over/under voltage (optional)
- Purge limit
- Sensor failure detection
- High flue gas limit and cutout

# Controls Data

---

## Monitored Points

Chiller information is available at the operator interface via a clear language display. Access to the information is through four dedicated report keys: Customer, Chiller, Cycle and Pump/Purge.

## Customer Report

User defined custom report (operator may choose up to 20 points — from a list of over 100 choices).

## Chiller Report

Status, fluid temperatures, and setpoints:

- Operating mode (i.e. run status)
- Chilled water setpoint
- Evaporator entering/leaving water temperatures
- Absorber entering/leaving water temperatures
- Condenser leaving water temperature
- Outdoor air temperature
- Evaporator leaving water temperature
- Chilled water reset
- Heat and cooling priority (optional)
- Hot water reset (optional)
- Hot water entering/leaving temperatures (optional)

## Burner Controls

- Firing rate mode selection, auto/manual via UCP2
- Manual firing rate via UCP2
- Remote/manual fuel transfer via UCP2
- Call for operation indication
- Local/remote burner alarm indication
- Gas pressure normal indication
- Fuel “on” indication
- Ignition “on” indication
- Agency listed flame safeguard system
- Emergency “off” switch
- Audible alarm, with silencer switch

## Cycle Report

Refrigerant temperatures and pressures:

- Solution temperature leaving high temperature generator
- Interstage vapor temperature
- Solution temperature entering level control
- Mixed solution temperature entering low temperature heat exchanger
- Solution temperature entering high temperature generator
- Interstage vapor pressure
- High temperature generator leaving concentration
- Low temperature generator leaving concentration
- High temperature generator cutout and monitor temperature
- Crystallization detection temperature
- Crystallization trip temperature
- Solution temperature leaving low temperature generator
- Saturated condenser refrigerant temperature
- Absorber entering concentration
- LiBr crystallization margin
- Solution temperature leaving absorber
- Absorber spray temperature
- Solution temperature leaving absorber
- Solution temperature entering low temperature generator
- Saturated evaporator refrigerant temperature
- Evaporator leaving water temperature
- Evaporator entering water temperature
- Absorber entering water temperature
- Absorber leaving water temperature
- Condenser leaving water temperature
- Solution pump auto/manual speed command
- Energy input auto/manual/slaved reported command
- Steam supply pressure
- Generator steam pressure
- Flue gas exhaust temperature

# Controls Data

---

## Pump/Purge Report

- Solution pump
  - Starts and hours counters
  - Motor phase currents
  - Motor phase voltages (optional)
- Purge Pump
  - Operating mode and status
  - Refrigerant suction temperature
  - Pumpout rate
  - Total pumpout time
  - Service log

## Diagnostics

The absorption chiller Unit Control Panel (UCP2) provides over 70 active and historic diagnostics such as:

- Water and refrigerant/solution temperatures out of range
- Solution pressures out of range
- Loss of system water flows
- Sensor and switch faults
- Overload trips
- Over/under voltage (optional)
- Crystallization recovery
- High pressure cutout
- Emergency stop
- Loss of communication to other modules
- Motor abnormal

## Operator Interface

The Trane Horizon® direct-fired absorption chiller control panel, UCP2, is easy to use, understand, access information, read, change setpoints, diagnose problems, maintain, and to reset after shutdown.

## Convenience

Enunciation of all information is at the front panel display (including power, voltage, amps, purge pressures, and number of starts data). Messages displayed using clear language.

## Readability

- Two line, 40 character display that is easy to read from within a 60 degree angle
- LCD backlight so that the display can be read in a variety of equipment room lighting
- Seven languages available
- Metric (SI) units available
- Complete character human interface available

## Remote Operator Interface

With the addition of an optional remote interface panel, up to four chillers with UCP2 can be monitored and controlled. All data available at each chiller's local operator interface is available to the remote operator interface via a single twisted pair.

## Ease of Use

- Keypad programmability — no manual switches or setpoint potentiometers
- Logically arranged report groups with report header and setpoint groups
- Selectable security
- Variable points updated every two seconds
- Messages that direct user to problem source via a menu item

## Trane ICS Compatibility

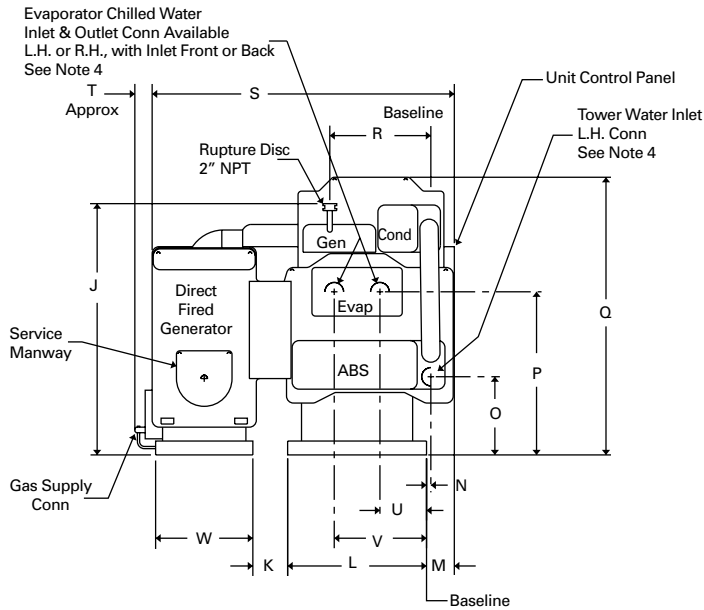
The Trane Absorption chiller control panel, UCP2, is 100 percent compatible with the Trane Integrated Comfort™ systems, ICS, UCP2 easily integrates into the Tracer® family of flexible chiller plant system controllers with a single twisted-wire pair communications cable.

For more information on the Trane absorption chiller unit control panel, please contact your local Trane sales engineer.

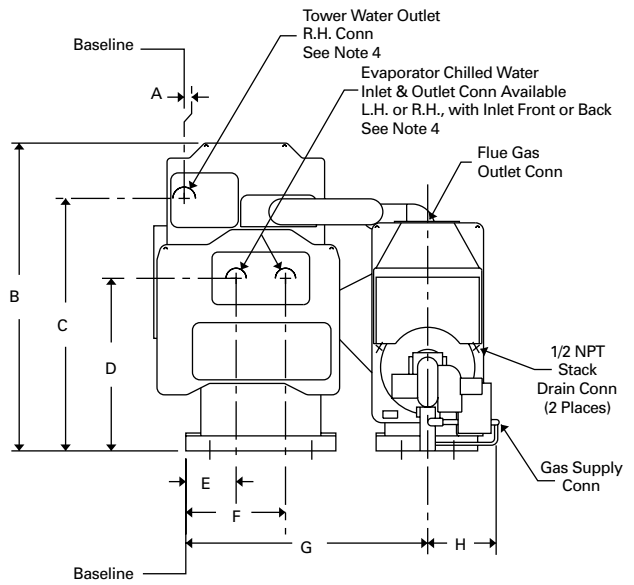
# Dimensions and Weights

## ABDA-380, 440, 500 Physical Dimensions English and SI Units

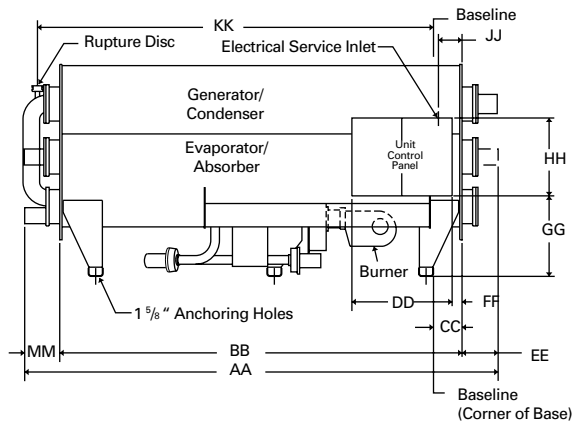
**Left Hand Elevation - ABDA 380, 440, 500**



