

**REPÚBLICA DE CUBA.
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR.
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS.
FACULTAD DE INGENIERÍA**



Trabajo de Diploma

TÍTULO:

MODELADO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACION CENTRALIZADO
DEL “HOTEL LA UNIÓN”.

AUTOR:

Addys Torres Díaz.

TUTORES:

MsC. Yarelis Valdivia Nodal.

MsC. Boris Gabriel Vega Lara.

“Año 56 de la Revolución”

2013-2014

UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS.

Declaración de autoría.

Hago constar que el presente trabajo de diploma fue realizado en la Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez” como parte de la culminación de los estudios de la carrera de Ingeniería en Mecánica, autorizado a que el mismo sea utilizado por la Institución, para los fines que estime conveniente tanto de forma parcial como total y que además no podrá ser presentado en eventos, ni publicados sin autorización de la universidad.

Firma del autor

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido realizado según el acuerdo de la dirección de nuestro centro y el mismo cumple con los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura referido a la temática señalada.

Firma del Responsable de
Información Científico-
Técnica.

Vise Decano.

Nombre y Apellidos. Firma

Firma del tutor.

Sistema de Documentación
y Proyecto.

Nombre y Apellidos. Firma

Pensamiento

“Se alcanza el éxito convirtiendo cada paso en una meta y cada meta en un paso”.

C. C. Cortés.

Dedicatoria

Dedico esta tesis a:

*Mis padres Mercedes y Addys,
por la educación que me han dado,
por todo su amor, esfuerzo y comprensión.*

*A mi hermano Yosvany,
por contribuir a mi formación profesional.*

*A mis abuelos,
por su apoyo incondicional
cada minuto de mi vida.*

Agradecimientos

Al concluir este trabajo de tesis deseo agradecer a cada persona que me brindó su apoyo y comprensión incondicional a lo largo de dicha investigación:

Primeramente quiero agradecer a dios por este momento tan importante de mi vida, a mis tutores Yarelis Valdivia Nodal y Boris Gabriel Vega Lara por hacer posible el desarrollo del presente trabajo, por su valiosa ayuda, recomendaciones y consejos siempre oportunos, por todo el tiempo de trabajo, dedicación, esfuerzo y esmero para la culminación de este trabajo, por lo cual me siento en deudas con ambos.

Debo agradecer a todos aquellos profesores que estuvieron de una forma u otra presente en mi formación.

A mis compañeros de estudio a lo largo de estos cinco años.

A mi familia en especial a mis padres Mercedes Díaz y Addys Torres que sientan la misma satisfacción y alegría que siento yo al realizar este trabajo, por todo el apoyo que me han dado a lo largo de mi formación, a mi hermano Yosvany Moreno que siempre ha estado sembrando esa semilla de que si se puede.

A mis tíos Lucila Torres y Osmel Díaz por su apoyo incondicional a cada segundo a lo largo de mi carrera.

A mis abuelos Rosalía Delgado y Addys Torres que hoy en día no están presentes, pero siempre estarán sus consejos de aliento, de instrucción y guía a lo largo mi formación, pero donde quieran que estén les puedo decir que lo logré, “al fin”.

A mis abuelos Caridad García y Guillermo Díaz por su contribución, apoyo, comprensión en los momentos más importantes.

A todos muchísimas gracias.

Resumen

RESUMEN

En el presente trabajo se desarrolla el modelado de un sistema de climatización centralizado por agua helada, aplicado a un caso de estudio en una instalación hotelera. Se realiza una búsqueda bibliográfica de los modelos matemáticos que permiten evaluar el consumo de potencia y el coeficiente de desempeño (COP) del sistema. Para este estudio se consideraron los modelos empíricos, de fácil determinación y que no están basados en principios físicos, y los modelos caja gris, los cuales se fundamentan en leyes físicas y de la termodinámica.

Se consideraron en este estudio: el modelo simple lineal de regresión de tres parámetros (empírico), por ser el más sencillo y de fácil determinación, y el modelo simplificado Gordon Ng y el DOE-2 (caja gris). La selección de dichos modelos se realizó a partir de las variables conocidas, las cuales se obtuvieron por datos del fabricante. Para determinar los parámetros desconocidos de los modelos empleados se utilizó el método de los mínimos cuadrados.

Como resultado de este estudio, el modelo simple de regresión lineal de cuatro parámetros logra un mejor ajuste para estimar el COP. Sin embargo el modelo simplificado de Gordon Ng fue el más adecuado para estimar el consumo de potencia ya que con este se obtuvo mejor correlación que con el resto de los modelos utilizados.

Índice

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I	4
RESEÑA DEL MODELADO DE LOS SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN CENTRALIZADOS POR AGUA HELADA.....	4
1.1 Caracterización del sector hotelero cubano.	4
1.2 Sistema de Climatización Centralizado (Chillers).	5
1.3 Características de los chillers.	8
1.4 Tipos de chiller.	9
1.5 Modelo de los chillers.	12
1.5.2 Modelos empíricos de los <i>chillers</i>	18
1.5.3 Modelos de caja gris de los chiller.	20
1.6 Conclusiones del capítulo.....	26
CAPÍTULO II	28
SELECCIÓN DE LOS MODELOS PARA EL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN CENTRALIZADO CASO DE ESTUDIO	28
2.1 Características del sistema de climatización centralizado del Hotel La Unión.	28
2.2 Selección de los modelos a aplicar en el <i>chiller</i> , caso de estudio “Hotel La Unión”.	30
2.2.1 Modelo empírico.	31
2.2.2 Modelos de caja gris para el chiller caso de estudio.....	32
2.3 Métodos de estimación de los parámetros desconocidos de los modelos.	33
2.3.1 Planteamiento del problema de los mínimos cuadrados.	34
2.4 Conclusiones del capítulo.....	36
CAPÍTULO III	38
VALIDACIÓN DE LOS MODELOS EMPLEADOS EN EL CASO DE ESTUDIO	38
3.1 Resultados del modelo simplificado de Gordon-Ng.....	38
3.2 Resultados del modelo empírico lineal de regresión (SL) con sus tres parámetros de regresión.	41
3.3 Resultados del modelo DOE-2 con sus tres parámetros de regresión.....	43
3.4 Conclusiones del capítulo.....	45
CONCLUSIONES GENERALES	46

