 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

AUDITORIA ENERGÉTICA A CHILLER DE 80 TR HOSPITAL UNIVERSITARIO SAN VICENTE FUNDACIÓN

Sergio Alberto Alzate Gallego

Ingeniería Electromecánica

Asesor

M. Ing. Luis Fernando Cardona

INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO

2018

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

RESUMEN

Los Chillers son sistemas de climatización y refrigeración industrial avanzados, para edificaciones de gran tamaño. En el Hospital San Vicente Fundación, en el servicio de Urgencias Pediátricas (Urgencias Infantil), se tiene instalado un equipo de 80 TR, para poder cumplir condiciones de climatización que van de los 20 a los 24°C. Si no se garantizan estas condiciones de temperatura, se puede llegar a la suspensión del servicio por parte de la autoridad competente y la exposición de las condiciones de bioseguridad de pacientes, acompañantes y personal asistencial.

En el presente trabajo, se presenta el resultado de una Auditoria Energética realizada al Chiller mencionado. Mediante la investigación de documentos, estándares y referencias técnicas al respecto, se pudo establecer un plan de auditoria, basado en la medición de diferentes variables físicas con las cuales se pudo llegar a realizar un balance exergético de la operación de este equipo. Finalmente, dentro de las conclusiones más destacadas de la presente investigación, se pudo determinar y cuantificar el real estado del equipo y los principales componentes que contribuyen al buen desempeño y la óptima eficiencia energética del equipo.

Palabras clave: auditoria, Chiller, eficiencia energética, balance exegético, refrigeración

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

RECONOCIMIENTOS

Mis más sinceros agradecimientos, en primera instancia, al grupo de docentes de la facultad de Ingenieras del programa Ingeniería Electromecánica, en especial a los docentes del área de máquinas térmicas que tantas bases aportaron a mi formación para la elaboración del presente Trabajo de grado.

Al profesor Luis Fernando Cardona por su excelente disposición y paciencia para la excelente asesoría prestada.

A mi madre, Beatriz, por todas las enseñanzas de la vida, las cuales me hacen más que un profesional, una persona íntegra para la sociedad.

A Diego, para que veas que con sacrificio y disciplina se logran la metas.

A mi esposa Yeis, por tanto sacrificio y tanto apoyo que me diste, durante todo este tiempo, para ti va este logro.

 ITM Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

ACRÓNIMOS

HVAC Siglas en Ingles que describen sistemas de Climatización: Calefacción, ventilación y aire acondicionado.

TR Toneladas de Refrigeración.

m Masa; en la mayoría de los cálculos y mediciones, si se designa con el punto encima, se denomina flujo másico.

E Energía; si se designa con el punto encima se denomina potencia.

W Trabajo; si se designa con el punto encima se denomina trabajo por unidad de tiempo (potencia).

Q Calor; si se designa con el punto encima se denomina tasa de transferencia de calor.

V Velocidad.

g gravedad.

z coordenada espacial.

h entalpía específica.

S Entropía. Si se designa con un punto encima, se denomina tasa de entropía (kW/K).

s Entropía específica (por unidad de masa).

\dot{S}_{gen} Tasa de entropía generada en un sistema.

X Exergía o disponibilidad (Tiene las mismas unidades de energía). Si se designa con el punto encima se denomina exergía por unidad de tiempo.

COP_R Coeficiente de Rendimiento u operación en enfriadores, que relaciona la carga de refrigeración y la entrada de potencia al sistema.

COP_{Rrev} Coeficiente de Rendimiento u operación en enfriadores ideales (reversibles)

EER Índice de eficiencia energética en el ciclo de refrigeración.

T Temperatura.

T_0 Temperatura del estado muerto (temperatura ambiente).

T_H Temperatura ambiente.

T_L Temperatura del agua refrigerada por el Chiller.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

η_c Eficiencia isentrópica del compresor.

$\eta_{II,ciclo}$ Eficiencia de segunda ley de la termodinámica para el ciclo de refrigeración.

kW Unidad de medición de Potencia o Trabajo en el sistema Internacional de medición.

Btu/s Unidad de medición de Potencia o Trabajo en el sistema Ingles de Medición.

HU Siglas para Hospital Universitario.

AA Siglas para Aire acondicionado.

EVX Electroválvula de Expansión motorizada Eléctrica.

Navigator Dispositivo periférico que utiliza el equipo Chiller, para realizar control y configuración de su funcionamiento.

ISO Organización Internacional para la Estandarización.

SI sistema internacional de unidades de medición.

EES Software académico especializado en la resolución de problemas de ingeniería, en especial para el uso de máquinas térmicas y Termodinámica.

GOIC (Organización Gulf para la Consultoría Industrial).

NREL (Laboratorio Nacional de Energías Renovables)

BCA Autoridad Nacional de Singapur para la Construcción y Edificación

gpm Unidad de caudal, Galones por Minuto

Cp: Calor específico a presión constante

As: Área superficial de intercambio de calor

U: Coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador

m: Flujo másico

ΔT_{LM} : Diferencia logarítmica media de temperaturas del intercambiador de calor

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

TABLA DE CONTENIDO

1.	INTRODUCCIÓN	8
1.1	OBJETIVOS	9
1.1.1	Objetivo general	9
1.1.2	Objetivos específicos.....	9
2.	MARCO TEÓRICO.....	11
2.1	HOSPITAL UNIVERSITARIO SAN VICENTE FUNDACIÓN	11
2.2	CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR (CICLO INVERSO DE RANKINE)	13
2.4	PRINCIPALES PARTES QUE CONFORMAN UN CHILLER.....	15
2.4.1.	Descripción Del Chiller De 80 TR Del Hospital Infantil	15
2.4.1	Compresor	18
2.4.2	Condensador	19
2.4.3	Válvula de expansión (Control de Flujo ó EVX)	20
2.4.4	Evaporador	21
2.4.5	Control del Equipo.....	22
2.5	BALANCES DE ENERGÍA Y EXERGÍA PARA CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR	23
2.6	AUDITORIAS ENERGÉTICAS	28
2.7.	INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO CONCÉNTRICO A CONTRAFLUJO.	30
3.	METODOLOGÍA.....	32
4.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	36
5.	CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO	51
5.1	CONCLUSIONES	51
5.2	RECOMENDACIÓN	54
5.3.	TRABAJO FUTURO	55
6.	REFERENCIAS.....	56
7.	APÉNDICES.....	57
8.	ANEXOS	62

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Chiller de 80 TR marca Carrier, del área de Urgencias Pediátricas del Hospital San Vicente Fundación.....	8
Figura 2. Componentes del ciclo de refrigeración ideal. Izquierda: Diagrama de componentes del ciclo. Derecha: Diagrama T-s del ciclo (Cengel & Boles, 2015)	13
Figura 3. Diagrama del proceso de Acondicionamiento en la operación del Chiller (Armas, Lapido, & Castellan, 2006)	16
Figura 4. Placa de datos técnicos del Chiller Carrier de 80 TR del Hospital Infantil.....	17
Figura 5. Compresor de Tornillo de Chiller.	18
Figura 6. Separador de Aceite, ubicado en la fase de descarga del compresor.	19
Figura 7. Condensadores del Chiller Marca Carrier.	20
Figura 8. EVX del sistema de refrigeración. En detalle se puede observar la línea que lleva la señal de accionamiento.....	21
Figura 9. Evaporador del sistema. Entrada-salida de agua y entrada de refrigerante.	22
Figura 10. Periférico Navigator Carrier, interfaz para hacer control del equipo.	23
Figura 11. Relación entre energía y exergía (Cengel & Boles, 2015)	25
Figura 12. Diagrama de flujo del proceso de auditoría energética.....	29
Figura 13. Intercambiador de tubo concéntrico a contraflujo (Cengel & Ghajar, 2011)	30
Figura 14. Ejemplo de hoja de registro de mediciones.....	34
Figura 15. Registro de Mediciones para el día 21 de Julio de 2018.....	36
Figura 16. Programa en EES para la obtención de entalpías y entropías del proceso el 21 de Julio de 2018.....	37
Figura 17. Calculo de entalpía a la salida del compresor, asumiendo proceso isentrópico utilizando el EES.	37
Figura 18. Toma manual de datos eléctricos, para calcular la potencia del compresor el día 21 de Julio de 2018.	39
Figura 19. EER Teórico del equipo (Carrier, 2008)	45
Figura 20. Intercambiador de calor a Contraflujo. Condiciones de entrada para su operación.....	47
Figura 21. A modo de bypass entre la entrada y salida del Evaporador se ubicaría el Intercambiador de calor.....	48

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Resultados obtenidos en EES para entropías y entalpías del proceso el 21 de Julio de 2018.	38
Tabla 2. Informe final de Auditoria del funcionamiento del Chiller de 80 TR de HU.....	44

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

1. INTRODUCCIÓN

Poder garantizar las condiciones de hospitalización adecuadas y ceñidas a la reglamentación local por las autoridades competentes, ha sido una premisa de importancia para las directivas del HU San Vicente Fundación Medellín. Para lograr esas condiciones, se debe contar con el equipamiento y maquinas especializadas para tal fin. En el caso particular, en el área de Urgencias infantil, Urgencias de Pediatría del HU, se cuenta con un enfriador tipo Chiller, con el fin de poder climatizar esta área que comprende: treinta y dos (32) camas para cuidado crítico, veinte (20) cubículos de observación para atención inicial, cinco (5) consultorios de consulta externa y todas las áreas comunes y de apoyo para la operación asistencial del servicio. Este enfriador tipo Chiller, se constituye en una maquina importante para la prestación del servicio. Si llega a fallar, la prestación del mismo puede verse comprometida.



Figura 1. Chiller de 80 TR marca Carrier, del área de Urgencias Pediátricas del Hospital San Vicente Fundación.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Con casi diez (10) años de puesta en marcha y operación del equipo, no se tiene medición clara ni datos de su eficiencia y desempeño actual. Aparentemente, según las descripciones visuales, algunos informes superficiales de mantenimiento y el análisis de tendencias, se puede deducir que el equipo no opera en óptimas condiciones. A partir de una falla crítica presentada en enero de 2015, surgió la necesidad de poder identificar y analizar el estado actual del equipo, por su responsable de mantenimiento y operación, pero no se dio el gran paso para emprender ese proyecto. Por esta razón, el autor del presente estudio propuso hacer esta verificación, con el fin de dar respuesta a la necesidad planteada por los responsables de mantenimiento electromecánico de HU.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo general

Realizar una auditoría Energética al Chiller de 80 TR del Hospital Universitario San Vicente Fundación, mediante la identificación, el análisis y la evaluación de las condiciones de funcionamiento del equipo, con el fin de presentar aportes y sugerencias para poder aumentar el desempeño y la eficiencia del equipo.

1.1.2 Objetivos específicos

- Identificar en el estudio base, los principales componentes del sistema de enfriamiento tipo Chiller del área de Urgencias del Hospital Infantil de San Vicente Fundación.
- Medir cualitativa y cuantitativamente todas las variables que intervienen en el equipo para poder lograr el proceso de climatización del edificio.
- Realizar una auditoría energética de las entradas y salidas del proceso de climatización por medio de Chiller, con el fin de identificar posibles errores en el desempeño del equipo, adoptando una lista de chequeo, para facilitar la ejecución de la auditoría energética.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- Presentar un informe de tiempo de retorno de la inversión de cada cambio sugerido a la organización.
- Incluir un balance de entropía del equipo, con el fin de identificar sugerencias que permitan obtener ahorros en consumos energéticos. Así mismo, estudiar técnicamente si se puede ahorrar en gasto energético o no. Y en caso de existir margen de ahorro explicar dónde y cómo se puede conseguir.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

2. MARCO TEÓRICO

2.1 HOSPITAL UNIVERSITARIO SAN VICENTE FUNDACIÓN

Es una institución privada sin ánimo de lucro, con más de cien años de experiencia en docencia e investigación en salud de Antioquia. Un hospital referente tanto en la región antioqueña, como a niveles nacional e internacional, debido a las diferentes especialidades médicas, logros investigativos y sus avances en prácticas clínicas, de procedimientos quirúrgicos, trasplantes de órganos y rehabilitación de sus pacientes, con el fin de hacer inclusión social, dándole valor agregado a su misión institucional.

Nace de la necesidad social local, de atención en salud para los más necesitados y de escasos recursos. Como anécdota de su nacimiento, su creador, Don Alejandro Echavarría Isaza, un prestante filántropo y comerciante de la Ciudad de Medellín, en la década de 1910, se ve en la coyuntura de no tener una entidad de salud en la ciudad, capaz de poderle prestar atención a una enfermedad congénita de su esposa. Viendo esta situación, se plantea la inquietud, de como él teniendo recursos no puede acceder a servicios de salud básicos, como serán aquellos de limitados recursos. La idea de su creación: “Un hospital grande, tan grande, que pueda darle atención a todo hijo de Antioquia y de aquel que lo necesite”. El HU San Vicente Fundación, es entonces llamado, un hospital de puertas abiertas, para todo aquel que requiera atención de servicios en salud.

Dentro de sus múltiples especialidades, el Hospital San Vicente Fundación, cuenta con el servicio de hospitalización para niños de 0 a 14 años de edad. Denominado Hospital Infantil, es un centro especial para hospitalización, cirugía y rehabilitación del niño. Único

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

y referente en la región, es un servicio que acoge diariamente a la población infantil de la región.

Espacial y arquitectónicamente hablando, es un edificio anexo a la ciudadela hospitalaria, ubicado en la zona céntrica de la ciudad de Medellín. Su diseño es radicalmente diferente al de los demás bloques del hospital mayor, en donde predomina la arquitectura europea propia de principios del siglo veinte. Como tal, el Policlínico Infantil, como fue llamado en sus principios, entro en operación oficial, en el año de 1987. Desde entonces, el edificio de seis pisos, frecuentemente ha sido objeto de reformas civiles, con el fin de modernizarse y acogerse a las necesidades de atención en salud. En el año de 1995, se le debió hacer una repotenciación especial a su estructura, instalándosele unos elementos tipo amortiguador, para poder cumplir con exigencias de sismo resistencia, debido a grietas presentadas en su estructura.

La última gran reforma que tuvo se ejecutó entre los años 2008 y 2009, en donde se amplió el servicio de urgencias, con el fin de atender y dar mayor cobertura a la red hospitalaria de la ciudad y poder contribuir a la atención prioritaria y de cirugía de miles de niños que lo requieren. En esta reforma, se entregaron en funcionamiento dieciséis camas de unidad de cuidado intensivo, dieciséis camas de unidad de cuidados especiales y una sala de urgencias con capacidad de atención para treinta niños, con salas de observación y procedimiento ambulatorio. De esta reforma, se instalaron para la época, diferentes sistemas modernos como lo son telecomunicaciones, sistemas eléctricos, sistemas de mobiliario y en particular, sistemas de aire acondicionado, como un Chiller de enfriamiento para todo el servicio de urgencias. Con casi diez años de funcionamiento interrumpido (siete días a la semana, veinticuatro horas al día), el Chiller de 80 TR, es el equipo que proporciona acondicionamiento en temperatura y humedad relativa, a todo el servicio de urgencias del Hospital Infantil de San Vicente Fundación.

2.2 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR (CICLO INVERSO DE RANKINE)

Uno de los principios de la refrigeración es el de retirar energía de un depósito con baja temperatura hacia un medio exterior a mayor temperatura. Este proceso, que es contrario a lo que ocurre de manera natural, solo es posible de lograr realizando un trabajo sobre el sistema. En la teoría básica del ciclo de refrigeración intervienen cuatro procesos principales: compresión, condensación, expansión y evaporación.