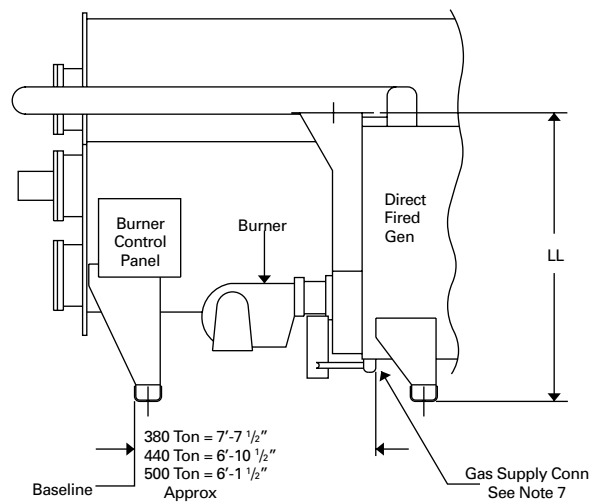
**Right Hand Elevation - ABDA 380, 440, 500**



**Front Elevation - ABDA 380, 440, 500**



**Direct Fired Generator - ABDA 380, 440, 500**





# Dimensions and Weights

## ABDA-380, 440, 500 Physical Dimensions English and SI Units

**Table DW-1 – Unit Dimensions - English**

Figure Reference	ABDA 380-440-500
A	$\frac{3}{8}$ "
B	9'-6 $\frac{7}{8}$ "
C	7'-9 $\frac{5}{8}$ "
D	5'-4 $\frac{1}{8}$ "
E	1'-8"
F	3'-1"
G	7'-5 $\frac{3}{4}$ "
H	2'-2"
J	8'-6 $\frac{3}{8}$ "
K	1'-1 $\frac{3}{4}$ "
L	4'-9"
M	11 $\frac{1}{4}$ "
N	2 $\frac{3}{4}$ "
O	2'-8 $\frac{1}{4}$ "
P	5'-4 $\frac{1}{8}$ "
Q	9'-5 $\frac{7}{8}$ "
R	3'-4 $\frac{1}{2}$ "
S	10'-1 $\frac{3}{4}$ "
T	7" approx
U	1'-8"
V	3'-1"
W	3'-2"
AA	21'-2 $\frac{1}{4}$ "
BB	17'-11 $\frac{1}{2}$ "
CC	1'-1 $\frac{5}{8}$ "
DD	4'-6"
EE	1'-7 $\frac{3}{8}$ "
FF	5 $\frac{1}{4}$ "
GG	3'-7 $\frac{1}{8}$ "
HH	3'-6"
JJ	11 $\frac{1}{4}$ "
KK	17'-10 $\frac{1}{4}$ "
LL	7'-1 $\frac{3}{8}$ "
MM	1'-7 $\frac{3}{8}$ "

**Customer Notes:**

1. Front of unit is determined by facing unit control panel.
2. All vertical dimensions include  $\frac{5}{16}$ " thick isolation pads.
3. Dimensions shown are calculated values. Stack tolerance could be  $\pm \frac{1}{2}$ " unless otherwise specified.
4. Evaporator, condenser and absorber water connections are for 8" pipe. Available with 150# American Standard raised face flange. (Flanged bolt holes straddle vertical centerline.)
5. All water box vents are  $\frac{1}{4}$ " NPT and drains are  $\frac{3}{4}$ " NPT.
6. Flexible connection must be used for attachment to rupture disc. Do not apply more than 12 psi internal pressure on machine without removing rupture disc. Pipe rupture disc to floor vent or to the outside to meet local code.
7. Gas train ships assembled to unit. Gas supply connection size and location will vary per local codes and gas inlet pressure.
8. Field piping must be arranged and supported to avoid stress on the equipment. It is strongly recommended that the piping contractor refrain from pre-piping closer than 36" minimum to the equipment. This will allow for proper connection upon arrival of the unit at the jobsite. Necessary adjustments can be made at that time.

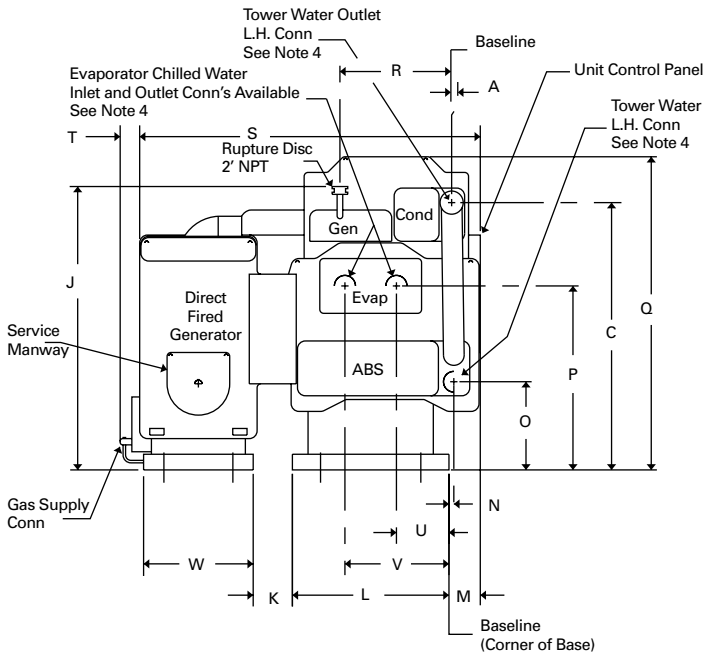
**Table DW-2 – Unit Dimensions - (SI) - mm**

Figure Reference	ABDA 380-440-500
A	9.525
B	2917.8
C	2378.1
D	1628.8
E	508.0
F	939.8
G	2279.7
H	660.4
J	2600.3
K	349.3
L	1447.8
M	285.8
N	69.9
O	819.2
P	1628.8
Q	2892.4
R	1028.7
S	3092.5
T	177.8 approx
U	508.0
V	939.8
W	965.2
AA	6457.9
BB	5473.7
CC	346.1
DD	1371.6
EE	492.1
FF	133.4
GG	1095.4
HH	1066.8
JJ	285.8
KK	5441.9
LL	2168.5
MM	492.1

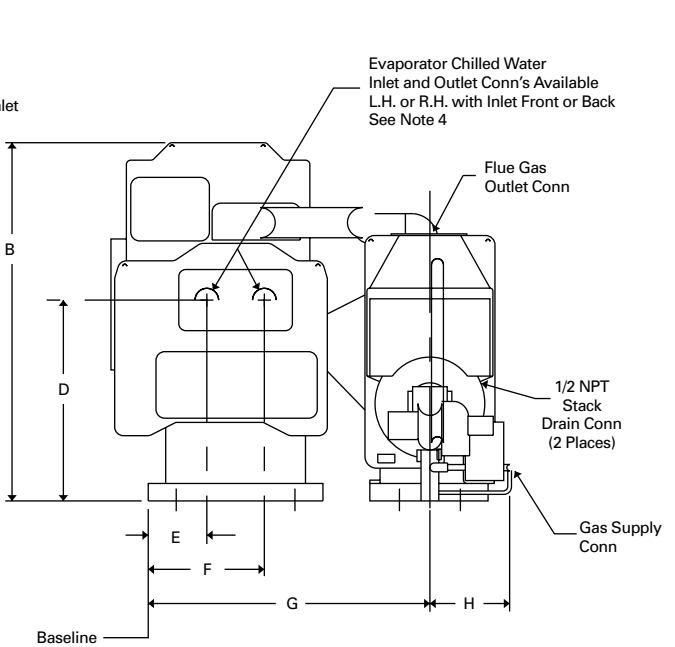
# Dimensions and Weights

## ABDA-575, 660, 750 Physical Dimensions English and SI Units

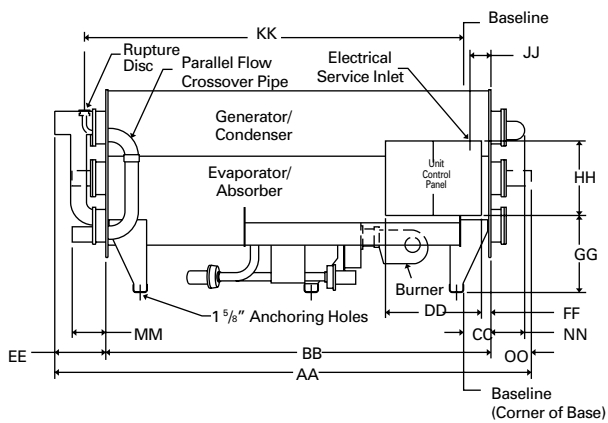
Left Hand Elevation - ABDA 575, 660, 750