RECOMENDACIONES	47
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	48
Anexo I.....	53
Anexo II.....	54

NOMENCLATURA UTILIZADA

Término	Significado	Unidad de medida
$\dot{Q}$	Capacidad térmica o Razón de transferencia de calor	kW
E	Potencia eléctrica	kW
AU	Coeficiente global de transferencia de calor	$kW/^{\circ}C$
Rrf	Efecto de refrigeración	kJ/kg
h_t	Entalpía específica del refrigerante en el estado "i"(estado 1: succión del compresor; estado 2: descarga del compresor; estado 3: descarga del condensador o entrada a la válvula de expansión; estado 4: salida de la válvula de expansión o succión del evaporador)	kJ/kg
COP	Coeficiente de desempeño del <i>chiller</i>	-
PLR	Razón de carga parcial	-
T	Temperatura	$^{\circ}C$
$LMTD$	Diferencia de temperatura media logarítmica	$^{\circ}C$
P	Presión del refrigerante saturado en el circuito de refrigeración	kPa
$\dot{m}$	Razón de flujo másico	kg/s
r	Calor específico	$kJ/kg^{\circ}C$
ΔS_T	Producción total de entropía	kW/K
R	Resistencia térmica total a la transferencia de calor	K/kW
N_{cc}	Número de compresores en funcionamiento	-
CR	Razón de compresión	-
n_i	Índice de expansión politrópica reversible	-

V_a	Flujo de aire proporcionado por los ventiladores del condensador que están en funcionamiento	m^3/s
V_{vd}	Desplazamiento volumétrico de cada compresor	m^3/s
v_r	Volumen específico del refrigerante a la entrada del compresor	m^3/kg
v_1'	Volumen específico del refrigerante, en estado de vapor saturado, en el evaporador	m^3/kg
W_{in}	Trabajo isoentrópico de entrada al compresor	kJ/kg
η	Eficiencia	-
ε	Efectividad	-
ρ	Densidad	kg/m^3
$\beta_0 \dots \beta_9$	Parámetros desconocidos	-
$a_0 \dots a_9$	Parámetros desconocidos	-
$c_0 \dots c_9$	Parámetros desconocidos	-
$f_0 \dots f_3$	Parámetros desconocidos	-
λ, θ, e	Parámetros desconocidos	-
y	Salida del sistema real	
$\hat{y}$	Salida predicha por el modelo	
$\varphi_1, \dots \varphi_d$	Variables medidas, o regresores, en teoría de la regresión	
$s. t.$	Sujeto a ...	

Subíndices	
ch	<i>Chiller</i>
$rated$	Valor nominal

<i>cc</i>	Compresor
<i>fic</i>	Valor ficticio
<i>max</i>	Valor máximo
<i>ref</i>	Valor de referencia
<i>cd</i>	Condensador
<i>ev</i>	Evaporador
<i>tot</i>	Total
<i>eqv</i>	Equivalente
<i>leak</i>	Pérdidas de calor, o fugas
<i>w</i>	Agua
<i>a</i>	Aire
<i>r</i>	Refrigerante
<i>chwr</i>	Agua de retorno al <i>chiller</i>
<i>chws</i>	Agua de suministro del <i>chiller</i>
<i>cws</i>	Agua a la entrada del condensador
<i>evsh</i>	Sobrecalentamiento en el evaporador
<i>cdsc</i>	Subenfriamiento en el condensador
<i>cdae</i>	Aire de entrada al condensador
<i>cdal</i>	Aire de salida del condensador
<i>ci</i>	Fluido frío a la entrada del intercambiador de calor
<i>co</i>	Fluido frío a la salida del intercambiador de calor
<i>hi</i>	Fluido caliente a la entrada del intercambiador de calor

ho	Fluido caliente a la salida del intercambiador de calor
rg	Refrigerante en estado de vapor, en el evaporador
rl	Refrigerante líquido en el condensador
$isen$	Isoentrópica
c	Combinación motor-transmisión
v	Volumétrica

Conjuntos específicos	
$\mathbb{R}$	Conjunto de los números reales
$\mathbb{R}^n$	Conjunto de los vectores reales (matrices $n \times 1$)
$\mathbb{R}^{m \times n}$	Conjunto de matrices reales $m \times n$
$\mathbb{S}^n$	Conjunto de matrices simétricas $n \times n$

Introducción

INTRODUCCIÓN

Con la continua elevación del nivel de vida la climatización de edificios se ha convertido en una necesidad para las personas. Los sistemas de climatización centralizada son utilizados en grandes instalaciones hoteleras, empresas, hospitales, etc, pues resulta más factible centralizar la distribución de frío a los lugares a climatizar en las instalaciones, que ubicar unidades independientes en cada uno de ellos.

En Cuba, los sistemas de climatización centralizado más utilizados son los llamados “todo agua” y en los últimos tiempos ha habido un incremento de su instalación en el sector de la salud y hotelero. El principio de su funcionamiento se basa en bombear agua helada hacia los locales que se desean climatizar, en los cuales a través de unidades terminales (fan-coil) se logra un intercambio de calor entre los locales a climatizar y el agua fría que circula por los conductos hacia los (fan-coil), disminuyendo la temperatura del aire dentro de la habitación e incrementándose la temperatura del agua, la cual retorna a las unidades enfriadoras para que le sea disminuida su temperatura y posteriormente sea bombeada otra vez a los locales.