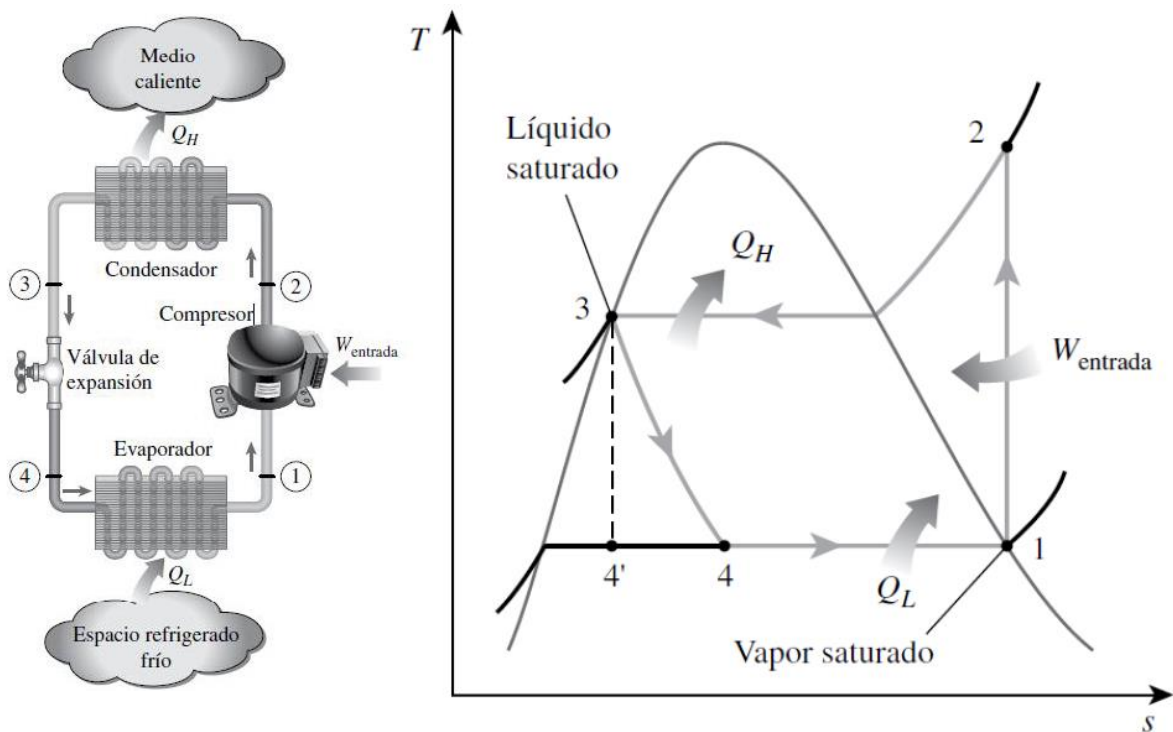


Figura 2. Componentes del ciclo de refrigeración ideal. Izquierda: Diagrama de componentes del ciclo. Derecha: Diagrama T-s del ciclo (Cengel & Boles, 2015)

En un ciclo cerrado de refrigeración por compresión de vapor (ciclo inverso de Rankine) la sustancia refrigerante hace un recorrido a lo largo de la línea que une a los cuatro componentes del ciclo, cambiando de estados y de condiciones físico/químicas en cada

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

uno de ellos, reiniciando de nuevo el ciclo en la etapa de compresión. En el proceso interviene también la energía eléctrica con el fin de generar trabajo para accionar el compresor y los ventiladores del condensador.

De manera ideal durante el proceso se presentan los siguientes procesos (ver figura 2):

- En el compresor se da un proceso de compresión de vapor de manera isentrópica (sin transferencia de calor, ni fricción ni otras irreversibilidades). Este proceso aumenta tanto la temperatura como la presión del refrigerante (proceso 1→ 2).
- En el condensador se da un proceso de transferencia de calor isobárica (a presión constante) e isotérmica (a igual temperatura), en el que el refrigerante en forma de vapor se condensa al entregar calor a un medio externo a menor temperatura (proceso 2→3).
- En la válvula de expansión ocurre un proceso de expansión isoentálpico (a entalpía constante) en el que el refrigerante pasa de líquido saturado a mezcla saturada líquida-vapor. Este proceso disminuye tanto la presión como la temperatura del refrigerante (proceso 3→4).
- En el evaporador ocurre un proceso de transferencia de calor isobárico (a presión constante) e isotérmico (a temperatura constante), en el que la mezcla saturada de refrigerante se transforma en vapor saturado, al ganar calor proveniente de un medio a mayor temperatura (proceso 4→1).

La capacidad nominal de los enfriadores de gran tamaño se puede medir en Toneladas de Refrigeración TR, equivalente a 3.5 kW.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

En los años 1800 se utilizaron diferentes sustancias como medios refrigerantes las cuales eran bastante nocivas en caso de fugas tales como el éter, amoníaco, dióxido de carbono y también la gasolina. Posteriormente, en la década de los años veinte, llegaron los primeros refrigerantes llamados freón, pero, en los últimos tiempos se pudo determinar que son los principales causantes del daño en la capa de ozono, por eso ya están totalmente discontinuados. En los tiempos actuales, se utilizan los R134a y R123 como reemplazo de los anteriores.

2.4 PRINCIPALES PARTES QUE CONFORMAN UN CHILLER

2.4.1. Descripción Del Chiller De 80 TR Del Hospital Infantil

Un Chiller es una máquina que sirve para retirar calor de un líquido (por lo general es agua), para acondicionar o aclimatar un espacio, por lo general grandes espacios. Este proceso de retirar calor del líquido se realiza a través de ciclos convencionales de refrigeración (compresión de una sustancia refrigerante en un ciclo cerrado) o mediante refrigeración por absorción. Debido al proceso, se genera un calor residual que en la mayoría de los casos se entrega al medio ambiente, o en los procesos eficientes se aprovecha para calefacción de las instalaciones donde está funcionando el equipo Chiller.

El agua enfriada se usa para aclimatar (enfriar y deshumidificar) el aire en instalaciones comerciales, industriales o institucionales de tamaños que van en la gama de mediano a grande. Para el caso del presente estudio, el Chiller se utiliza para el acondicionamiento de espacios en una Institución hospitalaria.

El agua usada como medio de enfriamiento, es transportada hasta los dispositivos finales del ciclo, consolas (Splits, Piso techo, Fancoil, etc) mediante tuberías de acero al carbono y es impulsada mecánicamente mediante sistemas de bombeo.

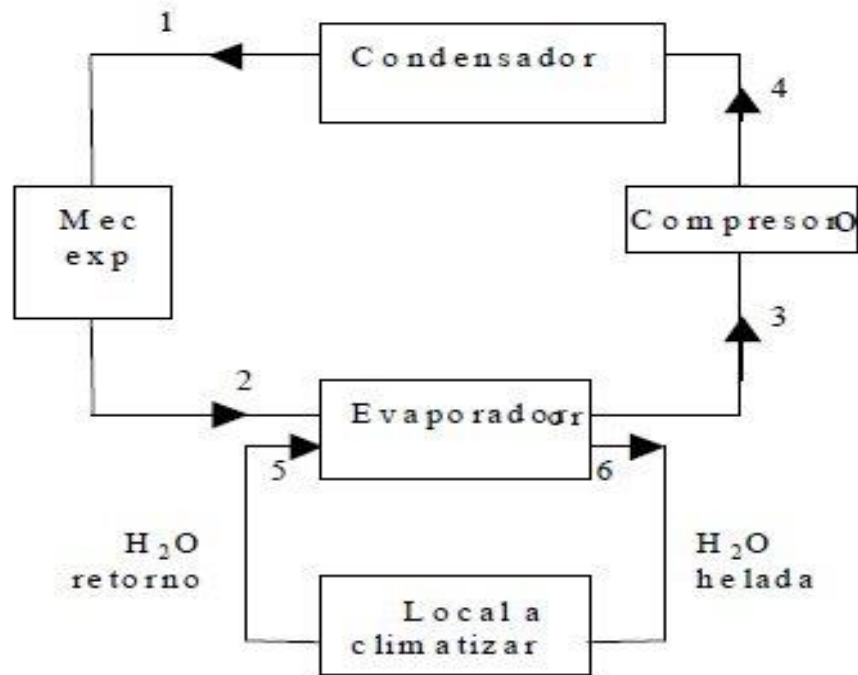
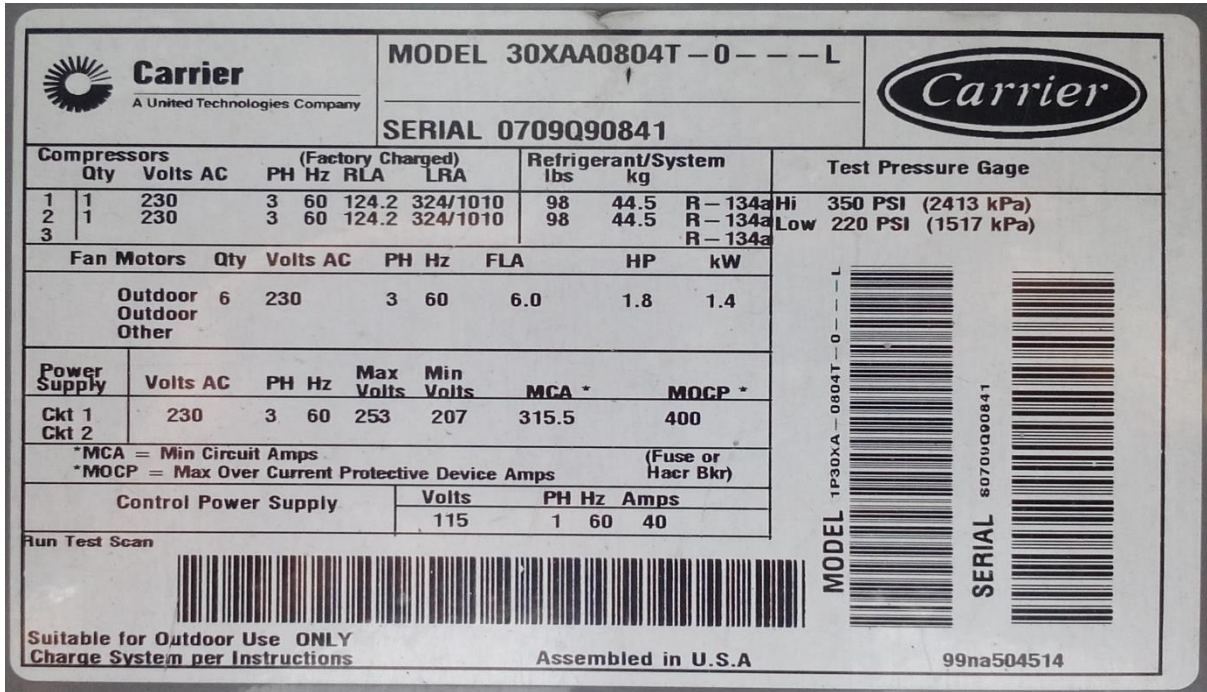


Figura 3. Diagrama del proceso de Acondicionamiento en la operación del Chiller (Armas, Lapido, & Castellan, 2006)

Al observar la figura 3, se puede identificar un ciclo cerrado, debido a que el agua recircula a través de la tubería, para llegar nuevamente al Chiller y así poder ser enfriada nuevamente, es decir, comenzando el ciclo nuevamente. Las aplicaciones típicas de enfriamiento por Chiller, tienen capacidades comerciales que van desde las 15 a las 2000 Toneladas Refrigeración (TR).

Para el equipo objeto de estudio se tiene una capacidad de 80 TR. Eventualmente se debe realizar un tratamiento químico al agua recirculada debido a que, en los diferentes ciclos, se recogen residuos de corrosión en la tubería, los cuales viajan permanentemente en la tubería y a la larga pueden traer graves consecuencias en el funcionamiento del equipo o de sus componentes.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Carrier
A United Technologies Company

MODEL 30XAA0804T-0-L

SERIAL 0709Q90841

Compressors		(Factory Charged)				Refrigerant/System		Test Pressure Gage	
Qty	Volts AC	PH	Hz	RLA	LRA	lbs	kg		
1	230	3	60	124.2	324/1010	98	44.5	R-134a	Hi 350 PSI (2413 kPa)
2	230	3	60	124.2	324/1010	98	44.5	R-134a	Low 220 PSI (1517 kPa)
3								R-134a	

Fan Motors	Qty	Volts AC	PH	Hz	FLA	HP	kW
Outdoor	6	230	3	60	6.0	1.8	1.4
Other							

Power Supply	Volts AC	PH	Hz	Max Volts	Min Volts	MCA *	MOCP *
Ckt 1	230	3	60	253	207	315.5	400
Ckt 2							

*MCA = Min Circuit Amps (Fuse or Haer Bkr)
*MOCP = Max Over Current Protective Device Amps

Control Power Supply	Volts	PH	Hz	Amps
	115	1	60	40

Run Test Scan

Suitable for Outdoor Use ONLY
Charge System per Instructions

Assembled in U.S.A

99na504514

MODEL 30XAA-0804T-0-L
SERIAL 80709Q90841

Figura 4. Placa de datos técnicos del Chiller Carrier de 80 TR del Hospital Infantil.

La referencia comercial del equipo es **30XA A080 4T - 0 - - - - L**, (Carrier, 2008), de acuerdo a lo que puede detallarse en la figura 4, la cual puede describirlo de la siguiente manera:

- 30XA: es la Línea de Chillers Carrier, del segmento AquaForce.
- A: Chiller refrigerado por aire (Condensador refrigerado por aire con ventilación mecánica por ventiladores).
- 080: Tamaño nominal de capacidad de refrigeración del equipo: ochenta toneladas de refrigeración.
- 4: Voltaje de operación para la región sur América de 230 Voltios en corriente alterna, sistema trifásico de potencia, con red a 60 Hz.
- El Chiller utiliza como sistema refrigerante R134a.
- El resto de componentes de la referencia hacen alusión a: evaporador inundado (lo que se puede denominar como un intercambiador de calor del tipo tubo-coraza) y

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

comunicación de control a través de dispositivos especiales como Display Navigator (posteriormente a describir).

2.4.1 Compresor

Elemento principal del funcionamiento de un Chiller. Este tiene dos funciones especiales: Primero, genera la succión del refrigerante desde el evaporador o intercambiador de calor, logrando así una reducción en la presión para que la temperatura de evaporación pueda ser mantenida en el nivel deseado. Segundo, eleva la presión a su salida a un nivel lo suficientemente alto, logrando que la temperatura de saturación sea mayor a la temperatura del medio donde se va a enfriar el refrigerante por condensación del gas. Es denominado un dispositivo de una sola vía, es decir una entrada una salida. El compresor utilizado en el equipo objeto del presente estudio es del tipo tornillo, el cual presenta mayor eficiencia de operación, debido a la poca fricción de sus componentes internos.



Figura 5. Compresor de Tornillo de Chiller.

Como aditamento especial, el equipo tiene un elemento separador de aceite el cual garantiza que el refrigerante va a circular con mínimas trazas de aceite en el sistema, logrando preservar las condiciones del refrigerante y los demás elementos descritos en este trabajo.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 6. Separador de Aceite, ubicado en la fase de descarga del compresor.

2.4.2 Condensador

Es un intercambiador de calor en donde el calor absorbido por el refrigerante en la evaporación y compresión es removido al medio ambiente. A medida que el refrigerante va cediendo calor, su estado físico se transforma de vapor a líquido, llegando a la saturación del mismo, por lo cual recibe el nombre de condensador. El refrigerante realiza un tránsito a través de unos paneles que tienen cientos de microtubos de cobre en el interior, donde se realiza una transferencia de calor, en donde de forma mecánica a través de unos ventiladores axiales mecánicos en la parte superior, se fuerza el proceso de retirarle calor a esta sustancia, para garantizar un correcto y eficiente intercambio en esta fase del proceso.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 7. Condensadores del Chiller Marca Carrier.