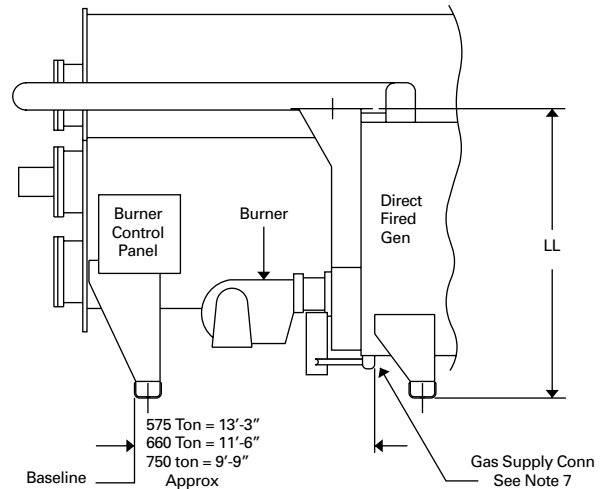
Right End Elevation - ABDA 575, 660, 750



Front End Elevation - ABDA 575, 660, 750



Direct Fired Generator - ABDA 575, 660, 750





# Dimensions and Weights

## ABDA-575, 660, 750 Physical Dimensions English and SI Units

**Table DW-3 – Unit Dimensions - English**

Figure Reference	ABDA 575-660-750
A	1/2"
B	9'-6 7/8"
C	7'-11 3/8"
D	5'-4 1/8"
E	1'-8"
F	3'-1"
G	7'-5 3/4"
H	2'-2"
J	8'-6 3/8"
K	1'-1 3/4"
L	4'-9"
M	11 1/4"
N	3 5/8"
O	2'-6 1/8"
P	5'-4 1/8"
Q	9'-5 7/8"
R	3'-4 1/2"
S	10'-1 3/4"
T	7" approx
U	1'-8"
V	3'-1"
W	3'-2"
AA	30'-11 1/4"
BB	27'-0"
CC	1'-1 5/8"
DD	4'-6"
EE	1'-11 7/8"
FF	5 1/4"
GG	3'-7 1/8"
HH	3'-6"
JJ	11 1/4"
KK	26'-10 3/4"
LL	7'-1 3/8"
MM	1'-7 3/4"
NN	1'-4 3/8"
OO	1'-7 3/8"

**Customer Notes:**

1. Front of unit is determined by facing unit control panel.
2. All vertical dimensions include 5/16" thick isolation pads.
3. Dimensions shown are calculated values. Stack tolerance could be ± 1/2" unless otherwise specified.
4. Evaporator water connections are for 8" pipe. Condenser, and absorber water connections are for 10" pipe. Available with 150# grooved connection for use with Style 77 Victaulic coupling. Also, available with 150# American Standard raised face flange. (Flanged bolt holes straddle vertical centerline.)
5. All water box vents are 1/4" NPT and drains are 3/4" NPT.
6. Flexible connection must be used for attachment to rupture disc. Do not apply more than 12 psi internal pressure on machine without removing rupture disc. Pipe rupture disc to floor vent or to the outside to meet local code.
7. Gas train ships assembled to unit. Gas supply connection size and location will vary per local codes and gas inlet pressure.
8. Field piping must be arranged and supported to avoid stress on the equipment. It is strongly recommended that the piping contractor refrain from pre-piping closer than 36" minimum to the equipment. This will allow for proper connection upon arrival of the unit at the jobsite. Necessary adjustments can be made at that time.

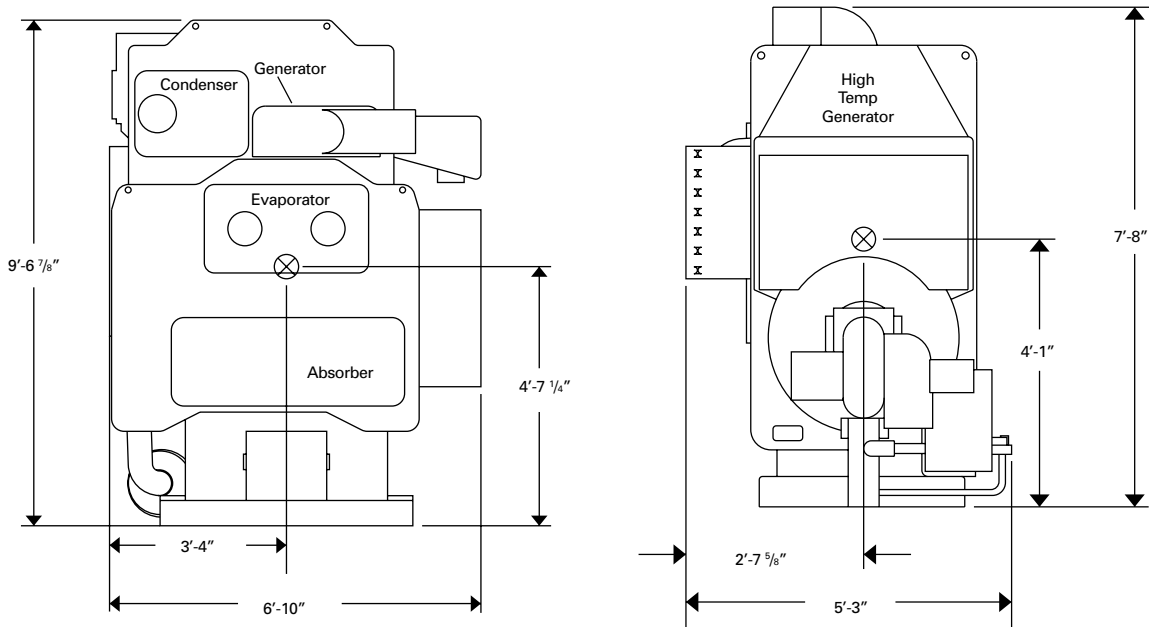
**Table DW-4 – Unit Dimensions - (SI) - mm**

Figure Reference	ABDA 575, 660, 750
A	12.7
B	2917.8
C	2428.9
D	1628.8
E	508.0
F	939.8
G	2279.7
H	660.4
J	2600.3
K	349.3
L	1447.8
M	285.8
N	92.1
O	784.2
P	1628.8
Q	2892.4
R	1028.7
S	3092.5
T	177.8 approx
U	508.0
V	939.8
W	965.2
AA	9429.8
BB	8229.6
CC	346.1
DD	1371.6
EE	606.43
FF	133.4
GG	1095.4
HH	1066.8
JJ	285.8
KK	8197.8
LL	2168.5
MM	492.1
NN	406.4
OO	492.1