Una utilidad importante del modelado de estas unidades, surge mediante la posibilidad de poder estimar su comportamiento energético a partir de algunas de las variables presentes en el funcionamiento de los sistemas de climatización centralizados. Dicha ventaja, en conjunto con la aplicación de algoritmos, ayuda a establecer estrategias de operación que reporten mejoras en la eficiencia energética de estos sistemas. Es de gran interés en esta investigación, la obtención de modelos que permitan conocer el consumo de potencia y el coeficiente de desempeño de las unidades enfriadoras o *chillers*¹.

¹ Este término se utilizará a lo largo de este trabajo para hacer referencia a los sistemas de climatización centralizado.

Problema científico: Por la importancia y el alto consumo energético que representan los sistemas de climatización centralizada en el sector hotelero cubano, se hace necesario la búsqueda de nuevas herramientas para su modelado y estrategias de operación que posibiliten reducir el consumo energético en estos sistemas.

Hipótesis: La obtención de modelos matemáticos para el sistema centralizado por agua helada permite evaluar su consumo de potencia y el desempeño energético.

Objetivo General: Obtener modelos matemáticos, que permita evaluar el consumo de potencia y el coeficiente de desempeño (COP) en el sistema de climatización centralizada por agua helada del Hotel La Unión.

Objetivos Específicos:

1. Caracterizar los sistemas de climatización centralizada utilizados en el sector hotelero cubano.
2. Describir los modelos utilizados para evaluar el consumo de potencia y el coeficiente de desempeño (COP) en sistemas de climatización centralizada por agua helada.
3. Seleccionar los modelos matemáticos de consumo de potencia y de coeficiente de desempeño (COP) adecuados para el caso de estudio.
4. Determinar los parámetros desconocidos de los modelos mediante el método de los mínimos cuadrados utilizando datos reales del fabricante.

Capítulo I

CAPÍTULO I

RESEÑA DEL MODELADO DE LOS SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN CENTRALIZADOS POR AGUA HELADA

En el presente capítulo se describen las partes que conforman un sistema de climatización centralizado por agua helada y las características de cada uno de sus elementos. Del *chiller* se explicará su principio de funcionamiento (el ciclo de compresión de vapor), así como los modelos descritos en la literatura que se emplean para estimar su consumo de potencia y el coeficiente de desempeño energético COP.

1.1 Caracterización del sector hotelero cubano.

El turismo representa uno de los más importantes y dinámicos sectores de la economía cubana, y se prevé un crecimiento sostenido del mismo para los próximos años. El sector hotelero se caracteriza en general por su elevado consumo energético y es así, porque se absolutiza el concepto de que la principal función del hotel es dar el máximo confort a sus clientes y para ello, se necesita energía. Sin embargo, existen oportunidades de reducción de consumos y costos energéticos, sin afectar el nivel, ni la calidad de los servicios prestados, mediante una efectiva gestión energética. (Montelier, 2008).

En Cuba, por sus características de clima tropical, va en aumento el uso de sistemas de climatización centralizados en distintos tipos de edificaciones. Se ha estimado que el 60% del consumo eléctrico en el sector hotelero se debe al área de climatización, mientras que el consumo en equipos de refrigeración representa alrededor de un 14%, el alumbrado un 11%, los ventiladores y bombas un 12% y la producción de agua caliente un 7% aproximadamente. Normalmente, el personal que labora en esta área se basa en su experiencia y en conocimientos empíricos para la operación de estos sistemas, existiendo un enorme potencial

para el incremento de la eficiencia energética de los mismos (Bombino, 2012; DaasYoussefKhalil, 2007).

1.2 Sistema de Climatización Centralizado (Chillers).

Un “chiller” es una máquina de refrigeración cuyo cometido es enfriar un medio líquido, generalmente agua, como medio de enfriamiento en un sistema de climatización centralizada. Los “chillers” pueden ser enfriados por agua, aire o por enfriamiento evaporativo. Los tipos de compresores más empleados en los “chillers” son usualmente del tipo abierto, rotativo, helicoidal, de tornillo, o centrífugo.

Generalmente un sistema de climatización centralizado consiste en tres subsistemas (Wang, 2010):

- Chillers, en un sistema de climatización centralizado cuya función es producir la cantidad adecuada de agua de enfriamiento a la temperatura requerida.
- Sistema de rechazo de calor, cuya función es rechazar el calor del refrigerante para el medio ambiente.
- Sistema distribución agua helada, cuya función es distribuir el agua enfriada a los usuarios terminales.

Su principio de funcionamiento es que:

En un sistema de climatización centralizado, el calor (carga térmica) es llevado por el agua al evaporador donde dicho calor se transfiere al refrigerante. El condensador toma el calor del refrigerante y lo transfiere al agua enfriada.

Un sistema típico de enfriamiento mecánico involucra al menos un compresor (reciprocante, rotatorio-tornillo o centrífugo) y dos intercambiadores de calor (el evaporador y el condensador).

Cuatro tipos de enfriadoras se utilizan normalmente en los sistemas de climatización centralizado: *chillers* reciprocantes, *chillers* de tronillos, *chillers* centrífugos y *chillers* de absorción, donde los tres primeros tipos pertenecen a la categoría de los chillers por compresión de vapor. El potencial de ahorro de energía de los sistemas de climatización centralizados depende de las condiciones de operación, las limitaciones de espacios y las medidas de ahorro de energía que se apliquen en las edificaciones en las cuales se instalarán dichos *chiller*.

Principio de trabajos básicos:

Un chiller por compresión de vapor elimina una cantidad de calor (Q_e) del agua fría e invierte una cantidad de trabajo (W) para entregar una cantidad de calor (Q_c) para el medio ambiente (Wang, 2010).