2.4.3 Válvula de expansión (Control de Flujo ó EVX)

Este es el dispositivo que separa o delimita la región de alta presión de la región de baja presión. Por su interior circula refrigerante en estado líquido, haciendo el tránsito antes de su ingreso al intercambiador de calor (evaporador). Por lo general es llamado válvula de expansión, debido a que su apertura depende de las condiciones momentáneas del proceso de acuerdo a su parametrización o configuración. Algunas válvulas de expansión son de operación mecánica y otras más modernas funcionan electrónicamente.

La electroválvula del Chiller del hospital San Vicente Fundación es accionada electrónicamente, por una señal eléctrica que proviene del control principal del equipo, en donde se monitorean todas las condiciones de operación del proceso y le dan apertura proporcional, para responder a las exigencias del mismo.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

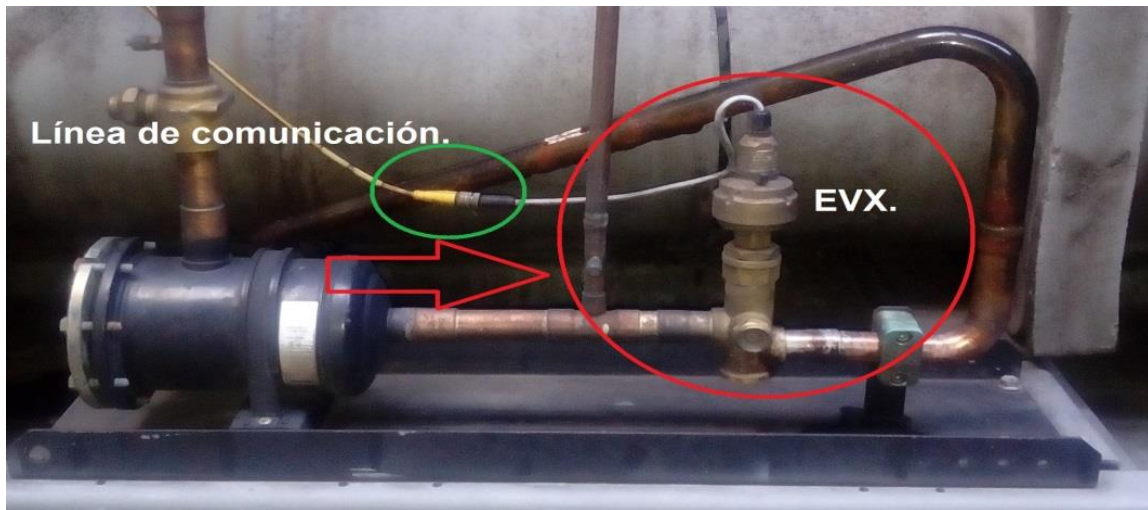


Figura 8. EVX del sistema de refrigeración. En detalle se puede observar la línea que lleva la señal de accionamiento.

2.4.4 Evaporador

Es el equipo donde el refrigerante se evapora nuevamente, absorbiendo el calor del agua que circula a través del sistema. La temperatura dentro del evaporador debe ser siempre menor que la del medio que va a ser aclimatado. El refrigerante al entrar al evaporador se encuentra como mezcla saturada (típicamente un 90% estado líquido y un 10% en estado gaseoso). Justo a la salida debe ser 100% gaseoso o vapor, para entrar nuevamente a la etapa de succión del compresor.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 9. Evaporador del sistema. Entrada-salida de agua y entrada de refrigerante.

2.4.5 Control del Equipo

Todo el sistema de control del equipo y a su vez del proceso se realiza de forma electrónica con una tarjeta que realiza todo el gobierno de los dispositivos, tanto en la etapa de potencia como en el control de la operación final. A través de una red de sensores instalados y conectados a lo largo de las diferentes fases del proceso (redes industriales de comunicación), la tarjeta de control monitorea a cada instante, las condiciones que pueden hacer regular el funcionamiento de los componentes ya descritos con anterioridad.

Adicional a estos sensores, con el fin de facilitar las mediciones de las diferentes variables (presiones, temperaturas, flujos) y el funcionamiento del equipo, se cuenta con una interfaz visual, un panel físico, con pantalla que permite hacer visualización y parametrización del equipo. Este panel, denominado por el fabricante como Navigator permite entrar a diferentes fases de la operación del equipo y poder obtener mediciones confiables y estado en tiempo real del mismo. Para facilidad en las mediciones del presente estudio se pudo obtener la mayoría de los datos mediante el uso de este panel.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 10. Periférico Navigator Carrier, interfaz para hacer control del equipo.

2.5 BALANCES DE ENERGÍA Y EXERGÍA PARA CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

La primera ley de la termodinámica para sistemas de flujo estacionario se puede expresar como (Cengel & Boles, 2015):

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

Tasa de transferencia de energía neta de entrada por calor, trabajo y masa *Tasa de transferencia de energía neta de salida por calor, trabajo y masa*

La anterior ecuación se puede reescribir como:

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} + \dot{W}_{\text{entrada}} + \underbrace{\sum_{\text{entrada}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)}_{\text{Por cada entrada}}$$

$$= \dot{Q}_{\text{salida}} + \dot{W}_{\text{salida}} + \underbrace{\sum_{\text{salida}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)}_{\text{Por cada salida}}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Si se supone que los cambios de energía cinética/potencial son insignificantes y además que la transferencia de calor del compresor a los alrededores es insignificante, la potencia del compresor se puede derivar de la anterior expresión y queda:

$$\dot{W}_{ent} = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

Donde los subíndices 1 y 2 se refieren a la salida y entrada del compresor, respectivamente (ver figura 2). En caso de conocer este trabajo de entrada (por ejemplo, si se mide en sitio), es posible despejar el flujo másico (\dot{m}) de refrigerante en el ciclo. Este flujo másico se necesita para estimar los siguientes calores:

Siguiendo un procedimiento similar y despreciando el trabajo realizado por ventiladores y otros equipos eléctricos menores se tiene que:

- Cálculo de carga (calor) de refrigeración del evaporador: $\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4)$
- Cálculo del calor de rechazo del condensador: $\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3)$

Con estos datos se puede obtener el coeficiente de desempeño del ciclo de refrigeración:

$$COP_R = \frac{\text{Salida deseada del equipo}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{ent}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Este coeficiente es una medida del desempeño del Chiller (mientras más alto mejor). Teóricamente el COP_R más alto es el que alcanza un ciclo de refrigeración o ciclo invertido de Carnot, el cual es reversible. Este COP_R reversible se calcula con la siguiente expresión:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$COP_{Rrev} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} = \frac{T_L}{T_H - T_L}$$

En la anterior expresión las temperaturas deben ser absolutas en Kelvin o Rankine. Otra medida del desempeño del Chiller es el Índice de Eficiencia Energética:

$$EER = 3,1412COP_R$$

Una medida adicional de desempeño del equipo es la eficiencia isentrópica del compresor, que se calcula con la siguiente expresión:

$$\eta_c = \frac{\text{Trabajo isentrópico del compresor}}{\text{Trabajo real del compresor}} = \frac{\dot{W}_{ent,s}}{\dot{W}_{ent}} = \frac{h_{s2} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Los compresores mejor diseñados tienen eficiencias isentrópicas entre 80 y 90% (Cengel & Boles, 2015)

La exergía (X) o disponibilidad representa el potencial de trabajo útil del sistema en el estado especificado. Tiene las mismas unidades de energía. La exergía es el límite máximo en la cantidad de trabajo que un dispositivo puede entregar sin violar cualquier ley termodinámica.

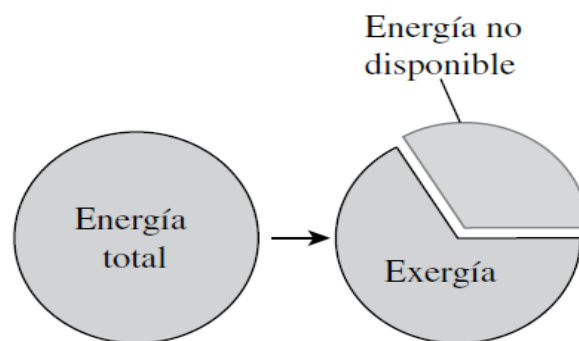


Figura 11. Relación entre energía y exergía (Cengel & Boles, 2015)

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Las irreversibilidades (fricción, transferencia de calor, reacciones químicas, etc.) siempre generan entropía y por tanto destruyen la exergía (destruyen potencial de generar trabajo). Por definición:

$$\dot{X}_{destruida} = T_0 \dot{S}_{gen} \geq 0$$

\dot{S}_{gen} es la entropía generada, la cual siempre es una cantidad positiva o cero para un sistema sin irreversibilidades (ideal). Sus unidades son kW/K. Este término de generación de entropía se puede obtener de un balance de entropía (balance de segunda ley de la termodinámica):

$$\underbrace{\dot{S}_{entrada} - \dot{S}_{salida}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia} \\ \text{neta de entropía por} \\ \text{calor y masa}}} + \underbrace{\dot{S}_{gen}}_{\substack{\text{Tasa de} \\ \text{generación} \\ \text{de entropía}}} = \underbrace{dS_{sistema}/dt}_{\substack{\text{Tasa de} \\ \text{cambio} \\ \text{de entropía}}}$$

Para un sistema de flujo estacionario este balance se expresa como:

$$\sum \frac{\dot{Q}_k}{T_0} + \sum \dot{m}_{entrada} s_{entrada} - \sum \dot{m}_{salida} s_{salida} + \dot{S}_{gen} = dS_{sistema}/dt = 0$$

Reorganizando y despejando \dot{S}_{gen} para un dispositivo estacionario de una sola entrada y una sola salida:

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}(s_{salida} - s_{entrada}) - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_0}$$

Si se reemplaza la definición de destrucción de exergía en la anterior expresión, se obtiene las ecuaciones que permiten calcular la destrucción de exergía en cada componente del ciclo de refrigeración :

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

- Compresor: $\dot{X}_{dest,1-2} = T_0 \dot{m}(s_2 - s_1)$
- Condensador: $\dot{X}_{dest,2-3} = T_0 \left[\dot{m}(s_3 - s_2) + \left(\frac{\dot{Q}_H}{T_H} \right) \right]$
- Válvula de expansión: $\dot{X}_{dest,3-4} = T_0 \dot{m}(s_4 - s_3)$
- Evaporador: $\dot{X}_{dest,4-1} = T_0 \left[\dot{m}(s_1 - s_4) - \left(\frac{\dot{Q}_L}{T_L} \right) \right]$

La destrucción total de exergía es la diferencia entre la exergía gastada (suministro o entrada de potencia) y la exergía recuperada (la exergía del calor que se quita desde el medio de baja temperatura) para todo el ciclo:

$$\dot{X}_{dest,total} = \dot{W}_{ent} - \dot{X}_{QL}$$

Al sumar las destrucciones parciales de exergía, también se puede determinar la destrucción total de exergía del ciclo de refrigeración:

$$\dot{X}_{dest,total} = \dot{X}_{dest,1-2} + \dot{X}_{dest,2-3} + \dot{X}_{dest,3-4} + \dot{X}_{dest,4-1}$$

El flujo de exergía, correspondiente al calor transferido del medio de baja temperatura, es equivalente a la potencia que se puede producir por una máquina que recibe calor de un entorno a T_0 y rechaza calor a un medio de baja temperatura a T_L :

$$\dot{X}_{QL} = \dot{Q}_L \frac{T_0 - T_L}{T_L}$$

Por definición de reversibilidad, \dot{X}_{QL} también es el suministro mínimo de potencia reversible del ciclo, necesaria para retirar el calor del espacio a climatizar y poderlo rechazar al ambiente:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$\dot{X}_{QL} = \dot{W}_{\text{min-ent}}$$

Una medida adicional de desempeño es la eficiencia de segunda ley de la termodinámica del ciclo de refrigeración:

$$\eta_{\text{II,ciclo}} = \frac{\dot{X}_{QL}}{\dot{W}_{\text{in}}} = \frac{\text{COP}_R}{\text{COP}_{R\text{rev}}}$$

2.6 AUDITORIAS ENERGÉTICAS

En los tiempos modernos, diferentes organizaciones y gobiernos nacionales buscan la organización de los diferentes procesos, en particular los del ámbito industrial, con el fin de lograr procesos eficientes que al final se traduce, en una gestión limpia, en la que se puedan lograr los objetivos de la producción minimizando las emisiones y/o pérdidas deliberadas de energía. Una de estas organizaciones es la ISO, la cual desarrolla y publica eventualmente, normas o estándares que buscan poder organizar a nivel mundial, una serie de protocolos que sirvan para que las demás organizaciones, instituciones o empresas, puedan referenciar, aplicar y certificar esos estándares.

Para el caso puntual, ISO presento en el año 2011 la norma 50001 (ISO, 2011), la cual presenta y establece los mecanismos para hacer una eficiente gestión energética, además de certificar un proceso u organización en el uso eficiente de la energía y en la mínima producción de residuos y emisiones del mismo. Del mismo modo para el año 2014 (ISO, 2014), se presenta la ISO50002, la cual especifica los requisitos para la ejecución de una auditoria energética, teniendo como premisa la certificación en eficiencia energética de determinado proceso. Este estándar se puede aplicar a diferentes tipos de organizaciones y/o procesos y a todas las formas de uso de energía.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Tal como lo describe, el diagrama de flujo de la figura 12, en la auditoría energética propuesta en ISO 50002, se establecen unos alcances, unos objetivos, se designa un grupo de auditores (con su respectivo líder), se establece un cronograma de actividades, un plan de medición de parámetros y/o variables, una reunión de cierre y un informe final de auditoría. Todos estos pasos secuenciales, tienen como finalidad, presentar al líder de la gestión del proceso (propietario o administrador) un estado real de las condiciones de operación del mismo (llámese proceso también a una maquina o dispositivo que interviene en el alcance de un objetivo medible).

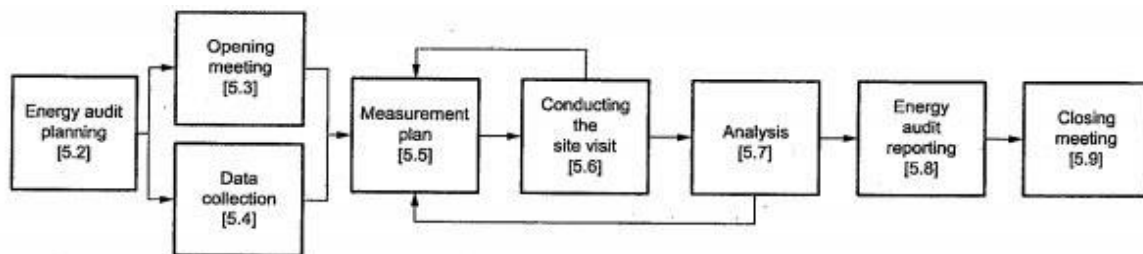


Figura 12. Diagrama de flujo del proceso de auditoría energética.

Establecer un adecuado plan de auditoría, puede garantizar el éxito en la misma, según plantea el libro guía para la eficiencia energética de la GOIC (GOIC, 2013). Para el presente estudio, el auditor eligió una auditoría detallada, en la cual, como características principales, se menciona que tiene una duración prolongada; los resultados y estudios de la misma son más útiles para la organización beneficiada; se presenta un cronograma ambicioso de actividades; se establece un plan de medición de variables que intervienen en el proceso y se presenta un balance de costos – beneficios de retorno de inversión para los correctivos a realizar (Building and construction authority, 2013).