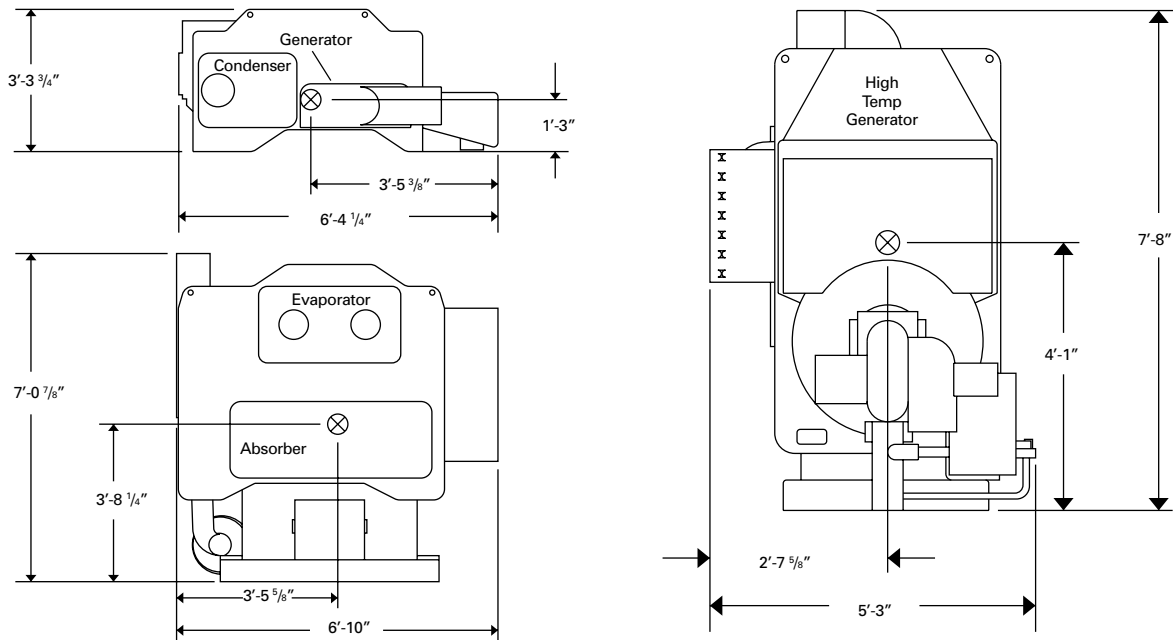
# Dimensions and Weights

# Disassembly Options

## Break Apart and Center of Gravity – Two-Piece Disassembly



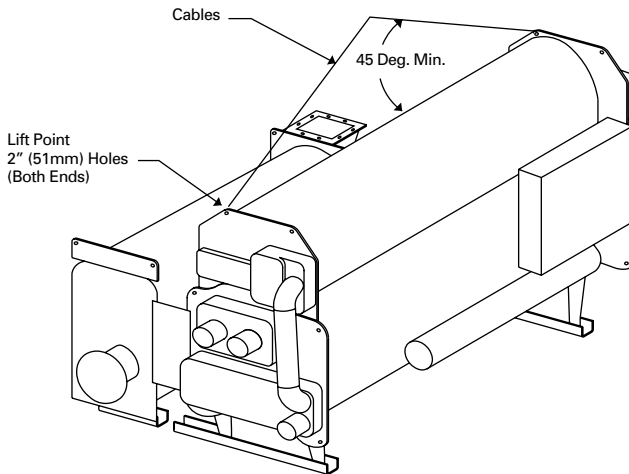
## Three-Piece Disassembly



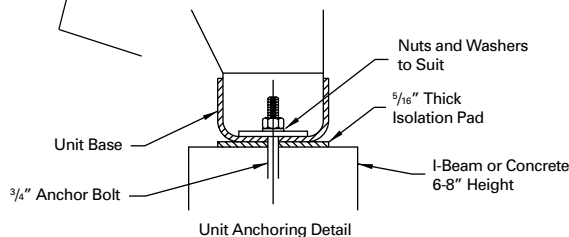
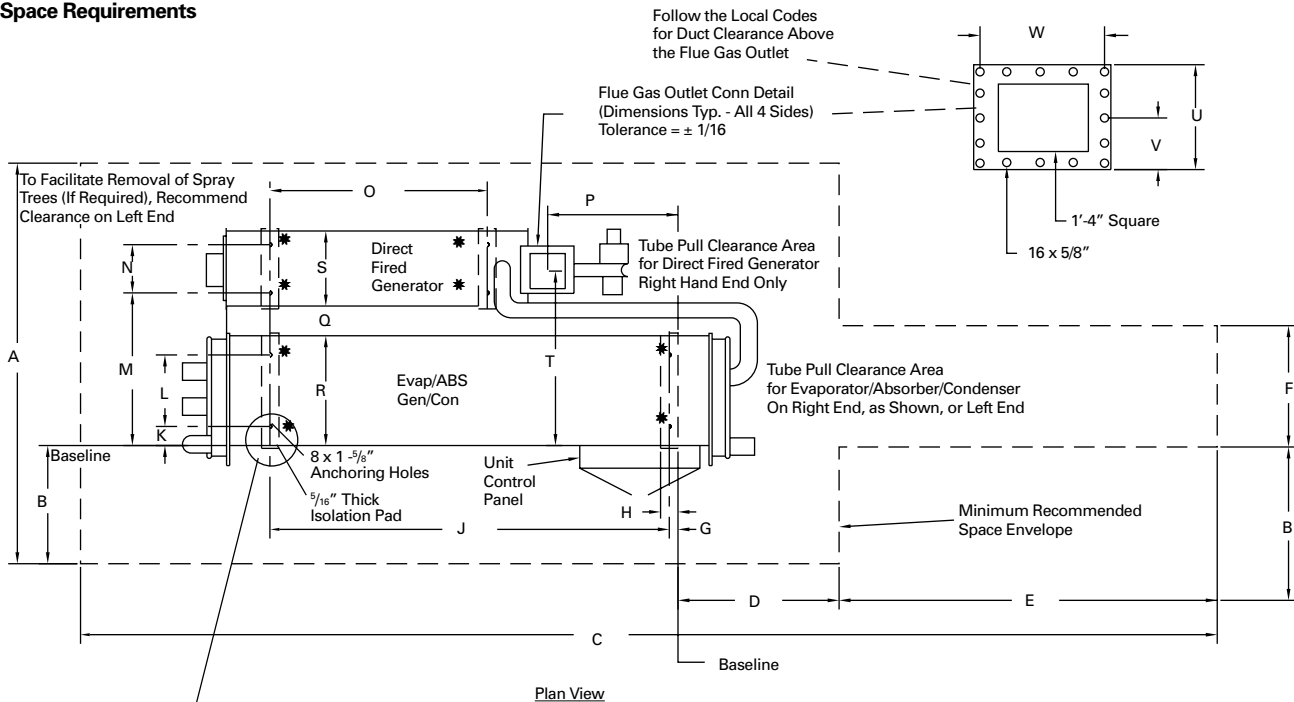
# Dimensions and Weights

# Rigging

## Rigging Instructions



## Space Requirements





# Dimensions and Weights

# Weights, Rigging, Clearances

**Table DW-5 – Service Clearances (English)**

Figure Reference	ABDA 380, 440, 500	ABDA 575, 660, 750
A	18'-6"	18'-6"
B	5'-0"	5'-0"
C	41'-6"	59'-6"
D	6'-0"	6'-0"
E	13'-6"	22'-6"
F	5'-0"	5'-0"

**Table DW-6 – Anchor and Flue Locations (English)**

Figure Reference	ABDA-380	ABDA-440	ABDA-500	ABDA-575	ABDA-660	ABDA-750
G	5 3/8"	5 3/8"	5 3/8"	5 3/8"	5 3/8"	5 3/8"
H	10 3/4"	10 3/4"	10 3/4"	10 3/4"	10 3/4"	10 3/4"
J	14'-9 1/2"	14'-9 1/2"	14'-9 1/2"	23'-10"	23'-10"	23'-10"
K	10 1/2"	10 1/2"	10 1/2"	10 1/2"	10 1/2"	10 1/2"
L	3'-0"	3'-0"	3'-0"	3'-0"	3'-0"	3'-0"
M	6'-6 3/4"	6'-6 3/4"	6'-6 3/4"	6'-6 3/4"	6'-6 3/4"	6'-6 3/4"
N	1'-10"	1'-10"	1'-10"	1'-10"	1'-10"	1'-10"
O	6'-6"	7'-3"	8'-0"	9'-11"	11'-8"	13'-5"
P	6'-5 7/8"	5'-8 7/8"	4'-11 7/8"	12'-1 3/8"	10'-4 3/8"	8'-7 3/8"
Q	1'-1 3/4"	1'-1 3/4"	1'-1 3/4"	1'-1 3/4"	1'-1 3/4"	1'-1 3/4"
R	4'-9"	4'-9"	4'-9"	4'-9"	4'-9"	4'-9"
S	3'-2"	3'-2"	3'-2"	3'-2"	3'-2"	3'-2"
T	7'-5 3/4"	7'-5 3/4"	7'-5 3/4"	7'-5 3/4"	7'-5 3/4"	7'-5 3/4"
U	2'-0"	2'-0"	2'-0"	2'-0"	2'-0"	2'-0"
V	1'-0"	1'-0"	1'-0"	1'-0"	1'-0"	1'-0"
W	1'-10"	1'-10"	1'-10"	1'-10"	1'-10"	1'-10"