En el ciclo de presión-entalpía ideal del chiller, hay dos isotérmicas y dos procesos adiabáticos, como se muestra en la figura 1.1. A medida que el refrigerante va a través de la válvula de expansión, la alta presión subenfía el líquido refrigerante y se convierte en una mezcla de líquido-vapor a baja presión y baja temperatura. A su paso por el evaporador este se convierte en vapor sobrecalentado. Entonces en el compresor, la presión y la temperatura del vapor de refrigerante se incrementan. Por último, este vapor de alta temperatura se condensa a una presión alta. Los procesos adiabáticos tienen lugar en la válvula de expansión y en el compresor. Los procesos isotérmicos tienen lugar en el evaporador y el condensador. Los procesos isotermos de este ciclo son también isobáricos puesto que se encuentran a presiones constantes. El refrigerante lleva el calor de un mínimo a un nivel de alta temperatura (Wang, 2010).

El coeficiente de eficiencia energética (COP) de un chiller se define como la relación entre el calor extraído del proceso (Q_e) y el trabajo (W) para lograr esta eliminación de calor.

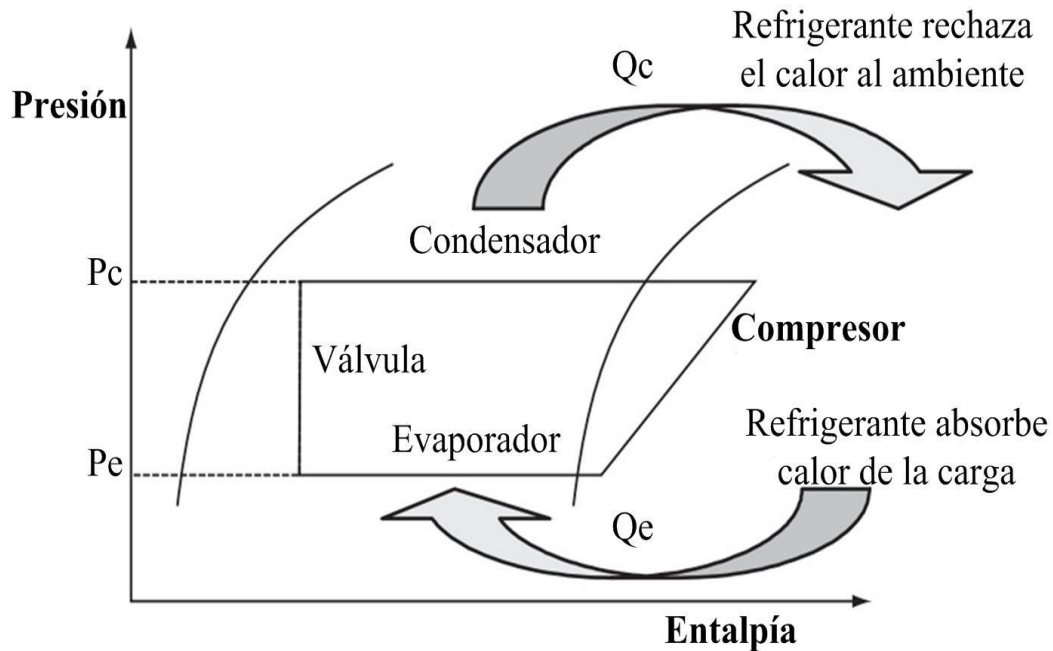


Figura 1.1 Esquema de un ciclo de refrigeración ideal.

Diferentes métodos de rechazo de calor en los chillers:

De acuerdo con las restricciones ambientales actuales en las edificaciones donde se instaurarán dichos equipos, los tres métodos adoptados normalmente por chillers para su rechazo de calor en el condensador:

- Sistema enfriado por agua.
- Sistema enfriado por aire*.
- Sistema enfriado mediante torres de enfriamiento.

*Nuestro trabajo estará centrado en los sistemas de climatización centralizado por aire. A continuación se muestra en la figura 1.2 el esquema de un chiller enfriado por aire.

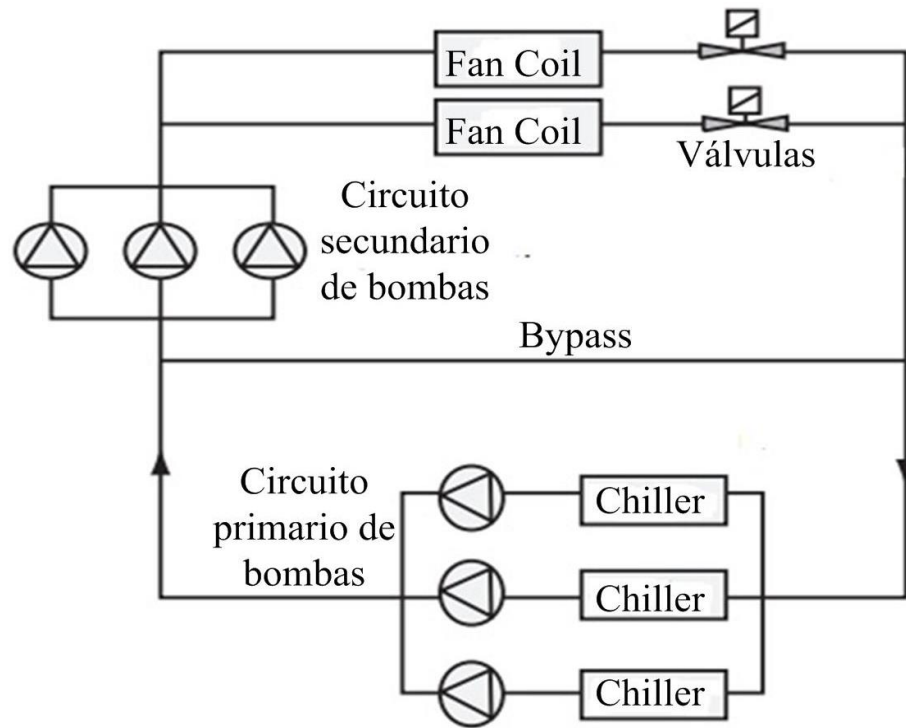


Figura 1.2 Esquema de un chiller enfriado por aire.