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Perfil del auditor: El auditor (autor) de la presente auditoria energética al Chiller de 80 TR, es actualmente, estudiante del programa de Ingeniería Electromecánica del Instituto Tecnológico Metropolitano ITM. Es graduado de Tecnología en Electromecánica del Instituto Tecnológico Pascual Bravo en el año 2005. Con más de diez años de experiencia en el área de mantenimiento de equipos electromecánicos, ha sido técnico de empresas de producción de autopartes e instalación de automatismos y sistemas electromecánicos. Desde el año 2008, es supervisor de mantenimiento en el área de electromecánica (área encargada del soporte de equipos y sistemas básicos) del HU San Vicente Fundación. Tiene bajo su cargo el personal operativo y contratista para la ejecución de los planes de mantenimiento y el soporte de los equipos y sistemas para la operación asistencial, tales como: compresores, bombas de vacío, grupos electrógenos, mobiliario asistencial, sistemas ininterrumpidos de potencia y diferentes sistemas de Aire acondicionado y HVAC. La idoneidad presentada en la Hoja de vida del auditor, garantiza una Auditoría energética imparcial, profesional e íntegra (Building and construction authority, 2013)

2.7. INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO CONCÉNTRICO A CONTRAFLUJO.

Un intercambiador de tubo concéntrico consiste en dos tubos uno dentro del otro, por los cuales se hace pasar un fluido caliente y uno frío, tal como se muestra a continuación en la Figura 13:

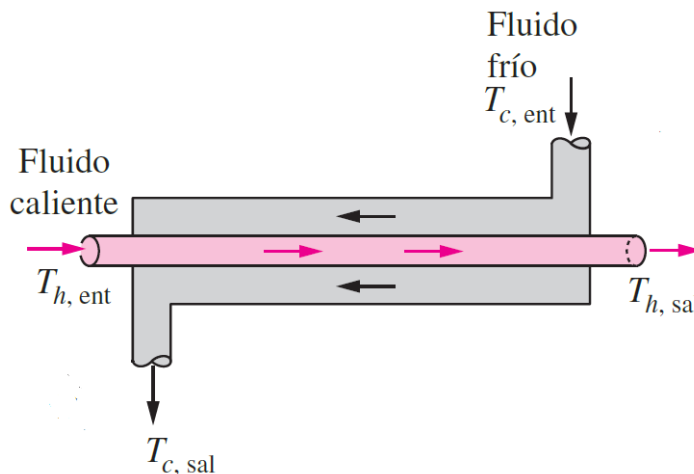


Figura 13. Intercambiador de tubo concéntrico a contraflujo (Cengel & Ghajar, 2011)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Para sistemas con flujo estacionario (tal como flujo por una tubería), se puede utilizar la primera ley de la Termodinámica para calcular la transferencia de calor en base a las temperaturas (Cengel & Ghajar, 2011):

$$\dot{Q} = \dot{m}_{fluido} C_p (T_{sal} - T_{ent})$$

El calor obtenido en el intercambiador va a depender además del flujo másico y el calor específico a presión constante promedio. Para poder dimensionar el intercambiador, se utiliza el método de la diferencia de temperatura media logarítmica o LMTD:

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{LM}$$

Donde A_s se refiere al área de transferencia de calor; U es el coeficiente total de transferencia de calor del intercambiador y ΔT_{LM} es la diferencia logarítmica media de temperaturas, la cual se puede obtener mediante la siguiente expresión:

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)}$$

De donde:

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent}$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

3. METODOLOGÍA

Inicialmente se hizo una investigación en la web y una referenciación en los documentos y fuentes citadas en el presente informe. De cada uno de estas fuentes se tomaron elementos que ayudaron en la búsqueda de los objetivos propuestos, además, una referenciación en documentos y tratados de organizaciones internacionales como la NREL (National Renewable Energy Laboratory) en su capítulo 14 de Protocolo de evaluación de sistemas Chiller (Tiessen, 2017); la BCA Building and Construction Authority y su código de Auditoria Energética Periódica para sistemas de enfriamiento (Building and construction authority, 2013) y la guía de la Eficiencia Energética de la GOIC (Organización Gulf para la Consultoría Industrial) (GOIC, 2013) con especial énfasis en sistemas de enfriamiento Chiller.

Posteriormente se hizo una medición y toma de los datos necesarios en campo (directamente en el equipo) para poder recopilar y construir los elementos que conformarían la auditoria energética. Mediante el uso de herramientas tecnológicas y software especializados académicos como el EES y de la comunicación efectiva con el administrador de mantenimiento del equipo y proveedores, se pudo hacer el respectivo análisis final, con el cual se pueden emitir las conclusiones y presentar los resultados obtenidos de la presente investigación.

Adicionalmente el uso de instrumentos de medición eléctricos, cámaras fotográficas, un computador portátil institucional (proporcionado por HU), bases de datos académicas (disponibles en la biblioteca digital del ITM), libros de termodinámica se pudo realizar el presente estudio.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Durante la fase practica en campo, realizando las mediciones de las diferentes variables en diferentes fases del proceso (recopilación y cuantificación de los datos), se determinó el uso de una plantilla en una hoja de cálculo, con el fin de facilitar la identificación de los objetivos principales y de aquellas condiciones que pueden llevar a un desempeño crítico del equipo o de cada uno de sus componentes. También se podría hacer el ejercicio de proyectar, en que momento el equipo puede operar de forma crítica, a manera de punto de referencia.

Los manuales técnicos (Carrier, 2008) y de operación (Carrier, 2009) del equipo, se constituyeron en herramienta principal, en la ejecución de la presente auditoria, según la estructuración que propone la GOIC (GOIC, 2013). La identificación de su operación, sus principales componentes, siglas de conexiones y dispositivos de comunicación industrial, pudieron ser identificados y determinados debido a ellos. Las conclusiones de esta auditoría, se comparan directamente con la información de eficiencia teórica que el fabricante designa para su equipo, para de esta manera poder evaluar el comportamiento real del mismo. De la misma forma, pudieron ser medidos en forma cuantitativa las variables principales que intervienen el proceso de climatización; también se pueden medir las variables que entran y salen del ciclo de refrigeración como energía eléctrica y calor disipado a través de los ventiladores de los condensadores.

Con todos los datos obtenidos en campo, se pudo hacer un balance exergético del equipo (Armas, Lapido, & Castellan, 2006) con el cual se puede identificar la cantidad de energía que se utiliza de forma eficiente, pero más aún, aquella energía que no se aprovecha eficientemente y de que componente proviene, con el fin de proponer mejoras en su desempeño.

Al final del presente estudio, se presenta un Informe con la medición y estado actual del desempeño y eficiencia del equipo, utilizando herramientas prácticas y teóricas para su

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

ejecución, con el fin de identificar aquellas causas para las cuales se afecta la normal operación del equipo. Este estudio, contemplara un análisis de factibilidad, de aquellas mejoras que se sugerirían en el informe final de la auditoria energética.

Tomando como referencia los lineamientos para la ejecución de auditorías energéticas según fuentes citadas y a la revisión de los manuales del fabricante y operación del equipo, se pudo determinar los datos necesarios a medir en el equipo, para poder hacer los análisis posteriores y el balance exergético. En el plan de auditoria se establece el cronograma de actividades y como tal, la toma o medición de variables importantes. Tal es así que, en la tabla de informe de auditoría, descrita más adelante, se pueden ver los días seleccionados para llevar a cabo estas mediciones. Así mismo, el auditor crea un formato en una hoja de cálculo, con el cual puede registrar y almacenar tales datos medidos y recopilados.

FECHA DE REGISTRO		SISTEMA		CONDICIONES INICIALES		CONDICIONES DEL PROCESO			
DÍA:	14	VOLTAJE:	215	V	CORRIENTE:	76	A		
MES:	NOVIEMBRE	CORRIENTE:	93,5	A	CARGA DEL SISTEMA:	27	%		
AÑO:	2017	FRECUENCIA:	60	HZ	CARGA DEL B:	55	%		
HORA:	06:30 p.m.	FACTOR DE POTENCIA:	0,9		POTENCIA COMPRESOR:	25	KW		
TEMPERATURA AMBIENTE EXTERIOR [°C]	26	POTENCIA TOTAL	31	KW		24,1	BTU/hseg		
MODOS TEMPERATURA	TEMPERATURA SATURACIÓN CONDENSADOR	37,9	C	TEMPERATURA SATURACIÓN SUCCIÓN	2,6	C	TEMPERATURA DESCARGA DEL GAS	53,9	C
		100,2	F		36,6	F	SUCCIÓN DEL COMPRESOR	12,1	C
	SUPER HEAT TEMPERATURA	-8,3	C	TEMPERATURA DEL MOTOR	28,4	C		53,7	F
MODOS PRESIONES	PRESION DE DESCARGA:	123,3	PSI _g	PRESION DE SUCCIÓN:	32,1	PSI _g	PRESION DE ACEITE:	115,7	PSI _g
		135,8	PSI _a		44,6	PSI _a		128,2	PSI _a
							PRESION DIFERENCIAL:	83,6	PSI _g
								96,1	PSI _a
SALIDAS DEL SISTEMA	ELECTROVÁLVULA DE EXPANSIÓN:	%	53,2						

Figura 14. Ejemplo de hoja de registro de mediciones.

En el formato de registro de variables del proceso, se tienen en cuenta datos del proceso, tales como saturaciones y temperaturas, como condiciones ambientales externas, para poder llegar al análisis posterior. Es importante tener en cuenta las condiciones climáticas y las

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

condiciones de ocupación hospitalaria del área de urgencias en el hospital infantil, las cuales son fundamentales para la operación y desempeño del equipo. Por ejemplo, entre el mes de noviembre y diciembre, dadas las condiciones sociales de la ciudad, en la que la problemática mayor son las lesiones de niños quemados y similares, la ocupación del servicio de urgencias pediátricas de HU puede aumentar en más de un veinte por ciento (20%) de la ocupación promedio habitual.

Adicionalmente, las condiciones meteorológicas de este periodo fueron de días bastantes soleados, repercutiendo en gran medida en una carga térmica superior para la operación del equipo. También es impostarte destacar que los datos se toman a las horas pico de la prestación del servicio asistencial, como lo son entre las 10 am y las 7 pm de cada día: en este periodo de tiempo hay mayor ocupación debido a las visitas de acompañantes para los pacientes, rondas de médicos tratantes y especialistas, visitas de personal de logística y apoyo (aseo, vigilancia, lavandería, alimentación) y similares.

En el análisis posterior de los datos recopilados en los diferentes días y diferentes horarios, se tiene la apreciación superficial, que el día 1 de diciembre de 2017, es el día en el que mayores condiciones críticas pueden presentarse en la operación del equipo, sustentado principal y empíricamente, en que es el día en el que mayor apertura tiene la EVX. Por esta razón, el cálculo base descrito a continuación, se hace con los datos obtenidos y registrados en este día.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO		Código	FDE 089
			Versión	03
			Fecha	2015-01-22

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Tomando en cuenta los principios de refrigeración descritos en el ítem 2.5. del presente informe, se hace el análisis del proceso de refrigeración y climatización, que lleva a cabo el Chiller de 80 TR de Pediatría de HU.

FECHA DE REGISTRO		SISTEMA		TRIFÁSICO	CONDICIONES INICIALES			CONDICIONES DEL PROCESO				
DÍA:	21	VOLTAJE:	204	V	CORRIENTE:	80	A	TEMP. ENTRADA:	45,1	F	7,28 °C	
MES:	JULIO	CORRIENTE:	97	A	CARGA DEL SISTEMA:	32	%	TEMP. SALIDA:	42,5	F	5,8 °C	
AÑO:	2018	FRECUENCIA:	60	HZ	CARGA DEL B:	65	%	SET POINT:	42	F	5,6 °C	
HORA:	01:30 p.m.	FACTOR DE POTENCIA:	0,9		POTENCIA COMPRESOR:	25	kW	24,1	BTU/seg			
TEMPERATURA AMBIENTE EXTERIOR (C)	29	POTENCIA TOTAL	31	kW								
		43,8	C	2,9	C	60,4	C	12,7	C			
MODOS TEMPERATURAS	TEMPERATURA SATURACIÓN CONDENSADOR	110,8	F	TEMPERATURA SATURACIÓN SUCCIÓN	37,3	F	TEMPERATURA DESCARGA DEL GAS	140,8	F	SUCCIÓN DEL COMPRESOR	54,9	F
		-8,2	C		21,4	C						
	SUPER HEAT TEMPERATURA	17,2	F	TEMPERATURA DEL MOTOR	70,6	F						
MODOS PRESIONES	PRESION DE DESCARGA:	144,3	PSig	PRESION DE SUCCIÓN:	33,2	PSig	PRESION DE ACEITE:	137,2	PSig	PRESION DIFERENCIAL:	104,4	PSig
		156,8	PSia		45,7	PSia		149,7	PSia		116,9	PSia
SALIDAS DEL SISTEMA	ELECTROVÁLVULA DE EXPANSIÓN:	%	80									

Figura 15. Registro de Mediciones para el día 21 de Julio de 2018.

Después de la obtención de los datos registrados en el formato de hoja de cálculo (los cuales se obtienen de forma manual a través del Navigator Carrier, en días diferentes), se ingresan estos datos en el software EES, con el fin de poder hallar las entropías y entalpías propias de cada fase del proceso, para posteriormente hacer el balance exergético del ciclo de refrigeración del equipo.

Para la entrada y salida del compresor se calculan las entalpías y entropías a partir de los datos de presión y temperatura (puntos 1 y 2). A la salida del condensador (punto 3) se utiliza la presión y la calidad (cero). En la entrada del evaporador (punto 4) se utiliza la misma entalpía del punto 3 (proceso de expansión isentálpico) y la temperatura.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

```

EES Equations Window
{JULIO 21 DE 2018}
{CHILLER DE HOSPITAL INFANTIL}
{REFRIGERANTE R134A}

{ETAPA 1 - SUCCIÓN COMPRESOR}
P_1=45.7[psia]
T_1=54.9[F]
h_1=Enthalpy(R134a:T=T_1:P=P_1)
s_1=Entropy(R134a:T=T_1:P=P_1)

{ETAPA 2 - DESCARGA COMPRESOR}
P_2=156.8[psia]
T_2=140.8[F]
h_2=Enthalpy(R134a:T=T_2:P=P_2)
s_2=Entropy(R134a:T=T_2:P=P_2)

{ETAPA 3 - SALIDA DEL CONDENSADOR}
T_3=110.8[F]
x_3=0
h_3=Enthalpy(R134a:T=T_3;x=x_3)
s_3=Entropy(R134a:T=T_3;x=x_3)

{ETAPA 4 - INTERCAMBIADOR DE CORAZA - TUBO}
T_4=20.1[F]
h_3=h_4
s_4=Entropy(R134a:T=T_4:h=h_4)

```

Figura 16. Programa en EES para la obtención de entalpías y entropías del proceso el 21 de Julio de 2018.