**Customer Notes:**

1. Do not run wiring or piping across the front or panel side of the unit where most service is performed (the front is that side on which the main control panel is mounted).
2. Unit to be installed on level surface. Housekeeping pad recommended.
3. Use anchoring holes, as required, to meet local codes, anchoring hardware is provided by customer
4. Isolation pads are provided with the unit.
5. Recommended space envelope provides minimum 3 ft clearance at right end of unit, with 4 ft at front, back and left end (to direct-fired generator). Allow minimum of 1'-6" clearance above unit.

**Table DW-7 – Weights**

Model	Weights		Unit Brine Charge		System Water Capacity	
	Shipping (Lbs)	Operating (Lbs)	Solution (Lbs)	Refrigerant (Gals)	Evaporator (Gals)	Cond/Abs. (Gals)
ABDA-380	32900	45800	9075	105	130	250
ABDA-440	34500	48300	9645	115	145	280
ABDA-500	36000	50500	10140	120	160	305
ABDA-575	42300	60700	12620	140	250	375
ABDA-660	44600	64500	13750	155	225	335
ABDA-750	46800	68300	14950	170	280	410

# Dimensions and Weights

# Weights, Rigging, Clearances

**Table DW-8 – Service Clearances (SI) mm**

Figure Reference	ABDA 380, 440, 500	ABDA 575, 660, 750
A	5638.8	5638.8
B	1524.0	1524.0
C	12649.2	18135.6
D	1828.8	1828.8
E	4114.8	6858.0
F	1524.0	1524.0

**Table DW-9 – Anchor and Flue Locations (SI) mm**

Figure Reference	ABDA-380	ABDA-440	ABDA-500	ABDA-575	ABDA-660	ABDA-750
G	136.5	136.5	136.5	136.5	136.5	136.5
H	273.1	273.1	273.1	273.1	273.1	273.1
J	4508.5	4508.5	4508.5	7264.4	7264.4	7264.4
K	266.7	266.7	266.7	266.7	266.7	266.7
L	914.4	914.4	914.4	914.4	914.4	914.4
M	2000.3	2000.3	2000.3	2000.3	2000.3	2000.3
N	558.8	558.8	558.8	558.8	558.8	558.8
O	1981.2	2209.8	2438.4	3022.6	3556	4089.4
P	1978.0	1749.4	1520.8	3692.5	3159.1	2625.7
Q	349.3	349.3	349.3	349.3	349.3	349.3
R	1447.8	1447.8	1447.8	1447.8	1447.8	1447.8
S	965.2	965.2	965.2	965.2	965.2	965.2
T	2279.7	2279.7	2279.7	2279.7	2279.7	2279.7
U	609.6	609.6	609.6	609.6	609.6	609.6
V	304.8	304.8	304.8	304.8	304.8	304.8
W	558.8	558.8	558.8	558.8	558.8	558.8

**Customer Notes:**

1. Do not run wiring or piping across the front or panel side of the unit where most service is performed (the front is that side on which the main control panel is mounted).
2. Unit to be installed on level surface. Housekeeping pad recommended.
3. Use anchoring holes, as required, to meet local codes, anchoring hardware is provided by customer
4. Isolation pads are provided with the unit.
5. Recommended space envelope provides minimum 3 ft clearance at right end of unit, with 4 ft at front, back and left end (to direct-fired generator). Allow minimum of 1'-6" clearance above unit.

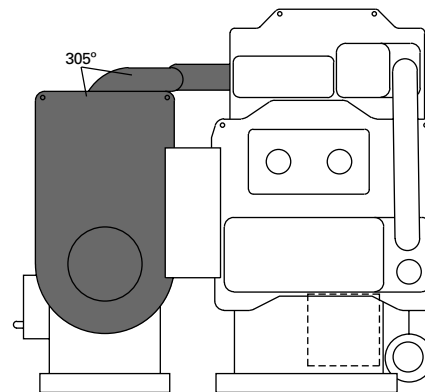
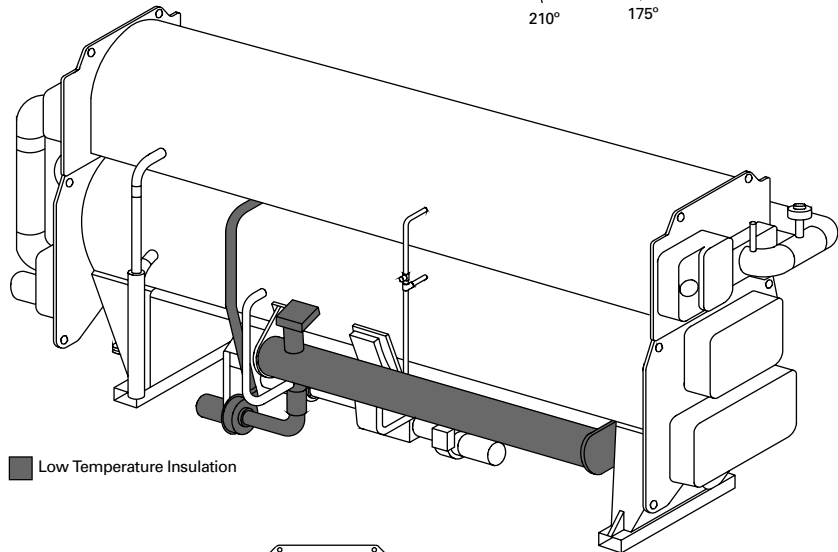
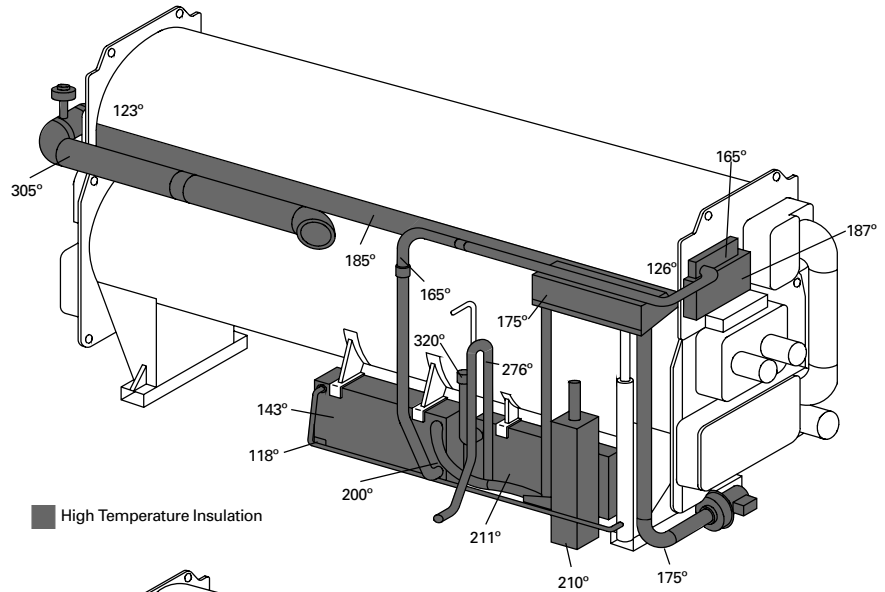
**Table DW-10 – Weights**