1.3 Características de los chillers.

Sistema de climatización centralizada simple, el sistema todo-agua es uno de los más utilizados en Cuba para la climatización de grandes hoteles, conocido también como sistema de agua helada. Este tipo de sistema o ciclo de compresión de calor como se le conoce también, consiste en una unidad central, compuesta por cuatro elementos principales que son: el evaporador, el condensador, el elemento expansivo o válvula de expansión, y el compresor. Dicho ciclo de compresión de vapor, por su empleo casi generalizado en máquinas de refrigeración ha sido tratado por (Bermúdez, 2008; Kreider, 2001; Wang, 2010; Wang,) y muchos otros autores, ver Figura 1.3; a través de cada uno de estos elementos circula una sustancia, que favorece los procesos de transferencia de calor, conocida como refrigerante.

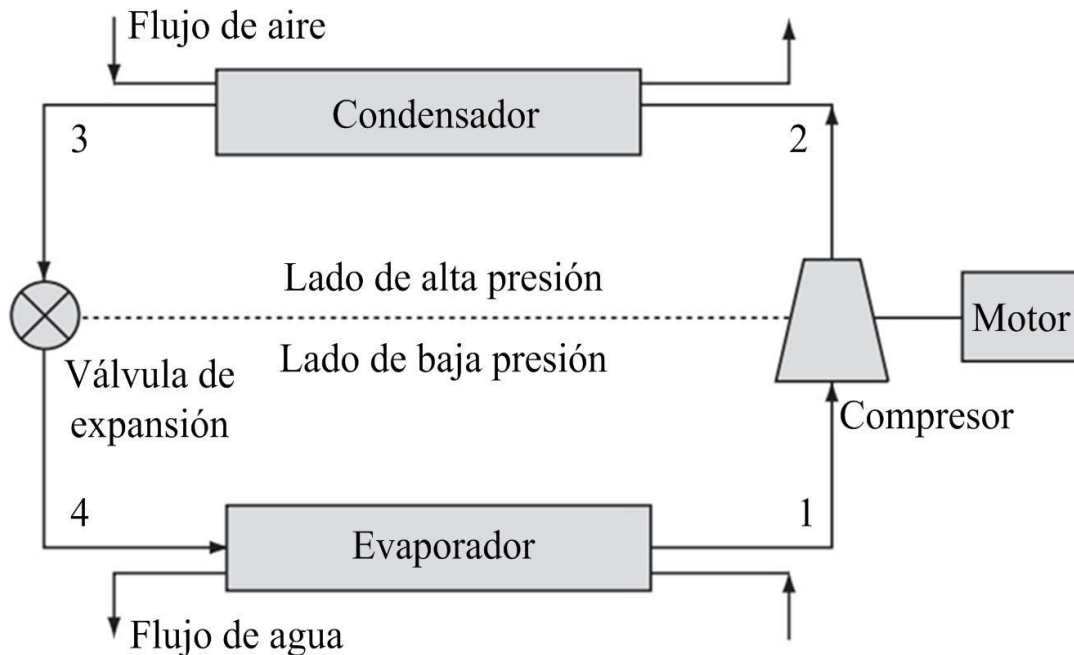


Figura 1.3 Esquema simplificado del ciclo de compresión de vapor y sus cuatro componentes fundamentales.

1.4 Tipos de chiller.

Compresores centrífugos.

Los compresores centrífugos son máquinas de gran capacidad, comprendidas entre 50 y 3000 ton. El mayor uso de este compresor es para enfriar el agua a 7 °C en sistema de acondicionamiento de aire. Este compresor tiene una ventaja que se opera más simple que los otros.

Los compresores centrífugos prefabricados en “chiller” vienen de 100 a 3000 ton. (350 a 10500 kW) de capacidad, y como máquinas sola, viene 8500 ton. (30000 kW).

Compresores de Tornillo.

Los compresores de tornillo son equipos de mayor capacidad usando refrigerante de alta presión, operan con grandes volúmenes de refrigerante con menos partes

en movimiento y son compresores de desplazamiento positivo, tienen la característica de operar con un poco de refrigerante líquido sin dañar sus partes.

Se fabrican compresores de tornillo en tamaño de 50 a 700 ton (175 a 1750 kW) de capacidad y vienen en dos variantes; semihermético y abierto.

Compresores Reciprocantes.

El compresor reciprocante consiste en un émbolo o pistón que se mueve alternativamente en un cilindro que lleva dispuestas válvulas de admisión y escape para permitir que se realice la compresión.

Este compresor tiene la desventaja que no pueden operar con ningún refrigerante líquido en sus cilindros. Se fabrica en tamaños de 100 ton. (350 kW) de capacidad. A veces se ponen múltiples compresores para alcanzar la capacidad de una enfriadora de agua de 200 ton. (700 kW).

Compresor Scroll.

Se puede considerar como la última generación de los compresores rotativos de paletas, en los cuáles éstas últimas han sido sustituidas por un rotor en forma de espiral, excéntrico respecto al árbol motor, que rueda sobre la superficie del estator, que en lugar de ser circular tiene forma de espiral, concéntrica con el árbol motor.

El contacto entre ambas superficies espirales se establece, en el estator, en todas sus generatrices, y en el rotor también en todas sus generatrices. Como se puede comprobar, hay otra diferencia fundamental respecto a los compresores rotativos de paletas, y es la de que la espiral móvil del rotor no gira solidariamente con este último, sino que sólo se traslada con él paralelamente a sí misma.

A continuación se muestra en la Tabla 1.1 rangos de capacidad y eficiencia de los diferentes tipos de *chillers*, que trabajan bajo el ciclo de compresión de vapor,

usados para la climatización de edificaciones. En ella se observan los rangos de capacidad nominal y rango de eficiencia a plena carga.