También es muy importante determinar la entalpía en la fase de descarga del compresor, h_{2s} asumiendo el proceso ideal isentrópico. Para calcular este dato se utiliza la presión de descarga y entropía en el proceso de compresión (1 a 2):

<pre> EES Equations Window {JULIO 21 DE 2018} {CHILLER DE HOSPITAL INFANTIL} {REFRIGERANTE R134a} {ETAPA 2 - DESCARGA DEL COMPRESOR} {CALCULO h2S} P_1=156.8[psia] s_1=0.2304[Btu/lb_m-R] h_1=Enthalpy(R134a:P=P_1;s=s_1) </pre>	<pre> EES Solution Main Unit Settings: [F][psia][lbm][degrees] h_1 = 124 [Btu/lb_m] P_1 = 156.8 [psia] s_1 = 0.2304 [Btu/lb_m-R] No unit problems were detected. Purple units were automatically set. Right click on the variable to confirm or change the units. Calculation time = .0 sec </pre>
---	---

Figura 17. Calculo de entalpía a la salida del compresor, asumiendo proceso isentrópico utilizando el EES.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Los resultados obtenidos se describen en la tabla 1 y se presentan tanto en sistema inglés como en sistema internacional de unidades:

Tabla 1. Resultados obtenidos en EES para entropías y entalpías del proceso el 21 de Julio de 2018.

Entropías del Proceso				
s1	0,2304	Btu/lbm.R	0,96463	kJ/kg.K
s2	0,2333	Btu/lbm.R	0,9767	kJ/kg.K
s3	0,09856	Btu/lbm.R	0,4126	kJ/kg.K
s4	0,1046	Btu/lbm.R	0,43793	kJ/kg.K

Entalpías del Proceso				
h1	112,3	Btu/lbm	261,2	kJ/kg
h2	125,7	Btu/lbm	292,3	kJ/kg
h3	49	Btu/lbm	113,9	kJ/kg
h4	49	Btu/lbm	113,9	kJ/kg
h2s	124	Btu/lbm	288,42	kJ/kg

La idea principal es poder determinar la tasa de enfriamiento suministrado al refrigerante y el COP estimado del equipo. También la destrucción exergética, en especial en cada fase o componente del equipo y la total. Así mismo, el suministro mínimo de potencia y la eficiencia de segunda ley de termodinámica del ciclo.

Dadas las condiciones presentadas en la tabla anterior, se puede comenzar con la determinación de la eficiencia Isoéntropica del compresor (medida de las irreversibilidades del compresor):

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{124 - 112,3 \text{ Btu/lbm}}{125,7 - 112,3 \text{ Btu/lbm}} = 87\%$$

Así mismo, la potencia de entrada del compresor viene dada por:

$$W_{in} = V I \cos\theta \sqrt{3}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Esta potencia es calculada con los datos tomados manualmente, en la acometida de entrada del equipo, para un sistema trifásico, con medición de voltaje $V = 204 \text{ V}$ y corriente $I = 97 \text{ A}$.

El $\text{Cos } \Theta$, es el factor de potencia; por lo general para la instalación tipo Industrial – comercial donde está el Hospital es de 0,9. Así de esta manera, se obtiene:

$$W_{in} = (204 \text{ V})(80 \text{ A})(0,9)\sqrt{3}$$

$$W_{in} = 25000 \text{ W} \cong 25 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{ent} = 25 \text{ kW} = 33,5 \text{ hp} = 24,1 \text{ Btu/s}$$



Figura 18. Toma manual de datos eléctricos, para calcular la potencia del compresor el día **21 de Julio de 2018.**

Es importante poder determinar el flujo másico del refrigerante:

$$\dot{W}_{ent} = \dot{m}(h_2 - h_1), \text{ de donde despejamos } \dot{m},$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{ent}}{(h_2 - h_1)} = \frac{24,1 \text{ Btu/s}}{(125,7 - 112,3) \text{ Btu/lbm}} = 1,8 \text{ lbm/s} = 0,8 \text{ kg/s}$$

Así mismo podemos calcular la carga de refrigeración, de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = 1,8 \text{ lbm/s} (112,3 - 49) \text{ Btu/lbm}$$

$$\dot{Q}_L = 113,94 \text{ Btu/s} = 120,21 \text{ kW}$$

La tasa de rechazo de calor está definida por:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) = 1,8 \text{ lbm/s} (125,7 - 49) \text{ Btu/lbm}$$

$$\dot{Q}_H = 138,06 \text{ Btu/s} = 145,66 \text{ kJ/s}$$

Ahora, se puede calcular el coeficiente de desempeño o rendimiento COP_R , del ciclo de refrigeración del proceso:

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{ent}} = \frac{113,94 \text{ Btu/s}}{24,1 \text{ Btu/s}} = 4,72$$

Se dice que el sistema está en el estado muerto cuando se encuentra en equilibrio termodinámico con el ambiente. Por tanto, la temperatura de estado muerto para el Chiller está dada por:

$$T_0 = T_H = T_{amb} + 273 = 29^\circ\text{C} + 273 = 302\text{K} = 543,6 \text{ R}$$

Igualmente, se puede tener en cuenta la Temperatura de Set Point del proceso (Balaras, Dascalaki, & Gaglia, 2007):

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$T_L = \text{Set Point} = 42^\circ\text{F} = 501,67\text{R}$$

La destrucción de exergía en cada componente del ciclo es:

- Compresor:

$$\dot{X}_{\text{dest},1-2} = T_0 \dot{m}(s_2 - s_1)$$

$$\dot{X}_{\text{dest},1-2} = 543,6 \text{ R} \times 1,8 \frac{\text{lbm}}{\text{s}} (0,2333 - 0,2304) \frac{\text{Btu}}{\text{lbm} \cdot \text{R}}$$

$$\dot{X}_{\text{dest},1-2} = 2,84 \text{ Btu/s} = 2,99 \text{ kW}$$

- Condensador:

$$\dot{X}_{\text{dest},2-3} = T_0 \left[\dot{m}(s_3 - s_2) + \left(\frac{\dot{Q}_H}{T_H} \right) \right]$$

$$\dot{X}_{\text{dest},2-3} = 543,6 \text{ R} \left[1,8 \frac{\text{lbm}}{\text{s}} (0,09856 - 0,2333) \frac{\text{Btu}}{\text{lbm} \cdot \text{R}} + \left(\frac{138 \text{ Btu/s}}{543,6 \text{ R}} \right) \right]$$

$$\dot{X}_{\text{dest},2-3} = 6,22 \text{ Btu/s} = 6,56 \text{ kW}$$

- Electroválvula Motorizada de Expansión (EVX):

$$\dot{X}_{\text{dest},3-4} = T_0 \dot{m}(s_4 - s_3)$$

$$\dot{X}_{\text{dest},3-4} = 543,6 \text{ R} \times 1,8 \frac{\text{lbm}}{\text{s}} (0,1046 - 0,09856) \frac{\text{Btu}}{\text{lbm} \cdot \text{R}}$$

$$\dot{X}_{\text{dest},3-4} = 5,91 \text{ Btu/s} = 6,23 \text{ kW}$$

- Intercambiador de Coraza – Tubo (evaporador):

$$\dot{X}_{\text{dest},4-1} = T_0 \left[\dot{m}(s_1 - s_4) - \left(\frac{\dot{Q}_L}{T_L} \right) \right]$$

$$\dot{X}_{\text{dest},4-1} = 543,6 \text{ R} \left[1,8 \frac{\text{lbm}}{\text{s}} (0,2304 - 0,1046) \frac{\text{Btu}}{\text{lbm} \cdot \text{R}} - \left(\frac{113,9 \text{ Btu/s}}{501,7 \text{ R}} \right) \right]$$

$$\dot{X}_{\text{dest},4-1} = -0,37 \text{ Btu/s} = -0,39 \text{ kW}$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

El flujo de exergía correspondiente al calor transferido del medio de baja temperatura es equivalente a la potencia que se puede producir por una máquina que recibe calor de un entorno a T_0 y rechaza calor a un medio de baja temperatura a T_L , de lo cual se puede obtener (Cengel & Boles, 2015)

$$\dot{X}_{QL} = \dot{Q}_L \frac{T_0 - T_L}{T_L}$$

$$\dot{X}_{QL} = 113,9 \frac{\text{Btu}}{\text{s}} \times \frac{(543,6 - 501,7)\text{R}}{501,7\text{R}} = 9,52 \frac{\text{Btu}}{\text{s}} = 10,04 \text{ kW}$$

Por definición de reversibilidad, \dot{X}_{QL} también es el suministro mínimo de potencia reversible del ciclo, necesaria para retirar el calor del espacio a climatizar y poderlo rechazar al ambiente:

$$\dot{X}_{QL} = \dot{W}_{\text{min-ent}} = 9,52 \frac{\text{Btu}}{\text{s}} = 12,62 \text{ hp} = 10,04 \text{ kW}$$

La eficiencia de segunda ley del ciclo está dada por:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{X}_{QL}}{\dot{W}_{\text{in}}} = \frac{9,52 \text{ Btu/s}}{24,1 \text{ Btu/s}} = 39,5\%$$

También la podemos calcular en base a el coeficiente de desempeño del equipo, tanto en función de las entradas del proceso como en función de las temperaturas críticas:

$$\eta_{II} = \frac{\text{COP}_R}{\text{COP}_{\text{Rrev}}}$$

$$\text{COP}_{\text{Rrev}} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{501,7 \text{ R}}{543,6 - 501,7} = 12$$

$$\eta_{II} = \frac{4,72}{12} = 0,3933 = 39,33\%$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

En esta definición de eficiencia de la segunda ley para este ciclo de refrigeración toma en cuenta todas las irreversibilidades dentro del Chiller, incluyendo las transferencias de calor con el espacio refrigerado y el ambiente de cada uno de los componentes. De ahí su importancia a un dato real de las condiciones del equipo.

La destrucción total de exergía es la diferencia entre la exergía gastada (suministro o entrada de potencia) y la exergía recuperada (la exergía del calor que se quita desde el medio de baja temperatura):

$$\dot{X}_{\text{dest,total}} = \dot{W}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\text{QL}} = 24,1 \frac{\text{Btu}}{\text{s}} - 9,52 \frac{\text{Btu}}{\text{s}} = 14,6 \frac{\text{Btu}}{\text{s}} = 15,4 \text{ kW}$$

Al sumar las destrucciones parciales de exergía, también se puede determinar la destrucción total de exergía del ciclo de refrigeración:

$$\dot{X}_{\text{dest,total}} = \dot{X}_{\text{dest,1-2}} + \dot{X}_{\text{dest,2-3}} + \dot{X}_{\text{dest,3-4}} + \dot{X}_{\text{dest,4-1}}$$

$$\dot{X}_{\text{dest,total}} = (2,84 + 6,22 + 5,91 + (-0,37)) \frac{\text{Btu}}{\text{s}} = 14,6 \frac{\text{Btu}}{\text{s}} = 15,4 \text{ kW}$$

Luego de hacer la verificación anterior de los cálculos necesarios para el día 21 de Julio de 2018, se presenta un informe detallado de la operación y desempeño del equipo, para todos los días en los que se hizo medición de variables en campo. Consignados de la siguiente manera, en la tabla 2, pueden verse los datos a modo de lista de chequeo.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Tabla 2. Informe final de Auditoria del funcionamiento del Chiller de 80 TR de HU

DATOS DE REGISTRO DE MEDICIONES		POTENCIA DEL	AGUA HELADA		Electroválvula de Expansión (%) Apertura	η EFICIENCIA ISOENTROPICA DEL COMPRESOR (%)	\dot{m} Flujo Másico del refrigerante (kg/seg)	\dot{Q}_L Carga de Refrigeración (RTU/seg/ W)	\dot{Q}_H Tasa de Resaca de Calor (RTU/seg/ W)	COP	COP _{Real}
FECHA DE REGISTRO	HORA	(RTU/seg/ W)	TEMP. ENTRADA (F°/C)	TEMP. SALIDA (F°/C)							
21-jul-18	01:30:00 p.m.	24,1	45,1	42,5	80	87,3	1,80	113,93	138,50	4,7	11,96
		25,0	7,28	5,80			0,82	120,20	146,13		
22-jul-18	11:30:00 a.m.	25,2	44,7	7,06	87	97,6	2,03	130,20	155,40	5,2	12,00
		27,0	41,90	5,50			0,92	137,37	163,96		
23-jul-18	02:30:00 p.m.	26	45,2	42,2	73,8	65,7	1,53	105,10	131,00	4,1	14,40
		27	7,33	5,70			0,69	110,89	138,21		
<i>PROMEDIO:</i>		18,8	33,8	22,9	N.A.	83,5	1,79	116,41	141,63	4,6	12,79
		19,8	14,1	4,3			0,81	122,82	149,43		

DATOS DE REGISTRO DE MEDICIONES		TASA DE DESTRUCCIÓN DE EXERGÍA EN CADA COMPONENTE DEL CICLO					FLUJO DE EXERGIA TRANSFERIDO AL CALOR SOL (RTU/seg/ W)	MINIMO SUMINISTRO DE POTENCIA REVERSIBLE AL CICLO: (W)	EFICIENCIA DEL CICLO		EFICIENCIA NOMINAL
FECHA DE REGISTRO	HORA	COMPRESOR (RTU/seg/ W)	CONDENSADO R (RTU/seg/ W)	V. EXPANSIÓN (RTU/seg/ W)	INTERCAMBIADOR (RTU/seg/ W)	DESTRUCCIÓN TOTAL DE EXERGIA DEL PROCESO (RTU/seg/ W)			EN FUNCIÓN DE POTENCIA IN (X)	EN FUNCIÓN DE COP _{Real} (X)	
21-jul-18	01:30:00 p.m.	2,84	6,22	5,91	-0,37	14,60	9,52	10,04	33,43	33,43	31,25
		3,00	6,56	6,24	-0,39	15,40	10,04				
22-jul-18	11:30:00 a.m.	0,66	7,32	6,57	-0,24	14,31	10,88	11,48	43,19	43,19	33,75
		0,70	7,72	6,93	-0,25	15,10	11,48				
23-jul-18	02:30:00 p.m.	8,05	7,30	2,48	0,77	18,60	7,27	7,67	28,11	28,11	33,75
		8,49	7,70	2,62	0,81	19,62	7,67				
<i>PROMEDIO:</i>		2,89	5,21	3,74	0,04	11,88	6,92	9,73	34,91	34,91	32,92
		3,05	5,50	3,95	0,04	12,53	7,30				

Finalmente, es importante calcular el índice de eficiencia energética del Chiller con los datos obtenidos (desempeño real), para de esta manera hacer un comparativo con los datos teóricos reportados por el fabricante en el manual técnico del equipo (Carrier, 2008):

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Fórmula para calcular Índice de Eficiencia Energética para refrigeradores:

$$EER = 3,1412COP_R$$

Sustituyendo el COP_R calculado previamente, encontramos:

$$EER = 3,1412 \times 4,72 = 14,82 \text{ (Valor con condiciones reales).}$$

Features/Benefits

AquaForce 30XA chillers provide best full load and part load performance in a single chassis from 80 to 500 tons

Premium performance

Aqua series chillers are Carrier's most efficient air-cooled models. The AquaForce chiller is one of the most affordable air-cooled chillers to operate and maintain. The AquaForce chiller offers full load EER (Energy Efficiency Ratio) up to 10.9 and IPLV (Integrated Part Load Value) up to 15.5 with Novation heat exchanger technology. High-efficiency rotary screw compressors with infinitely variable slide valves allow the chillers to exactly match actual load conditions, delivering exceptional part load performance. The AquaForce chillers deliver superior efficiency through the entire operating range to keep costs and demand charges down. This exceptional performance has a significant impact on energy savings and cost of ownership.

Form 30XA-14PD

Figura 19. EER Teórico del equipo (Carrier, 2008)

Ahora, observando el valor de EER teórico en manual del equipo, que va desde 10,9 hasta 15,5, podemos encontrar:

$$10,9 < \mathbf{14,82} < 15,5$$

Por lo cual se puede determinar que el equipo se encuentra operando de forma eficiente energéticamente hablando.