Model	Weights		Unit Brine Charge		System Water Capacity	
	Shipping (Kg)	Operating (Kg)	Solution (Kg)	Refrigerant (l)	Evaporator (l)	Cond/Abs. (l)
ABDA-380	14923	20775	4116	397	492	946
ABDA-440	15649	21909	4375	435	549	1060
ABDA-500	16330	22907	4600	454	606	1154
ABDA-575	19187	27534	5724	530	946	1419
ABDA-660	20231	29257	6237	587	852	1268
ABDA-750	21228	30987	6781	643	1060	1552

# Dimensions and Weights

# Cold and Hot Insulation

## Unit Insulation





# Dimensions and Weights

# Cold and Hot Insulation

**Table DW-11 — Low Temperature (Cold) Insulation (English)**

Cold Insulation	ABDA-380,440,500	ABDA-575,660, 750
Evaporator Shell (Sq. Ft)	88	100
Evaporator water boxes and Refrigerant Storage Tank (Sq. Ft.)	70	115
4" Pipe (Ln Ft)	3	3
2" Pipe (Ln Ft)	6	5

**Table DW-12 – High Temperature (Hot) Insulation (English)**

Hot Insulation	ABDA-380	ABDA-440	ABDA-500	ABDA-575	ABDA-660	ABDA-750
Direct-Fired Generator (Sq. Ft.)	203	219	235	275	312	349
High Temp Heat Exchanger (Sq. Ft.)	23	23	23	26	26	26
Low Temp Heat Exchanger (Sq. Ft.)	28	28	28	31	31	31
8" Pipe (Ln Ft)	13.5	12.75	12.0	10.0	8.33	6.58
4" Pipe (Ln Ft)	7.75	7.75	7.75	7.75	7.75	7.75
3" Pipe (Ln. Ft)	6	6	6	6	6	6
2 1/2" Pipe (Ln Ft)	3.4	3.4	3.4	3.4	3.4	3.4
2" Pipe (Ln Ft)	13	13	13	13	13	13

**Table DW-13 – Low Temperature (Cold) Insulation (SI)**

Cold Insulation	ABDA-380,440,500	ABDA-575,660, 750
Evaporator Shell (Sq. M)	8.18	10.68
Evaporator water boxes and Refrigerant Storage Tank (Sq. Ft.)	6.5	10.68
4" Pipe (Ln M)	1.07	1.07
2" Pipe (Ln M)	2.15	2.15

**Table DW-14 – High Temperature (Hot) Insulation (SI)**

Hot Insulation	ABDA-380	ABDA-440	ABDA-500	ABDA-575	ABDA-660	ABDA-750
Direct-Fired Generator (Sq. M)	18.86	20.34	21.82	25.55	29.98	32.42
High Temp Heat Exchanger (Sq. M)	2.14	2.14	2.14	2.42	2.42	2.42
Low Temp Heat Exchanger (Sq. M)	2.6	2.6	2.6	2.88	2.88	2.88
8" Pipe (Ln M)	4.8	4.6	4.3	3.6	3.0	2.4
4" Pipe (Ln M)	2.77	2.77	2.77	2.77	2.77	2.77
3" Pipe (Ln. M)	2.15	2.15	2.15	2.15	2.15	2.15
2 1/2" Pipe (Ln M)	1.22	1.22	1.22	1.22	1.22	1.22
2" Pipe (Ln M)	4.65	4.65	4.65	4.65	4.65	4.65



# Dimensions and Weights

# Weights and Component Sizes

**Table DW-15 – Component Dimensions - English**

Major Component	Length Dimension					
	Machine Sizes					
	ABDA-380	ABDA-440	ABDA-500	ABDA-575	ABDA-660	ABDA-750
Gen/Cond		21'-2 1/4"			30'-7 7/8"	
Evap/Abs		21'-2 1/4"			30'-2 3/4"	
High Temp Generator	14'-6 1/8"	15'-3 1/8"	17'-4"	18'-6 7/8"	20'-4 5/8"	22'-1 5/8"
Gen/Cond-Evap/Abs		21'-2 1/4"			30'-11 1/4"	

**Table DW-16 – Weights - English**

Machine Size	High Temperature Direct-Fired Generator (Lbs)	Generator/Condenser (Lbs)	Evaporator/Absorber (Lbs)	Generator/Condenser Evaporator/Absorber (Lbs)	Total (Lbs)
ABDA-380	6200	7200	19600	26800	33000
ABDA-440	6700	7500	20400	27900	34600
ABDA-500	7200	7700	21200	28900	36100
ABDA-575	7300	10200	24900	35100	42400
ABDA-660	8400	10500	25700	36200	44600
ABDA-750	9500	10800	26500	37300	46800

**Table DW-17 – Component Dimensions (SI) mm**

Major Component	Length Dimension					
	Machine Sizes					
	ABDA-380	ABDA-440	ABDA-500	ABDA-575	ABDA-660	ABDA-750
Gen/Cond		6508.8			9344.0	
Evap/Abs		6508.8			9213.9	
High Temp Generator	4422.8	4651.4	5283.2	5664.0	6213.5	6746.9
Gen/Cond-Evap/Abs		6508.8			9429.8	

**Table DW-18 – Weights (SI) Kg**

Machine Size	High Temperature Direct-Fired Generator (Kg)	Generator/Condenser (Kg)	Evaporator/Absorber (Kg)	Generator/Condenser Evaporator/Absorber (Kg)	Total (Kg)
ABDA-380	2812	3266	8890	12156	14968
ABDA-440	3039	3402	9253	12655	15694
ABDA-500	3266	3493	9616	13109	16375
ABDA-575	3293	4627	11294	15921	19214
ABDA-660	3810	4763	11658	16420	20230
ABDA-750	4309	4899	12020	16919	21228



# Mechanical Specifications

---

## General

Unit shall be a complete double-effect direct-fired absorption chiller package built in an ISO 9001 environment. The chiller shall consist of a direct-fired generator, low temperature generator/condenser section, evaporator/absorber section, controls, pumps, heat exchangers, burner assembly and fuel supply system. All units shall be of hermetic design, factory assembled and leak tested prior to shipment. The control panel, sensors, burner, burner controls and gas control system shall be factory installed. The unit shall be painted prior to shipping with two coats of water base air dry primer. The standard method of shipment shall be by truck from the USA.

## Low Temperature Generator/Condenser-Evaporator/Absorber

The shell material shall be carbon steel. The low temperature generator, evaporator and absorber tube material shall be 95/5 CuNi. Condenser tubes shall be copper. Tubes shall be mechanically rolled into the tubesheets and shall be replaceable from either end. Condenser, evaporator and absorber tube supports shall be fixed. The low temperature generator shall consist of fixed and floating tube supports to allow for even tube expansion. Spray systems shall be replaceable from end of unit without sacrificing the hermetic integrity of the unit.

The standard design working pressure for the waterboxes shall be 150 psig. All tube bundles shall be tested at 150 percent of design working pressure. All waterboxes except low temperature generator shall have gasketed removable covers for access. Marine-type waterboxes shall be provided with either Victaulic<sup>™</sup> or raised face flanged connections.

## Heat Exchangers

Two welded plate solution heat exchangers shall be provided to improve unit performance. Heat exchanger surfaces shall be 300 series stainless steel.

## Pumps

Solution and refrigerant shall be circulated by means of four hermetic, single stage centrifugal pumps. The pump impeller shall be cast iron with a steel shaft. The motor bearings shall be lubricated and the motor shall be cooled by the fluid that is pumped. Adjustable frequency drives shall be provided on the low temperature generator pump and the absorber spray pump to provide solution flow control.

## Purge

The purge system shall include a collection chamber in the absorber section, an eductor for moving non-condensables to the condenser, Purifier<sup>™</sup> purge shall be supplied to collect the non-condensables in an external storage tank, and a vacuum pump provided for removal of the non-condensables. The purge shall operate automatically to remove non-condensables from the unit during periods of chiller operation and shutdown. Logging of the purge information shall be provided via the unit control panel.