Tabla 1.1 Rangos de capacidad y eficiencia de los *chillers*, que trabajan bajo el ciclo de compresión de vapor, usados para la climatización de edificaciones.

Tipos de Chiller	Rango de Capacidad Nominal (kW)	Rango de Eficiencia a plena carga* (kW/ton)
Reciprocante	50 a 1750	0.80 a 1.00
De Tornillo	160 a 2350	0.60 a 0.75
Scroll	30 a 200	0.81 a 0.92
Centrífugo	500 a 18000	0.50 a 0.70

*Los valores de eficiencia a plena carga fueron determinados de acuerdo a (ASHRAE, 1995).

La tabla anterior muestra los valores de eficiencia en la operación de los *chillers* a plena carga, o sea, cuando la edificación exige del *chiller* su máxima capacidad de enfriamiento. Sin embargo, la mayor parte del tiempo las unidades enfriadoras trabajan en un régimen de carga parcial (Kreider, 2001), por tanto se puede definir un parámetro, conocido como razón de carga parcial (PLR, por sus siglas en inglés), como la capacidad de enfriamiento del *chiller* a una carga parcial dada, dividida por la capacidad de enfriamiento de esta máquina a plena carga:

$$PLR = \frac{\dot{Q}_{ch}}{\dot{Q}_{ch,max}} ; \quad (1.1)$$

La operación de los *chillers* es más eficiente mientras más pequeño sea el valor del indicador de eficiencia mostrado en la Tabla 1.1. Por otro lado, existe un parámetro que permite evaluar el desempeño energético de un *chiller*, llamado precisamente, coeficiente de desempeño (COP, por sus siglas en inglés), el cual es definido en (Wang, 2010) como la razón entre la cantidad de calor extraído del

agua de retorno al *chiller* y el trabajo requerido para dicha extracción. Esto es, en términos de capacidad de enfriamiento y potencia consumida:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ch}}{E_{ch}} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{cd} - \dot{Q}_{ev}} ; \quad (1.2)$$

Mientras mayor es el valor del COP, más eficiente es la operación del *chiller*. Los valores típicos oscilan en el rango de 2.5 a 7.0.

1.5 Modelo de los chillers.

En la literatura se muestra el modelado de los *chillers* con el objetivo de conocer el consumo de potencia de estas unidades y estimar su coeficiente de desempeño energético en dos variantes principales. Primero, se localizan modelos de *chillers* basados en primeros principios de la termodinámica, donde se les considera como un sistema, de tal manera que se modelan cada uno de sus componentes por separado. Debido a que varios de los modelos utilizados para estimar el desempeño energético de los chillers están basados en relaciones de transferencia de calor. Por otra parte se muestran modelos empíricos y de caja gris de los sistemas de climatización centralizados vistos como un todo, o sea, como un objeto único.

1.5.1 Modelos de los *chillers* por componentes.

En la bibliografía se reporta el uso de modelos de cada uno de los elementos por separado de un *chiller* para estimar posteriormente el COP; por ejemplo, en (Yuand Chan, 2006) es desarrollado el modelo termodinámico de un *chiller* de tornillo, con condensadores enfriados por aire, usando el software de simulación TRANSYS y luego validado utilizando datos de campo y especificaciones del *chiller*.

El enfoque del modelado por componentes de un *chiller*, como su nombre sugiere, considera cada componente en el ciclo de refrigeración (ciclo de compresión de vapor) y aplica balances de masa y energía.

A continuación se resumen algunas de las características generales, así como los métodos y consideraciones que se toman para modelar un *chiller* bajo este enfoque (Sreedharan, 2001).

Compresores: De manera general, dentro del ciclo de compresión de vapor, la compresión es asumida como *politrópica*² y la velocidad del motor se considera constante. La eficiencia volumétrica (la cual es asumida como constante o basada en los datos del fabricante) y las condiciones de entrada son utilizadas para calcular la razón de flujo másico. Alternativamente, una eficiencia *isentrópica*³ es asumida para determinar las condiciones de salida. En una aproximación más simple, los modelos por componentes son obtenidos a partir de curvas ajustadas de manera empírica que proporciona el fabricante. Modelos más complejos incluyen pérdidas de calor y ganancias a través de la cubierta del compresor, eficiencias del motor, y caídas de presión a través de las válvulas de entrada y salida.

Intercambiadores de Calor: En los intercambiadores de calor, el tubo por donde circula el agua puede tener múltiples pasos. Tradicionalmente ha sido usado el método de efectividad o método *NTU* (*Number of Transfer Units*, por sus siglas en inglés). La efectividad es definida como la razón entre la transferencia de calor real y la máxima que podría ocurrir si el área de intercambio de calor es infinita. Sin embargo, este se limita a las regiones de cambio de fase. Una aproximación más precisa asume coeficientes globales de transferencia de calor separados para las regiones de sobrecalentamiento en el evaporador y subenfriamiento en el condensador.

Otra aproximación común es el método *LMTD* (Diferencia de Temperatura Media Logarítmica, por sus siglas en inglés), donde la cantidad de calor transferido se calcula como el producto del *LMTD* el coeficiente de transferencia de calor y el área de intercambio ($\dot{Q} = AU(LMTD)$).

² Los procesos politrópicos son aquellos procesos termodinámicos para gases ideales que cumplen con la ecuación $pv^n = \text{constante}$, donde n es un número dado.

³ El proceso isentrópico; es un proceso que ocurre a entropía constante.

$$LMTD = \frac{(T_{ho}-T_{ci})-(T_{hi}-T_{co})}{\ln\left(\frac{T_{hi}-T_{co}}{T_{ho}-T_{ci}}\right)} ; \quad (1.3)$$

En los intercambiadores de calor a contraflujo, el área de intercambio puede ser dividida en varias regiones de transferencia de calor, luego se determina el coeficiente global de transferencia de calor para cada región. En un intercambiador de casco y tubo estas regiones no están bien definidas.