Cuando se planteó el presente trabajo y la ejecución de una Auditoria Energética al equipo objeto de este investigación, se tenía un indicio, un diagnostico preliminar de su baja eficiencia, basado en el historial de mantenimiento del equipo (el cual estaba muy escaso de información), en la poca idoneidad de la empresa contratista encargada de su

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

mantenimiento y del estado actual del equipo (solo el circuito A en funcionamiento, el circuito B fuera de servicio hace más de un año).

Como se puede apreciar en los Anexos A y A1, en el año 2015, le fue presentada una propuesta de reparación del equipo al Coordinador de mantenimiento del Hospital San Vicente Fundación por parte de un proveedor externo (ya que la empresa contratista encargada para ese momento, no tenía este alcance de esa reparación), la cual contemplaba la corrección de fugas en el circuito de refrigeración del equipo. Esta no fue aceptada ni llevada a cabo, se desconocen las causas.

Para el año 2017, específicamente en el segundo semestre, coyunturalmente con la ejecución de la presente Auditoria, se hizo cambio de empresa contratista encargada de mantenimiento del equipo. Esta empresa ofrecía mayor idoneidad, experiencia y conocimiento en este tipo de Enfriadores, además de contar con Ingenieros especialistas y profesionales en la materia. De inmediato, se programó hacer un análisis predictivo del estado del Chiller. El resultado arrojó, como puede verse en el Anexo 2, que las fugas notificadas en el año 2015, habían avanzado en un estado crítico. A tal punto, que estas fugas llevaron consigo el deterioro total por corrosión interna de los paneles del condensador del circuito B, el que estaba fuera de servicio dos años atrás. Adicionalmente, la pérdida del gas refrigerante R134a, conllevó a dejar fuera de servicio el equipo en su circuito B. El costo de la reparación de esta falla, ya se había triplicado, de acuerdo a la propuesta presentada en 2015.

Como resultado final, podemos evidenciar que el equipo en su circuito A, se encuentra funcionando en condiciones óptimas de eficiencia energética, aun dentro los límites de operación de su fabricante; pero, su otro circuito se encuentra fuera de servicio. Por designación de estándares nacionales e internacionales, los equipos y sistemas de fuentes hospitalarias, deben operar con configuraciones Dúplex o con planes de contingencia o sistemas secundarios. El Chiller opera eficientemente, pero, teóricamente a la mitad, pues su circuito secundario esta fuera de servicio.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Realizando un análisis detallado del sistema y del equipo, se verifica que existe potencial de aprovechar el calor residual que se expulsa en el evaporador de forma forzada a través de los ventiladores axiales. La cantidad de energía térmica que se disipa en esta fase del equipo y que a su vez no se aprovecha se constituye en un potencial de ahorro importante y en la principal oportunidad de cambio para aprovechar y tener retornos de inversión.

Actualmente se retiran del sistema por el evaporador 145,6 kW de calor al ambiente, producto de la extracción de calor forzada del refrigerante a través de la línea de refrigeración. Tener una idea de esta cantidad de energía no utilizada puede resultar interesante, con el fin de aprovecharla para otros procesos que se lleven a cabo en las instalaciones del Hospital.

La propuesta consistiría en instalar un intercambiador de calor de tubo concéntrico, a contraflujo. Por el tubo interior fluiría parte del refrigerante como sustancia caliente y por el exterior fluiría agua fría (a temperatura ambiente), como sustancia que robaría calor al refrigerante y que se puede aprovechar posteriormente en otros procesos u actividades, como el baño de pacientes mediante agua caliente.

El intercambiador se instalaría a modo de sistema de bypass entre la entrada y salida del evaporador. En la figura 20 y 21, se presenta un esquema general de las condiciones de la propuesta de forma general.

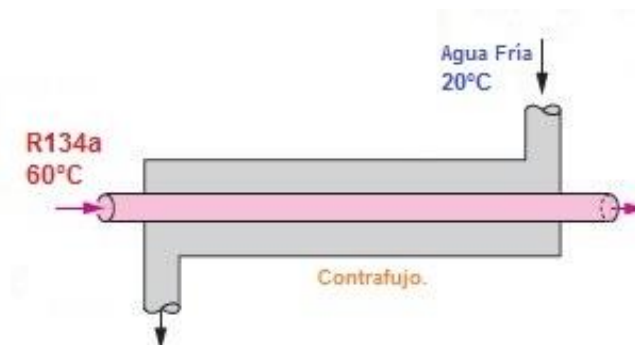


Figura 20. Intercambiador de calor a Contraflujo. Condiciones de entrada para su operación.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Las condiciones de entrada de los fluidos para este intercambiador serían:

- Líquido Caliente: R134a, entra al intercambiador a 60°C, es decir, en la descarga del compresor. Saldría a una temperatura de 43,8°C
- Líquido Frio: Agua a temperatura ambiente de suministro de red, a 20°C.

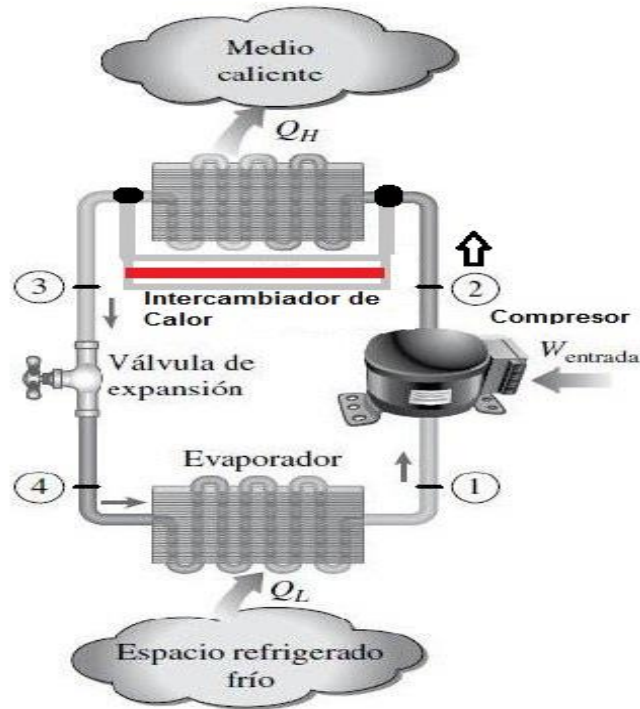


Figura 21. A modo de bypass entre la entrada y salida del Evaporador se ubicaría el Intercambiador de calor.

El calor específico para cada una de las dos sustancias se puede tomar como (Cengel & Boles, 2015) :

$$C_{pR134a} = 1,4 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$C_{pAgua} = 4,1 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Asumiendo una temperatura de salida del agua de 40°C, se calcula el delta de temperatura media Logarítmica, ΔT_{LM} , del sistema, tal como se describe en la sección 2.7 de este informe:

$$\Delta T_1 = (60 - 40) \text{ °C} = 20 \text{ °C}$$

$$\Delta T_2 = (43,8 - 20) \text{ °C} = 23,8 \text{ °C}$$

Reemplazando valores, se obtiene:

$$\Delta T_{LM} = \frac{(20 - 23,8) \text{ °C}}{\ln \left(\frac{20}{23,8} \right) \text{ °C}} = 21,84 \text{ °C}$$

Para esta clase de intercambiadores, el coeficiente U se puede asumir como 1000 W/m².°C (Cengel & Ghajar, 2011). Ahora el A_s , es igual a:

$$A_s = \pi DL$$

Asumiendo un diámetro de tubería de 1" (donde fluiría el R134a), con una longitud de tubos para el intercambiador de 10 metros se tiene que:

$$A_s = \pi \times (0,0254\text{m}) \times (10\text{m})$$

Con estos datos se puede calcular la tasa de calor recuperado:

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{LM} = 1 \text{ kW/m}^2 \text{ °C} [\pi \times (0,0254\text{m}) \times (10\text{m})] \times (21,84 \text{ °C}) = 17,43 \text{ kW}$$

Tomando en cuenta la temperatura de salida del agua, al final del ciclo de 40°C, podemos hallar el flujo másico de agua necesario:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{C_{p\text{Agua}} \times (T_{\text{sal}} - T_{\text{ent}})} = \frac{17,43 \text{ kW}}{4,1 \text{ kJ/kg.K} \times (40 - 20) \text{ °C}} = 0,21 \text{ kg/s}$$

Con el flujo másico del agua, podemos hallar el caudal necesario para garantizar la transferencia de calor y por ende, la bomba que se requeriría para este subsistema:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$\dot{v} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{0,21 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = 0,000212 \text{ m}^3/\text{s} = 3,3 \text{ gpm}$$

Tomando en cuenta que la tasa de calor rechazado medio del equipo está en 145,6 kW, la tasa de calor transferido por el intercambiador es de 17,43 kW, lo que representa un 12% de este total. Con esto se considera la posibilidad de ahorrar ese porcentaje en energía consumida y de aprovechar ese calor transferido, para un subproceso dentro del hospital, como por ejemplo, agua caliente necesaria para el baño de pacientes, generando precisamente, ahorro en energía eléctrica necesaria para calentar esta agua.

Haciendo una proyección del retorno de la inversión necesaria para esta implementación, obtenemos:

El valor de kWh, en promedio actualmente, está en \$500. Como el Hospital San Vicente Fundación es un cliente no regulado por la demanda media para la empresa prestadora de servicios públicos, podemos estimar el valor del kWh en \$260. Entonces, para cada hora de transferencia de este intercambiador, tendríamos un ahorro de \$4.530, para cada día de \$108.763 y para un mes de \$3'262.896. El montaje del sistema, según cálculos y estimaciones bajo experiencia, podría estar alrededor de los seis a ocho millones de pesos (\$6'000.000 a 8'000.000), por lo cual aproximadamente en menos de tres meses, el Hospital tendría un retorno de inversión, tomando en cuenta los ahorros en consumo energético, al no tener que utilizar energía eléctrica para calentar agua.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

5. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

5.1 CONCLUSIONES

5.1.1. Al realizar la Auditoria Energética al Chiller de 80 TR de Pediatría de HU San Vicente Fundación, aplicando herramientas de análisis obtenidas en la universidad, instrumentos básicos de medición electromecánicos y los mismos dispositivos periféricos que trae consigo el equipo, se puede lograr la identificación inicial del desempeño de sus componentes principales, así como aquellos escenarios donde el equipo puede operar en condiciones críticas.

Esta identificación de su desempeño trae consigo una visión de aquellos componentes que se constituyen en sensibles con la idea de poder intensificar rutinas y buenas prácticas de mantenimiento en la gestión de su propietario/administrador. Así mismo, se puede determinar el índice de eficiencia energética del equipo, con el fin de compararlo con el dato teórico ofrecido por el fabricante.

5.1.2. Al inicio de la propuesta del presente estudio, se planteó la auditoria, debido a una percepción superficial por parte del administrador del equipo, del estado actual y funcionamiento del equipo. El Chiller cuenta con dos circuitos de refrigeración (circuito A y Circuito B), de los cuales, solo está en operación el A. El B, se encuentra fuera de servicio, debido a una falla de operación en los paneles del condensador. Con esta novedad, se tenía ya una premisa para describir que probablemente el equipo no estaba operando eficientemente, sumado a la identificación de malas prácticas en su mantenimiento por la falta de experiencia e información del contratista responsable de su mantenimiento. Esto

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

se puede evidenciar, precisamente, en la falla del condensador del circuito B y a un eventual desgaste del circuito A, que está asumiendo en su totalidad, permanentemente la carga térmica del servicio. No obstante, que el circuito A es el único en operación, la medición de su eficiencia arroja que el equipo se encuentra operando dentro de los límites de eficiencia teórica de fábrica y su compresor está todavía dentro del umbral de vida útil; se podría mencionar una vida útil de los componentes de cuatro años más.

5.1.3. Al ser la primera vez que una auditoria energética se realiza a un equipo o sistema de San Vicente Fundación, marca la pauta para posibles y futuras auditorias que se pueden plantear para la medición del estado de eficiencia energética de los diferentes equipos que allí operan. En un análisis superficial, el administrador o responsable de mantenimiento, posterior a este estudio, puede escalar el informe para el equipo o sistema que lo requiera.

5.1.4. Al realizar un análisis detallado de los manuales de operación del equipo y del estándar ISO para la Auditoria y eficiencia energética (50001 y 50002), se puede determinar cuáles son los datos relevantes de las variables a medir en el equipo, con el fin de poder llegar al balance de energía propuesto. Sin ese análisis, no se tienen fundamentos para lograr el alcance final de la auditoria: medición de la eficiencia energética del Chiller.

5.1.5. Implementar listas de chequeo y formatos para el registro de los datos, facilita las labores del Auditor, así mismo, se puede establecer prácticas para el registro de información obtenida en las rutinas de mantenimiento por parte del personal operativo y de esta manera poder contar en un futuro con registros históricos para la proyección del desempeño del equipo y retrospectivamente como ha sido el mismo.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

5.1.6. El balance de exergía del proceso, permite calcular como las irreversibilidades del mismo pueden llegar a repercutir en la identificación de los componentes más sensibles del equipo, logrando aportar finalmente indicadores importantes para las diferentes condiciones de operación del mismo y donde se debe intensificar en mejor manera (frecuencia, repuestos, estudios previos, etc) las rutinas de mantenimiento preventivo de dichos componentes sensibles, para lograr un óptimo desempeño del mismo.

5.1.7. Del análisis de balance exergético del proceso, se puede identificar que el componente más sensible del equipo es el condensador, el cual aporta casi el 50% de la irreversibilidad (perdidas) total del sistema, con lo cual se puede determinar que mejorando las prácticas y rutinas de mantenimiento en este dispositivo, se puede reducir la cantidad de energía disponible total que se desaprovecha en el sistema de refrigeración.

El condensador es un elemento clave en la operación del equipo, pues se puede evidenciar que si se establecen rutinas operacionales claves de mantenimiento en este componente, se puede lograr disminución en las pérdidas exergéticas del sistema, pudiendo aprovechar mayor energía en la climatización del espacio a refrigerar, minimizando la cantidad de energía y trabajo de los demás elementos que aportan al desempeño del equipo.

Un ejemplo de operaciones clave de mantenimiento para este componente, sería establecer la frecuencia de inspección del mismo, por ejemplo cada tres meses (actualmente no se tiene a ciencia cierta claridad con que frecuencia se realiza esta actividad). Esta actividad de inspección, consiste en verificar el estado de los paneles, la limpieza de los mismos utilizando equipo adecuado especial (hidrolavadoras) y agente químico especial para desincrustar (verificando que este agente no afecte químicamente la estructura superficial de los mismos) y cepillos de alambre especiales para lograr un correcto “peine” de los micro tubos de cobre. También es importante revisar con la misma

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

frecuencia el estado de los ventiladores del condensador, pues son los que crean el flujo forzado para extracción del calor en el interior del Condensador. De esta manera se garantiza una adecuada transferencia de calor entre el Refrigerante R134a y el medio ambiente, permitiendo que el refrigerante entre con menos temperatura en la etapa de la válvula de expansión (proceso isotérmico) y en el intercambiador de calor para lograr la temperatura de set point del agua en menor tiempo y menor trabajo.

5.1.8. El otro componente del sistema que presenta mayor sensibilidad por la irreversibilidad que aporta al sistema es la EVX; este dispositivo de expansión, tiene asociada una pérdida de exergía que es prácticamente inmanejable o tratable, debido a que el componente es sellado para manipulación en rutina de mantenimiento, por lo que se puede concluir que no hay estrategia de recuperación en este componente del equipo que se pueda aprovechar para el desempeño general del mismo.