## Direct-Fired Generator

An ob-round shell shall be fabricated of carbon steel containing a horizontal fire/flue tube generator. Fire tube, gas turn box, tube sheets and all generator tubes shall be constructed of stainless steel. Generator tubes shall be 1-<sup>1</sup>/<sub>8</sub> inches .055" wall, 409 stainless steel and shall be individually rolled and welded into tubesheets. Unit direct-fired generator shall include rupture disk, located on the low temperature generator outlet box and shall be sized to meet ANSI/ASHRAE B-15. Other items which shall be included are: refractory lined burner mounting plate, flue gas access door, integral exhaust gas recirculation system when required for emissions control, condensate collection system for flue gas and sight glass for observation of the flame.

## Burner

The burner shall be completely assembled, installed and wired prior to shipment. The burner shall meet maximum NO<sub>x</sub> requirements of 30 ppm when firing on natural gas. The burner shall support 8 to 1 turndown with natural gas. The flue gas recirculation parts, when needed, shall be shipped loose and provided for field installation.

## Exhaust Gas Duct and Flue Stack

The exhaust gas duct and flue stack shall be provided and installed by others. The flue exhaust duct and flue stack must be designed of material in compliance with municipal, state and federal regulations. The duct and stack must be heat-resistant to accept temperatures up to 675 degrees F. Flue stack should be sized to provide and exhaust gas pressure at the unit of 0 to ± 0.2" water.

## Unit Options

Simultaneous hot water heat exchanger shall provide simultaneous heating and cooling or heating and cooling. A three-way valve assembly shall be provided for hot water flow control. Dual fuel using gas/propane or gas/oil combinations shall be available. Industrial package shall include special tubing and an option for a factory mounted lithium bromide filter. The disassembled unit shall provide for easy disassembly and reassembly of major components at the jobsite.

## Power Panel

A factory wired and mounted power panel shall include: main power connection, control transformer and 115 volt single phase control circuit. Unit shall be available for operation on 200, 230, 460 or 575 volts, 3-phase, 60 hertz power or 190, 220, 380 or 415 volts, 3-phase, 50 hertz power.



# Mechanical Specifications

## Control Panel

The factory mounted unit control panel (UCP2) is a microprocessor-based chiller control system that provides complete stand alone operation. The UCP2 shall provide the following items:

### Control Function

- Chilled water temperature control
- Concentration control
- Simultaneous heating and cooling (optional)

### System Functions

- User interface with a 40 character, 2 line display and a 16 key keypad, capable of displaying 7 languages in SI or English units.
- Passwords for protection of unit setup and configuration
- Chilled water pump control
- Absorber/condenser pump control
- Automatic and manual purge system
- Chilled water reset
- Simultaneous heating: cooling only, heating only, cooling priority and heating priority (optional)
- Simultaneous heating water pump control (optional)
- Minimum turndown of 8 to 1 with natural gas
- Minimum turn-down of 3 to 1 with oil (optional)
- Start/stop and reset of flame safeguard at UCP2
- Combustion confirmation and alarm status at UCP2
- Fuel selection and automatic fuel changeover (optional)
- Remote clear language display panel - capable of monitoring 1-4 chillers per panel (optional)

## Adaptive Limits

- Evaporator water temperature limit
- High interstage pressure limit
- High exhaust gas temperature limit
- High interstage temperature limit
- Low absorber/condenser limit
- Soft-loading control

## System Protection

- Evaporator freeze protection
- Chilled water flow confirmation
- Cooling water flow confirmation
- Simultaneous hot water flow confirmation (optional)
- High interstage pressure cutout to prevent excessive pressure
- Phase loss, phase reversal and under/over voltage detection
- Emergency stop/shutdown of burner

## Monitor and Displays

- Chilled water temperature entering and leaving
- Absorber/condenser water temperature entering and leaving
- Evaporator water flow (optional)
- Cooling water flow (optional)
- Solution concentrations
- Solution temperatures
- Interstage pressure
- Total motor current
- Unit voltage
- Chiller run time and starts
- Purge operation and run time

## Interfaces to UCP2™

- Interface to Tracer 100 or Tracer Summit®
- External machine manual reset alarm indication output
- External machine auto reset warning indication output
- External limit warning indication output
- External burner fire rate output
- External combustion indication output
- Interstage pressure relief request output
- Maximum capacity indication output
- External auto-stop/emergency shutdown of unit
- External selection of heating/cooling priority (opt)
- External fuel type selection (opt)
- External chilled water setpoint (opt)
- External heated water setpoint (opt)
- Tracer temperature sensor (opt)
- Tracer controlled relay (opt)
- Printer interface (opt)
- Remote Clear Language Interface



# Standard Conversion Table

<b>To Convert From:</b>	<b>To:</b>	<b>Multiply By:</b>	<b>To Convert From:</b>	<b>To:</b>	<b>Multiply By:</b>
<b>Length</b>			<b>Energy and Power and Capacity</b>		
Feet (ft)	meters (m)	.30481	British Thermal Units (BTUH)	Kilowatt (kW)	.000293
Inches (In)	millimeters (mm)	25.4	British Thermal Units (BTU)	KCalorie (Kcal)	.252
<b>Area</b>			Tons (refrig. effect)	Kilowatt (refrig. effect)	3.516
Square Feet (ft <sup>2</sup> )	square meters (m <sup>2</sup> )	.093	Tons (refrig. effect)	Kilocalories per hour (Kcal/hr)	3024
Square Inches (In <sup>2</sup> )	square millimeters (mm <sup>2</sup> )	645.2	Horsepower	Kilowatt (kW)	.7457
<b>Volume</b>			<b>Pressure</b>		
Cubic Feet (ft <sup>3</sup> )	Cubic meters (m <sup>3</sup> )	.0283	Feet of water (ftH <sub>2</sub> O)	Pascals (PA)	2990
Cubic Inches (In <sup>3</sup> )	Cubic mm (mm <sup>3</sup> )	16387	Inches of water (inH <sub>2</sub> O)	Pascals (PA)	249
Gallons (gal)	litres (l)	3.785	Pounds per square inch (PSI)	Pascals (PA)	6895
Gallons (gal)	cubic meters (m <sup>3</sup> )	.003785	PSI	Bar or KG/CM <sup>2</sup>	6.895 × 10 <sup>-2</sup>
<b>Flow</b>			<b>Weight</b>		
Cubic feet/min (cfm)	cubic meters/second (m <sup>3</sup> /s)	.000472	Ounces (oz)	Kilograms (kg)	.02835
Cubic feet/min (cfm)	cubic meters/hr (m <sup>3</sup> /hr)	1.69884	Pounds (lbs)	Kilograms (kg)	.4536
Gallons/minute (GPM)	cubic meters/hr (m <sup>3</sup> /hr)	.2271	<b>Fouling factors for heat exchangers</b>		
Gallons/minute (GPM)	litres/second (l/s)	.06308	.00075 ft <sup>2</sup> °F hr/BTU	= .132 m <sup>2</sup> ° K/kW	
<b>Velocity</b>			.00025 ft <sup>2</sup> °F hr/BTU	= .044 m <sup>2</sup> ° K/kW	
Feet per minute (ft/m)	meters per second (m/s)	.00508			
Feet per second (ft/s)	meters per second (m/s)	.3048			

## Temperature — Centigrade (°C) Versus Fahrenheit (°F)

Note: The center columns of numbers, referred to as BASE TEMP., is the temperature in either degrees Fahrenheit (°F) or Centigrade (°C), whichever is desired to convert into the other. If degrees Centigrade is given, read degrees Fahrenheit to the right. If degrees Fahrenheit is given, read degrees Centigrade to the left.