Matemáticamente, las relaciones entre la cantidad de calor transferido y los coeficientes globales de transferencia de calor son idénticas en el caso de ambos métodos, sin embargo la diferencia aparece en cómo se estiman estos coeficientes. Normalmente el método *NTU* emplea correlaciones de convección para estimar directamente los coeficientes globales de transferencia de calor; por otra parte la estimación es más simple en el método *LMTD*, donde se utilizan las temperaturas del fluido evitando los detalles de la convección.

Por último, en otros casos se utilizan los métodos elementales, donde el intercambiador de calor se divide en elementos discretos más pequeños y se resuelven ecuaciones de masa y energía para cada uno. Esta aproximación es usada raras veces para modelar intercambiadores de calor de casco y tubo.

Válvulas de Expansión: Mientras que los mecanismos de control y la geometría difieren, según el tipo de válvula empleada, el proceso de expansión es modelado, en general, como un proceso *isentálpico*⁴. Los datos del fabricante pueden ser usados en el desarrollo de modelos empíricos para determinar la razón de flujo másico. De manera alternativa, la mecánica de los fluidos puede usarse para relacionar la razón de flujo másico con la caída de presión a través de la válvula.

Resolución de ecuaciones: Para estimar la(s) salida(s) del modelo es necesario resolver las ecuaciones que los describen. En el caso de los modelos estáticos, los cuales consisten en un conjunto de ecuaciones algebraicas, se pueden resolver en un proceso iterativo. Para modelos transientes, que requieren de

⁴ Proceso isentálpico; proceso que ocurre a entalpía constante.

ecuaciones diferenciales, la solución está en aplicar un método de integración numérica (por ejemplo: el método de Euler, el cual es un procedimiento simple de primer orden).

Además, se estudia cómo mejorar la eficiencia de los *chillers* variando la velocidad de los ventiladores del condensador, entonces, en el cálculo del *chiller*, la potencia eléctrica consumida por éste incluye la del compresor y los ventiladores. Se lleva a cabo el modelado de cada elemento del *chiller* (evaporador, compresor y condensador), y con un conjunto de variables de entrada (conocidas) se ejecuta un algoritmo para calcular su desempeño energético.

Las ecuaciones algebraicas utilizadas para determinar las variables de operación del compresor, evaporador y condensador se plantean a continuación.

Evaporador

La capacidad de enfriamiento es expresada a partir de la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{ch} = PLR \dot{Q}_{ch, rated} ; \quad (1.4)$$

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{m}_w C_{pw} (T_{chwr} - T_{chws}) ; \quad (1.5)$$

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{m}_{r, tot} q_{rf} ; \quad (1.6)$$

$$\dot{Q}_{ch} = AU_{ev} LMTD_{ev} ; \quad (1.7)$$

Donde:

$$q_{rf} = h_1 - h_4 ; \quad (1.8)$$

$$AU_{ev} = \frac{1}{c_1 \dot{m}_w^{-0.8} + c_2 \dot{Q}_{ch}^{-0.745} + c_3} ; \quad (1.9)$$

$$LMTD_{ev} = \frac{(T_{chwr} - T_{ev}) - (T_{chws} - T_{ev})}{\ln \left(\frac{T_{chwr} - T_{ev}}{T_{chws} - T_{ev}} \right)} ; \quad (1.10)$$

Dados los valores de capacidad de enfriamiento y temperatura de agua helada de suministro, la temperatura de evaporación se determina a partir de las ecuaciones (1.7) y (1.10). El coeficiente global de transferencia de calor es descrito por la ecuación (1.9), donde c_1 , c_2 y c_3 son parámetros característicos a ser evaluados sobre la base de datos de desempeño del *chiller*.

Compresor

La potencia de entrada real de los compresores en funcionamiento está dada por:

$$E_{cc} = \dot{m}_{r,tot} \frac{W_{in}}{\eta_{isen}\eta_c} ; \quad (1.11)$$

Donde:

$$\dot{m}_r = \frac{V_{vd}\eta_v}{v_r} N_{cc} ; \quad (1.12)$$

$$W_{in} = P_{ev} v_r \frac{ni}{ni-1} (CR^{(ni-1)/ni} - 1) ; \quad (1.13)$$

$$CR = \frac{P_{cd}}{P_{ev}} ; \quad (1.14)$$

$$\frac{1}{v_r} = \frac{1}{v_1'} = -(-0.0007 + 0.0002P_{ev})T_{evsh} ; \quad (1.15)$$

$$\eta_v = 0.925 - 0.009CR ; \quad (1.16)$$

$$\eta_{isen} = 0.01(\alpha_1 T_{cd}^2 + \alpha_2 T_{cd} + \alpha_3 T_{ev}^2 + \alpha_4 T_{ev} + \alpha_5 T_{cd}^2 T_{ev} + \alpha_6 T_{cd} T_{ev} + \alpha_7 \dot{Q}_{ch, rated} \alpha_8) ; (1.17)$$

$$\eta_c = 0.3 + 0.567PLR + 0.133PLR^2 ; \quad (1.18)$$

Mediante las ecuaciones de la (1.11) a (1.18), es posible evaluar los cambios que experimenta la energía del compresor a diferentes cargas de enfriamiento del *chiller* y variaciones en la temperatura de evaporación y condensación.

Las expresiones para determinar las entalpías del refrigerante sobrecalentado a la entrada y salida del compresor, así como la entalpía del refrigerante a la salida del condensador se pueden observar en las ecuaciones siguientes (1.19), (1.20) y (1.21):

$$h_2 = h_1 + \frac{W_{in}}{\eta_{isen}\eta_c} ; \quad (1.19)$$

$$h_1 = h_{1'} + C_{prg}T_{evsh} ; \quad (1.20)$$

$$h_3 = h_{3'} - C_{prl}T_{cdsc} ; \quad (1.21)$$

Condensador

La cantidad de calor extraído en el condensador comprende balances de masa y energía en este elemento y es mostrado en las ecuaciones siguientes (1.22) a la (1.27). Esta constituye la suma de la capacidad de enfriamiento del *chiller* y la energía consumida por el compresor.