5.1.9. Es importante tener claro como administrador/responsable de la operación del equipo, que al momento de establecer la temperatura de set point del equipo (temperatura a la cual el equipo opera para mantener la edificación a climatizar), se debe tener un criterio claro y fundamentado en estándares de operación certificados, ya que si se asigna una temperatura de operación errónea o excesiva puede llevar a incremento en el consumo eléctrico del compresor y demás componentes que demanden trabajo eléctrico en el equipo.

5.2 RECOMENDACIÓN

Como recomendación final, el auditor propone a la Organización (de gran tamaño por el número de equipos y sistemas), establecer las auditorías energéticas, como una parte esencial en su gestión de mantenimiento. En los tiempos modernos es importante aportar

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

en la reducción de emisiones y el consumo de energía a nivel mundial. Así mismo, todo parece indicar, que en un futuro las legislaciones ambientales, conllevan a la verificación del consumo energético y que mejor manera de ir adelantándose a las políticas de consumo y eficiencia energética. Esto solo se logra, capacitando a personal interno idóneo en la ejecución de estas estrategias de verificación de la eficiencia de sus equipos y/o sistemas y estableciendo un equipo especializado y enfocado solo en estas actividades de auditoría energética.

5.3. TRABAJO FUTURO

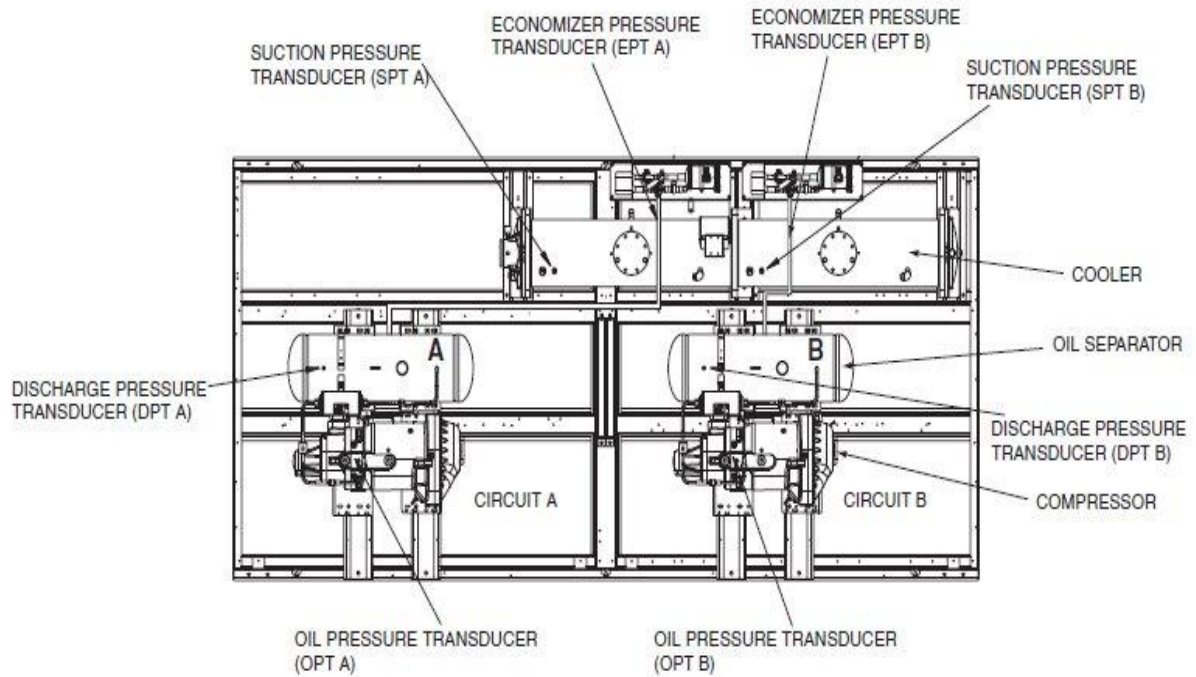
El óptimo desempeño y eficiente uso energético del Chiller en su circuito A, evidenciado en la presente Auditoría, solo marca el camino y el compromiso, para el Coordinador de mantenimiento del Hospital San Vicente Fundación, de llevar a cabo lo más pronto posible la reparación del circuito B, de acuerdo a la propuesta de reparación presentada en el Anexo 2. Posterior a esta reparación, sería importante realizar la auditoría energética, con la misma metodología empleada en esta investigación, al circuito B.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

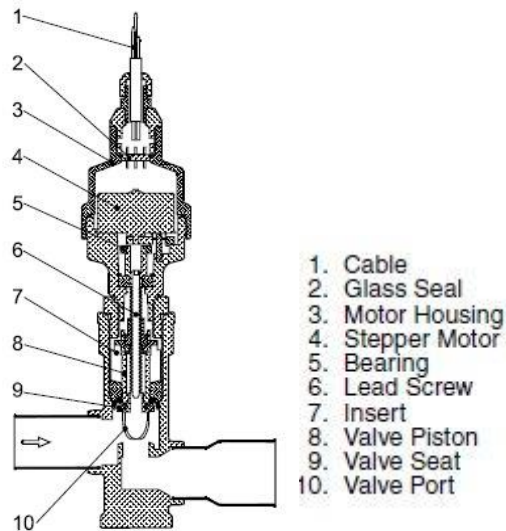
6. REFERENCIAS

- Armas, J. C., Lapido, M. J., & Castellan, J. A. (2006). Análisis exergético de un sistema de climatización centralizado por agua helada. *Energéticas*, 36, 35-40.
- Balaras, C. A., Dascalaki, E., & Gaglia, A. (2007). HVAC and indoor thermal conditions in hospital operating rooms. *Energy and Buildings*, 39(4), 454-470.
- Building and construction authority. (2013). *Code on periodic energy audit of building cooling system* (1ra edición ed.). Singapur: BCA.
- Carrier. (2008). *Product Data Air-Cooled Liquid Chillers*. Carrier.
- Carrier. (2009). *Controls, Start-Up, Operation, Service and Troubleshooting 30XA/XQ. Air-Cooled Liquid Chiller*. Carrier.
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). *Termodinámica* (8va ed. ed.). Mexico: McGraw Hill.
- Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de calor y masa - Fundamentos y aplicaciones*. Mexico: McGraw Hill.
- GOIC. (2013). *The Energy Efficiency Guidebook for industries*. Qatar: GOIC. Obtenido de <https://www.goic.org.qa/documents/Energy%20Guide%20Book-2013.pdf>
- ISO. (2011). *ISO50001 Energy Management systems - Requeriments with guidance for use*. International Organization for Standardization.
- ISO. (2014). *ISO50002 Energy audits -- Requirements with guidance for use*. International Organization for Standardization.
- Tiessen, A. (2017). *Chapter 14: Chiller Evaluation protocol*. Golden, Colorado: National Renewable Energy Laboratory (NREL).

7. APÉNDICES

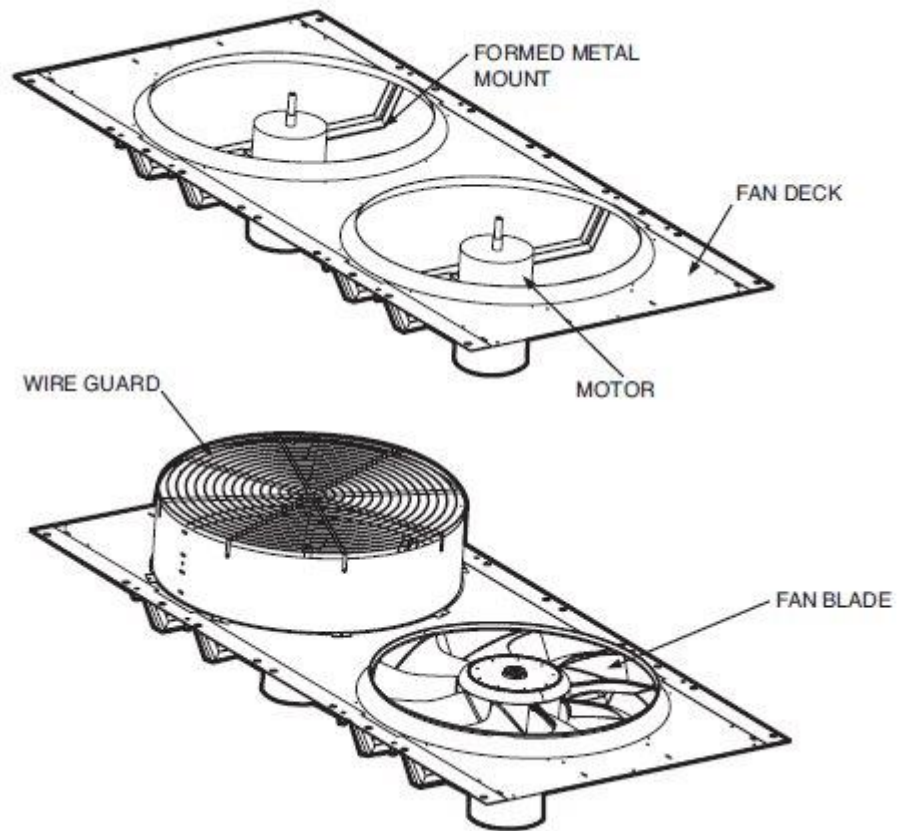


Apéndice A. Vista área de Chiller Carrier AquaForce 80 TR Pediatría Hospital San Vicente Fundación.



Apéndice B. Perfil de la EVX de Chiller Carrier AquaForce.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Apéndice C. Perfil de Ventiladores axiales del condensador. Dos por cada unidad de condensador. El AquaForce de 80 TR, tiene tres condensadores.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Table 2 — ComfortLink™ Navigator™ Display Menu Structure

MODE										
RUN STATUS	SERVICE TEST	TEMPERATURES	PRESSURES	SET POINTS	INPUTS	OUTPUTS	CONFIGURATION	TIME CLOCK	OPERATING MODES	ALARMS
Auto Display (VIEW)	Manual Test Mode (TEST)	Unit Temperatures (UNIT)	Circuit A Pressures (PRC.A)	Cooling Setpoints (COOL)	General Inputs (GEN.I)	Circuit A Outputs (CIR.A)	Display Configuration (DISP)	Time of Day (TIME)	Operating Control Type (SLCT)	Reset Current Alarms (R.ALM)
Machine Starts/Hours (RUN)	Quick Test Mode (QUIC)	Circuit A Temperatures (CIR.A)	Circuit B Pressures (PRC.B)	Heating Setpoints (HEAT)		Circuit B Outputs (CIR.B)	Unit Configuration (UNIT)	Day, Date (DATE)	Operating Modes (MODE)	Current Alarms (ALRM)
Compressor Run Hours (HOUR)		Circuit B Temperatures (CIR.B)	Circuit C Pressures (PRC.C)	Misc. Setpoints (MISC)		Circuit C Outputs (CIR.C)	Service Configurations (SERV)	Schedule 1 (SCH1)		Alarm History (H.ALM)
Compressor Starts (STRT)		Circuit C Temperatures (CIR.C)				General Outputs (GEN.O)	Options Configuration (OPTN)	Schedule 2 (SCH2)		
Fan Run Hours (FAN)							Reset, Demand Limit, Master/Slave (RSET)	Holidays (HOL1)		
Compressor Disable (CP.UN)								Service Maintenance Configuration (MCFG)		
Predictive Maintenance (MAIN)										
Software Versions (VERS)										

Apéndice D. Árbol de Navegación Principal del Navigator Carrier.

APPENDIX B — NAVIGATOR™ DISPLAY TABLES (cont)

MODE — PRESSURE

ITEM	EXPANSION	UNITS	RANGE	COMMENT	WRITE STATUS	CCN TABLE
PRC.A → DPA	CIRCUIT A PRESSURES Discharge Pressure Cir A	XXX.X (psig/kPa)				CIRCA_AN
→ SPA	Suction Pressure Circ A	XXX.X (psig/kPa)				CIRCA_AN
→ OPA	Oil Pressure Circ A	XXX.X (psig/kPa)				CIRCA_AN
→ DOPA	Oil Pressure Diff A	XXX.X (psig/kPa)				CIRCA_AN
→ ECPA	Economizer Pressure A	XXX.X (psig/kPa)				CIRCA_AN
PRC.B → DP.B	CIRCUIT B PRESSURES Discharge Pressure Cir B	XXX.X (psig/kPa)				CIRCB_AN
→ SP.B	Suction Pressure Circ B	XXX.X (psig/kPa)				CIRCB_AN
→ OP.B	Oil Pressure Circ B	XXX.X (psig/kPa)				CIRCB_AN
→ DOP.B	Oil Pressure Diff B	XXX.X (psig/kPa)				CIRCB_AN
→ ECP.B	Economizer Pressure B	XXX.X (psig/kPa)				CIRCB_AN
PRC.C → DP.C	CIRCUIT A PRESSURES Discharge Pressure Cir C	XXX.X (psig/kPa)				CIRCC_AN
→ SP.C	Suction Pressure Circ C	XXX.X (psig/kPa)				CIRCC_AN
→ OP.C	Oil Pressure Circ C	XXX.X (psig/kPa)				CIRCC_AN
→ DOP.C	Oil Pressure Diff C	XXX.X (psig/kPa)				CIRCC_AN
→ ECP.C	Economizer Pressure C	XXX.X (psig/kPa)				CIRCC_AN

Apéndice E. Árbol de Navegación en modo presión del Navigator Carrier.