Temperature			Temperature			Temperature			Temperature			Temperature		
°C	C or F	°F	°C	C or F	°F	°C	C or F	°F	°C	C or F	°F	°C	C or F	°F
-40.0	-40	-40.0	-15.0	+5	+41.0	+10.0	+50	+122.0	+35.0	+95	+203.0	+60.0	+140	+284.0
-39.4	-39	-38.2	-14.4	+6	+42.8	+10.6	+51	+123.8	+35.6	+96	+204.8	+60.6	+141	+285.8
-38.9	-38	-36.4	-13.9	+7	+44.6	+11.1	+52	+125.6	+36.1	+97	+206.6	+61.1	+142	+287.6
-38.3	-37	-34.6	-13.3	+8	+46.4	+11.7	+53	+127.4	+36.7	+98	+208.4	+61.7	+143	+289.4
-37.8	-36	-32.8	-12.8	+9	+48.2	+12.2	+54	+129.2	+37.2	+99	+210.2	+62.2	+144	+291.2
-37.2	-35	-31.0	-12.2	+10	+50.0	+12.8	+55	+131.0	+37.8	+100	+212.0	+62.8	+145	+293.0
-36.7	-34	-29.2	-11.7	+11	+51.8	+13.3	+56	+132.8	+38.3	+101	+213.8	+63.3	+146	+294.8
-36.1	-33	-27.4	-11.1	+12	+53.6	+13.9	+57	+134.6	+38.9	+102	+215.6	+63.9	+147	+296.6
-35.6	-32	-25.6	-10.6	+13	+55.4	+14.4	+58	+136.4	+39.4	+103	+217.4	+64.4	+148	+298.4
-35.0	-31	-23.8	-10.0	+14	+57.2	+15.0	+59	+138.2	+40.0	+104	+219.2	+65.0	+149	+300.2
-34.4	-30	-22.0	-9.4	+15	+59.0	+15.6	+60	+140.0	+40.6	+105	+221.0	+65.6	+150	+302.0
-33.9	-29	-20.2	-8.9	+16	+60.8	+16.1	+61	+141.8	+41.1	+106	+222.8	+66.1	+151	+303.8
-33.3	-28	-18.4	-8.3	+17	+62.6	+16.7	+62	+143.6	+41.7	+107	+224.6	+66.7	+152	+305.6
-32.8	-27	-16.6	-7.8	+18	+64.4	+17.2	+63	+145.4	+42.2	+108	+226.4	+67.2	+153	+307.4
-32.2	-26	-14.8	-7.2	+19	+66.2	+17.8	+64	+147.2	+42.8	+109	+228.2	+67.8	+154	+309.2
-31.7	-25	-13.0	-6.7	+20	+68.0	+18.3	+65	+149.0	+43.3	+110	+230.0	+68.3	+155	+311.0
-31.1	-24	-11.2	-6.1	+21	+69.8	+18.9	+66	+150.8	+43.9	+111	+231.8	+68.9	+156	+312.8
-30.6	-23	-9.4	-5.5	+22	+71.6	+19.4	+67	+152.6	+44.4	+112	+233.6	+69.4	+157	+314.6
-30.0	-22	-7.6	-5.0	+23	+73.4	+20.0	+68	+154.4	+45.0	+113	+235.4	+70.0	+158	+316.4
-29.4	-21	-5.8	-4.4	+24	+75.2	+20.6	+69	+156.2	+45.6	+114	+237.2	+70.6	+159	+318.2
-28.9	-20	-4.0	-3.9	+25	+77.0	+21.1	+70	+158.0	+46.1	+115	+239.0	+71.1	+160	+320.0
-28.3	-19	-2.2	-3.3	+26	+78.8	+21.7	+71	+159.8	+46.7	+116	+240.8	+71.7	+161	+321.8
-27.8	-18	-0.4	-2.8	+27	+80.6	+22.2	+72	+161.6	+47.2	+117	+242.6	+72.2	+162	+323.6
-27.2	-17	+1.4	-2.2	+28	+82.4	+22.8	+73	+163.4	+47.8	+118	+244.4	+72.8	+163	+325.4
-26.7	-16	+3.2	-1.7	+29	+84.2	+23.3	+74	+165.2	+48.3	+119	+246.2	+73.3	+164	+327.2
-26.1	-15	+5.0	-1.1	+30	+86.0	+23.9	+75	+167.0	+48.9	+120	+248.0	+73.9	+165	+329.0
-25.6	-14	+6.8	-0.6	+31	+87.8	+24.4	+76	+168.8	+49.4	+121	+249.8	+74.4	+166	+330.8
-25.0	-13	+8.6	.0	+32	+89.6	+25.0	+77	+170.6	+50.0	+122	+251.6	+75.0	+167	+332.6
-24.4	-12	+10.4	+0.6	+33	+91.4	+25.6	+78	+172.4	+50.6	+123	+253.4	+75.6	+168	+334.4
-23.9	-11	+12.2	+1.1	+34	+93.2	+26.1	+79	+174.2	+51.1	+124	+255.2	+76.1	+169	+336.2
-23.3	-10	+14.0	+1.7	+35	+95.0	+26.7	+80	+176.0	+51.7	+125	+257.0	+76.7	+170	+338.0
-22.8	-9	+15.8	+2.2	+36	+96.8	+27.2	+81	+177.8	+52.2	+126	+258.8	+77.2	+171	+339.8
-22.2	-8	+17.6	+2.8	+37	+98.6	+27.8	+82	+179.6	+52.8	+127	+260.6	+77.8	+172	+341.6
-21.7	-7	+19.4	+3.3	+38	+100.4	+28.3	+83	+181.4	+53.3	+128	+262.4	+78.3	+173	+343.4
-21.1	-6	+21.2	+3.9	+39	+102.2	+28.9	+84	+183.2	+53.9	+129	+264.2	+78.9	+174	+345.2
-20.6	-5	+23.0	+4.4	+40	+104.0	+29.4	+85	+185.0	+54.4	+130	+266.0	+79.4	+175	+347.0
-20.0	-4	+24.8	+5.0	+41	+105.8	+30.0	+86	+186.8	+55.0	+131	+267.8	+80.0	+176	+348.8
-19.4	-3	+26.6	+5.5	+42	+107.6	+30.6	+87	+188.6	+55.6	+132	+269.6	+80.6	+177	+350.6
-18.9	-2	+28.4	+6.1	+43	+109.4	+31.1	+88	+190.4	+56.1	+133	+271.4	+81.1	+178	+352.4
-18.3	-1	+30.2	+6.7	+44	+111.2	+31.7	+89	+192.2	+56.7	+134	+273.2	+81.7	+179	+354.2
-17.8	0	+32.0	+7.2	+45	+113.0	+32.2	+90	+194.0	+57.2	+135	+275.0	+82.2	+180	+356.0
-17.2	+1	+33.8	+7.8	+46	+114.8	+32.8	+91	+195.8	+57.8	+136	+276.8	+82.8	+181	+357.8
-16.7	+2	+35.6	+8.3	+47	+116.6	+33.3	+92	+197.6	+58.3	+137	+278.6	+83.3	+182	+359.6
-16.1	+3	+37.4	+8.9	+48	+118.4	+33.9	+93	+199.4	+58.9	+138	+280.4	+83.9	+183	+361.4
-15.6	+4	+39.2	+9.4	+49	+120.2	+34.4	+94	+201.2	+59.4	+139	+282.2	+84.4	+184	+363.2

### FOR INTERPOLATION IN THE ABOVE TABLE USE:

BASE TEMPERATURE (°F or °C):	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
DEGREES CENTIGRADE:	0.56	1.11	1.67	2.22	2.78	3.33	3.89	4.44	5.00	5.56
DEGREES FAHRENHEIT:	1.8	3.6	5.4	7.2	9.0	10.8	12.6	14.4	16.2	18.0



**TRANE®**

**The Trane Company**  
**An American Standard Company**  
**[www.trane.com](http://www.trane.com)**

*For more information contact  
your local district office or  
e-mail us at [comfort@trane.com](mailto:comfort@trane.com)*

Literature Order Number	ABS-PRC002-EN
File Number	PL-RF-ABS-PRC002-EN-1100
Supersedes	New
Stocking Location	La Crosse

*Since The Trane Company has a policy of continuous product and product data improvement, it reserves the right to change design and specifications without notice.*