APPENDIX B — NAVIGATOR™ DISPLAY TABLES (cont)

MODE — TEMPERATURE

ITEM	EXPANSION	UNITS	RANGE	COMMENT	WRITE STATUS	CCN TABLE	CCN POINT
UNIT	UNIT TEMPERATURES						
→ CEWT	Cooler Entering Fluid	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)			STATEGEN	COOL_EWT
→ CLWT	Cooler Leaving Fluid	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)			STATEGEN	COOL_LWT
→ CDLT	Condenser Entering Fluid	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)	Not supported.			COND_LWT
→ CDET	Condenser Leaving Fluid	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)	Not supported.			COND_EWT
→ OAT	Outside Air Temperature	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)			GENUNIT	OAT
→ CHWS	Lead/Lag Leaving Fluid	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)			STATEGEN	CHWS
→ SPT	Optional Space Temp	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)			STATEGEN	SPACETMP
→ THHR	Cooler Heater Temp	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)	Not supported.			TH_HEATER
→ THR.C	Cooler Heat Temp Cir C	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)	Not supported.			T_HEAT_C
CIR.A	CIRCUIT A TEMPERATURES						
→ SCT.A	Sat Cond Temp Circ A	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)			CIRCA_AN	SCT_A
→ SST.A	Sat Suction Temp Circ A	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)			CIRCA_AN	SST_A
→ DGT.A	Discharge Gas Temp Cir A	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)			CIRCA_AN	DGT_A
→ SGT.A	Suction Gas Temp Circ A	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)			CIRCA_AN	SUCT_T_A
→ SUP.A	Superheat Temp Circ A	XXX.X (ΔF/ΔC)	-40-245 F (-40-118 C)			EXV_CTRL	SH_A
→ ECT.A	Economizer Gas Temp A	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)			CIRCA_AN	ECO_TP_A
→ ESH.A	Economizer Superheat A	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)			EXV_CTRL	eco_sha
→ CTP.A	Motor Temperature Cir A	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)			CIRCA_AN	CP_TMP_A
CIR.B	CIRCUIT B TEMPERATURES						
→ SCT.B	Sat Cond Temp Circ B	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)			CIRCB_AN	SCT_B
→ SST.B	Sat Suction Temp Circ B	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)			CIRCB_AN	SST_B
→ DGT.B	Discharge Gas Temp Cir B	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)			CIRCB_AN	DGT_B
→ SGT.B	Suction Gas Temp Circ B	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)			CIRCB_AN	SUCT_T_B
→ SUP.B	Superheat Temp Circ B	XXX.X (ΔF/ΔC)	-40-245 F (-40-118 C)			EXV_CTRL	SH_B
→ ECT.B	Economizer Gas Temp B	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)			CIRCB_AN	ECO_TP_B
→ ESH.B	Economizer Superheat B	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)			EXV_CTRL	eco_shb
→ CTP.B	Motor Temperature Cir B	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)			CIRCB_AN	CP_TMP_B
CIR.C	CIRCUIT C TEMPERATURES						
→ SCT.C	Sat Cond Temp Circ C	XXX.X (deg F/deg C)	-45-245 F (-43-118 C)			CIRCC_AN	SCT_C
→ SST.C	Sat Suction Temp Circ C	XXX.X (deg F/deg C)	-45-245 F (-43-118 C)			CIRCC_AN	SST_C
→ DGT.C	Discharge Gas Temp Cir C	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)			CIRCC_AN	DGT_C
→ SGT.C	Suction Gas Temp Circ C	XXX.X (deg F/deg C)	-45-245 F (-43-118 C)			CIRCC_AN	SUCT_T_C
→ SUP.C	Superheat Temp Circ C	XXX.X (ΔF/ΔC)	-45-245 F (-43-118 C)			EXV_CTRL	SH_C
→ ECT.C	Economizer Gas Temp C	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)			CIRCC_AN	ECO_TP_C
→ ESH.C	Economizer Superheat C	XXX.X (deg F/deg C)	-40-245 F (-40-118 C)			EXV_CTRL	eco_shc
→ CTP.C	Motor Temperature Cir C	XXX.X (deg F/deg C)	-45-245 F (-43-118 C)			CIRCC_AN	CP_TMP_C

Apéndice F. Árbol de Navegación en modo Temperatura del Navigator Carrier.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

APPENDIX B — NAVIGATOR™ DISPLAY TABLES (cont)

MODE — OUTPUTS

ITEM	EXPANSION	UNITS	RANGE	COMMENT	WRITE STATUS	CCN TABLE	CCN POINT
CIR.A	CIRCUIT A OUTPUTS						
→ CP.A	Compressor A Relay		OFF/ON			CIRCA.D	CP_A
→ HT.A	Oil Heater Circuit A		OFF/ON			CIRCA.D	OIL_HT_A
→ SL1.A	Slide Valve 1 Cir A		OFF/ON			CIRCA.D	SLID1_A
→ SL2.A	Slide Valve 2 Cir A		OFF/ON			CIRCA.D	SLID2_A
→ OLS.A	Oil Solenoid Cir A		OFF/ON			CIRCA.D	OIL_SL_A
→ HGB.A	Hot Gas Bypass Cir A		OFF/ON			CIRCA.D	
→ FAN.A	Circuit A Fan Stages	X	0-6			CIRCA.D	FAN_ST_A
→ SPD.A	Circ A Varifan Position	XXX (%)	0-100			CIRCA.AN	hd_pos_a
→ EXV.A	Circuit A EXV % Open	XXX (%)	0-100			CIRCA.AN	EXV_A
→ ECO.A	Circ A EXV ECO % Open	XXX (%)	0-100			CIRCA.AN	EXV_EC_A
→ DGT.A	DGT Cool Solenoid A		OFF/ON			CIRCA.D	dgt_gascool_a
CIR.B	CIRCUIT B OUTPUTS						
→ CP.B	Compressor B Relay		OFF/ON			CIRCB.D	CP_B
→ HT.B	Oil Heater Circuit B		OFF/ON			CIRCB.D	OIL_HT_B
→ SL1.B	Slide Valve 1 Cir B		OFF/ON			CIRCB.D	SLID1_B
→ SL2.B	Slide Valve 2 Cir B		OFF/ON			CIRCB.D	SLID2_B
→ OLS.B	Oil Solenoid Cir B		OFF/ON			CIRCB.D	OIL_SL_B
→ HGB.B	Hot Gas Bypass Cir B		OFF/ON			CIRCB.D	
→ FAN.B	Circuit B Fan Stages	X	0-6			CIRCB.D	FAN_ST_B
→ SPD.B	Circ B Varifan Position	XXX (%)	0-100			CIRCB.AN	hd_pos_b
→ EXV.B	Circuit B EXV % Open	XXX (%)	0-100			CIRCB.AN	EXV_B
→ ECO.B	Circ B EXV ECO % Open	XXX (%)	0-100			CIRCB.AN	EXV_EC_B
→ DGT.B	DGT Cool Solenoid B		OFF/ON			CIRCB.D	dgt_gascool_b
CIR.C	CIRCUIT C OUTPUTS						
→ CP.C	Compressor C Relay	OFF/ON				CIRCC.D	CP_C
→ HT.C	Oil Heater Circuit C	OFF/ON				CIRCC.D	OIL_HT_C
→ SL1.C	Slide Valve 1 Cir C		OFF/ON			CIRCC.D	SLID1_C
→ SL2.C	Slide Valve 2 Cir C		OFF/ON			CIRCC.D	SLID2_C
→ OLS.C	Oil Solenoid Cir C		OFF/ON			CIRCC.D	OIL_SL_C
→ HGB.C	Hot Gas Bypass Cir C		OFF/ON			CIRCC.D	
→ FAN.C	Circuit C Fan Stages	X	0-6			CIRCC.D	FAN_ST_C
→ SPD.C	Circ C Varifan Position	XXX (%)	0-100			CIRCC.AN	hd_pos_c
→ EXV.C	Circuit C EXV % Open	XXX (%)	0-100			CIRCC.AN	EXV_C
→ ECO.C	Circ C EXV ECO % Open	XXX (%)	0-100			CIRCC.AN	EXV_EC_C
→ DGT.C	DGT Cool Solenoid C		OFF/ON			CIRCC.D	dgt_gascool_c
GEN.O	GENERAL OUTPUTS						
→ PMP.1	Water Exchanger Pump 1		OFF/ON		forcible	STATEGEN	CPUMP_1
→ PMP.2	Water Exchanger Pump 2		OFF/ON		forcible	STATEGEN	CPUMP_2
→ PMP.3	Condenser Pump 1		OFF/ON			STATEGEN	HPUMP_1
→ CO.HT	Cooler Heater Output		OFF/ON			STATEGEN	COOLHEAT
→ BVL.A	Ball Valve Position A		OPEN/CLOSE			CIRCA.D	ref_iso_a
→ BVL.B	Ball Valve Position B		OPEN/CLOSE			CIRCB.D	ref_iso_b
→ BVL.C	Ball Valve Position C		OPEN/CLOSE			CIRCC.D	ref_iso_c
→ CN.HT	Condenser Heat Output		OFF/ON	Not supported.		RECLAIM	cond_htr
→ REDY	Chiller Ready Status		OFF/ON			STATEGEN	READY
→ RUN	Chiller Running Status		OFF/ON			STATEGEN	RUNNING
→ SHUT	Customer Shutdown Stat		OFF/ON			STATEGEN	SHUTDOWN
→ CATO	Chiller Capacity 0-10 v	XX.X	0-10			STATEGEN	CAPT_010
→ ALRM	Alarm Relay		OFF/ON			STATEGEN	ALARM
→ ALRT	Alert Relay		OFF/ON			STATEGEN	ALERT

Apéndice G. Árbol de Navegación en modo Salidas del sistema del Navigator Carrier.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

8. ANEXOS


CARVEL®
¡Mejor Calidad de Aire!
 Aire Acondicionado . Ventilación
 Refrigeración . Filtración

Santiago de Cali, Enero 16 de 2015


TECAM S.A.
 Tecnología ambiental


MC.050.I.2015.MAC
Pág.1

Señores:

SABLE S.A.S.

Atte. Sra. Civia Vargas Alvarez

Asistente Administrativa

comercial@sablesas.com

Tel: (094) 532 2990

C.C. Sr. Jhonny Buitrago

Rionegro Antioquia

REFERENCIA:

EQUIPO ENFRIADOR DE AGUA

MARCA CARRIER MODELO 30XAA0804T SERIE: 0709008

HOSPITAL SAN VICENTE DE PAUL

Diseñamos Sistemas Ecológicos Sostenibles Para Ambientes Saludables

Estimados Señores,

Nos permitimos informar sobre los trabajos realizados y las recomendaciones adicionales requeridas para normalizar la totalidad del Equipo Enfriador de Agua Carrier indicado en la referencia el cual acondiciona las instalaciones del Hospital San Vicente de Paul de la ciudad de Medellín.

1. TRABAJOS REALIZADOS:

- Servicio técnico para la ejecución de las actividades descritas a continuación:
 - ✓ Revisión e inspección general de la tarjeta principal MBB y posterior configuración de la misma.
 - ✓ Instalación de la tarjeta principal MBB, pruebas y ajustes.
- Durante las pruebas de arranque y puesta en operación del equipo, realizadas el día viernes 09 de Enero de 2015 se identificó que el termistor sensor de entrada de agua fría se encontraba descalibrado.

Teniendo en cuenta lo anterior y con el objetivo de dar en operación el equipo dada su criticidad se procedió a realizar ajustes técnicos para darlo en operación de manera provisional hasta el día martes 13 de Enero de 2015, día en el cual se reemplazo dicho componente.

2. RECOMENDACIONES ADICIONALES:

Posterior a la instalación del termistor se procedió a verificar la operación del equipo, procedimiento en el cual se identificó que el circuito A presenta baja carga de refrigerante, situación generada por posibles fugas en los componentes del sistema de refrigeración, razón por la cual recomendamos realizar los procedimientos de presurización, identificación y corrección de las fugas descritos a continuación:

- Gases como oxígeno, acetileno y nitrógeno para realizar pruebas de presión y corrección de fugas.
- Pruebas de presurización del circuito de refrigeración.
- Corrección de las fugas existentes.
- Presurizar nuevamente el circuito de refrigeración para verificar que las fugas fueron corregidas.
- Cambio del filtro secador tipo piedra.

Anexo A. Propuesta Reparación de fugas en Condensador de Chiller, en 2015.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

CARVEL®
¡Mejor Calidad de Aire!
 Aire Acondicionado . Ventilación
 Refrigeración . Filtración

Santiago de Cali, Enero 16 de 2015



MC.050.I.2015.MAC
 Pág.2

- Deshidratación y alto vacío del circuito de refrigeración.
- Suministro y carga completa de refrigerante R134A, son apropiadamente 100 libras.
- Suministro y carga de aceite SW220, se requieren aproximadamente 5 galones.
- Suministro e instalación de un (1) filtro externo de aceite original Carrier referencia 00PP000012.
- Suministro e instalación de un (1) transductor de baja original Carrier referencia 00PPG0000121.
- Verificar todas las condiciones de operación del sistema y realizar los ajustes necesarios.
- Servicio técnico de mano de obra especializada para realizar cada uno de los procedimientos necesarios, pruebas y ajustes finales.

VALOR DEL SERVICIO: \$ 7.900.000 + IVA

PLAZO DE ENTREGA: Cuatro (4) días después de recibida su autorización escrita u orden de compra, acordada la fecha de inicio de los trabajos y pago del servicio.

FORMA DE PAGO: Contado.

3. NOTAS:

Es importante tener en cuenta que durante el servicio realizado por CARVEL S.A. no se realizo ninguna intervención al circuito de refrigeración del Equipo y por tanto se exime de garantía los daños ocasionados en componentes principales tales como: Compresores, Evaporadores y Elementos de Control y Protección.

Igualmente es importante tener presente que el equipo se encontraba fuera de operación como consecuencia de la desprogramación de su tarjeta principal y por tanto no era posible identificar daños y/o alarmas asociadas a la operación de los circuitos del equipo.

Agradecemos la confianza depositada en nuestra empresa y estamos atentos a suministrar la información adicional que considere necesaria.

Cordialmente,

MARIA ALEJANDRA CARDENAS M.
 Jefe Servicios Correctivos

Anexo A1. Continuación, Propuesta Reparación de fugas en Condensador de Chiller, en 2015.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

COT M-2800

Medellín 09 de marzo de 2018

Carlos Dario Isaza
 Jefe de equipos de apoyo
 Servicios compartidos
 San Vicente Fundación
cdiz@sanvicentefundacion.com

Asunto: Suministro e instalación de repuestos para el CHILLER INFANTIL

Para FRIO AIRE S.A.S. es poner a su disposición los precios para el suministro e instalación de repuestos necesarios para el correcto funcionamiento del CHILLER según revisión y diagnóstico por parte de Frio Aire.

Si tiene alguna inquietud o comentario respecto a nuestra propuesta no dude comunicarse con nosotros, escribiéndonos a nuestro correo francisco.restrepo@frioaire.com.co o comunicándose con nosotros al 318 359 9708, estaremos atentos a cualquier duda que resulte durante el estudio de esta propuesta.

Cotización:

Ítem	Descripción	Unidad	Cant	Valor Unitario	Subtotal
1	Válvula de Expansión EF05BD332EXV, MAIN	UND	1	\$ 1.839.600	\$ 1.839.600
2	Paneles condensadores 30RB660054 MCHX COIL KIT	UND	2	\$ 6.759.680	\$ 13.519.360
3	THERMISTOR, T1, T2 (COOLER EWT, LWT) REF: 30RB660036	UND	2	\$ 110.250	\$ 220.500
4	THERMISTOR, T3 (LOC. BEHIND CONTROL BOX) REF: 30RB660036	UND	2	\$ 110.250	\$ 220.500
5	THERMISTOR, T4 (SGTA)(TOP OF COMPR) REF: 30RB660036	UND	2	\$ 110.250	\$ 220.500
6	THERMISTOR, T5 (ECTA) (PIPING BY ECON) REF: 30RB660036	UND	2	\$ 110.250	\$ 220.500
7	THERMISTOR, T6 (DUAL CHILLER, FIFTH PIPING) REF: 30RB660036	UND	2	\$ 110.250	\$ 220.500
8	THERMISTOR, T7 (SGTB) (TOP OF COMPR) REF: 30RB660036	UND	2	\$ 110.250	\$ 220.500
9	THERMISTOR, T8 (ECTB)(PIPING BY ECON) REF: 30RB660036	UND	2	\$ 110.250	\$ 220.500
10	Aceite para compresor P903-2305	Galón	5	\$ 362.500	\$ 1.811.250
11	Filtro de piedra	UND	2	\$ 147.000	\$ 294.000
12	Test Kit de acidez	UND	1	\$ 252.000	\$ 252.000
13	Nitrógeno	UND	2	\$ 147.000	\$ 294.000
14	Acetileno y Oxígeno	UNF	1	\$ 278.000	\$ 278.000
15	Deshidratación con vacío	GL	GL	\$ 220.000	\$ 220.000
16	Refrigerante R- 134 A	Libras	120	\$ 11.000	\$ 1.320.000
17	Accesorios de cobre y soldadura	GL	GL	\$ 120.000	\$ 120.000
18	Mano de Obra	Días	5	\$ 338.000	\$ 1.694.400
	Subtotal				\$ 23.186.110
	IVA 19%				\$ 4.405.360
	Total				\$ 27.591.470

Cordialmente;



Francisco Restrepo
 Director de Servicios
 Tel: +57 4 4111670 Opción: 4
 Celular: 3183599708
 Cll 33a # 71a - 101 (Medellín, Colombia)
www.frioaire.com.co

Anexo 2. Propuesta Reparación de fugas en Condensador de Chiller, en 2018.