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{Q}_{ch} + E_{cc} ; \quad (1.22)$$

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_{r,tot}(h_2 - h_3) ; \quad (1.23)$$

$$\dot{Q}_{cd} = V_a \rho_a C_{pa}(T_{cdal} - T_{cdae}) ; \quad (1.24)$$

$$\dot{Q}_{cd} = AU_{cd}LMTD_{cd} ; \quad (1.25)$$

Donde:

$$AU_{cd} = \frac{1}{c_4 V_a^{-0.5} + c_5 \dot{m}_{r,tot}^{-0.8} + c_6} ; \quad (1.26)$$

$$LMTD_{cd} = \frac{(T_{cd} - T_{cdae}) - (T_{cd} - T_{cdal})}{\ln\left(\frac{T_{cd} - T_{cdae}}{T_{cd} - T_{cdal}}\right)} ; \quad (1.27)$$

El modelo presentado anteriormente permite conocer las ecuaciones que describen el comportamiento de los componentes del *chiller*, pero este presenta

como situación problemática algunas variables y parámetros que son muy difíciles de estimar. La gran mayoría de estos datos pueden ser obtenidos en la etapa de diseño del *chiller* por la amplia información disponible de estos equipos, no ocurre de la misma manera cuando dicho equipo se encuentra en régimen de operación ya que un cambio en las condiciones de trabajo puede generar incertidumbre en la descripción de su comportamiento.

Medios similares a esta se localizan en (Yuand Chan, 2008), donde se estudia el efecto que tiene el control de la temperatura de condensación y el flujo variable de agua en el circuito secundario de un sistema de climatización centralizado sobre el desempeño de un *chiller* centrífugo con condensador enfriado por aire, basado en un modelo termodinámico de sus componentes; y en (Yeunyongkul, Sakulchangsatjatai, 2010) para predecir el de un *chiller* que se rige por el ciclo convencional de compresión de vapor.

Dichos modelos explicados anteriormente son utilizados frecuentemente en la literatura por varios autores como se mostraron, por lo que tienen una buena eficiencia a la hora de estimar el consumo de potencia y el coeficiente de desempeño COP de los *chiller*, producto de que presentan una serie de variables y parámetros de difícil determinación, de los cuales no contamos con muchos de los datos. Para ello a continuación se explicarán otra variedad de modelos denominados empíricos y de caja gris encontrados en la literatura, los cuales son de fácil determinación a la hora de estimar el consumo de potencia y el COP de los cuales contamos en nuestros datos con algunas de las variables. Además algunos de estos modelos también son basados en principios de las leyes de la termodinámica y la transferencia de calor.

1.5.2 Modelos empíricos de los *chillers*.

Un modelo constituye la representación de un objeto real (sistema o proceso); el modelado se puede definir como una actividad cognitiva en la que se conciben modelos que describirán el comportamiento de un dispositivo u objeto en cuestión (Dym, 2004).

En (Hernández, 2013) se realiza una evaluación de seis modelos, empíricos y de caja gris, usados para predecir el desempeño energético de distintos tipos de *chillers*. Entre los modelos empíricos se encuentran:

Modelo de regresión lineal simple (SL)

Este es el modelo empírico más sencillo para predecir el *COP* de los *chillers* (Swider, 2003). Como modelo de caja gris, los tres parámetros en el modelo de regresión son lineales, pero no tienen sentido físico. A continuación se muestra de la siguiente manera:

$$COP = \beta_1 \dot{Q}_{ch} + \beta_2 T_{chwr} + \beta_3 T_{cws} ; \quad (1.28)$$

Modelo de regresión bi-cuadrático (BQ)

El modelo de regresión bi-cuadrático (Yik, and Lam, 1998) incluye solo dos variables independientes, sin embargo cuenta con nueve parámetros de regresión sin relevancia física. Originalmente fue desarrollado para determinar el trabajo de entrada del compresor de un *chiller*, y se aplicó a conjuntos de datos del fabricante de varios tipos de *chillers* obteniendo una buena precisión en la predicción. (Swider, 2003) utilizó el modelo para predecir el rendimiento de los *chillers* con la siguiente forma funcional:

$$\frac{1}{COP} = \beta_0 + \beta_1 \frac{1}{\dot{Q}_{ch}} + \beta_2 \dot{Q}_{ch} + \beta_3 \frac{T_{cws}}{\dot{Q}_{ch}} + \beta_4 \frac{T_{cws}^2}{\dot{Q}_{ch}} + \beta_5 T_{cws} + \beta_6 \dot{Q}_{ch} T_{cws} + \beta_7 T_{cws}^2 + \beta_8 \dot{Q}_{ch} T_{cws}^2 ; \quad (1.29)$$

Modelo de regresión polinomial multivariado

El modelo de regresión polinomial multivariado (Reddy, and Andersen, 2002; Reddy, Niebur, 2003), es similar al modelo de regresión bi-cuadrático, pero usa tres variables independientes y cuenta con diez parámetros de regresión lineal a determinar. A continuación se presenta de la siguiente forma:

$$COP = \beta_0 + \beta_1 \dot{Q}_{ch} + \beta_2 T_{chwr} + \beta_3 T_{cws} + \beta_4 \dot{Q}_{ch}^2 + \beta_5 T_{chwr}^2 + \beta_6 T_{cws}^2 + \beta_7 \dot{Q}_{ch} T_{chwr} + \beta_8 \dot{Q}_{ch} T_{cws} + \beta_9 T_{chwr} T_{cws} ; \quad (1.30)$$

1.5.3 Modelos de caja gris de los chiller.

Modelo universal de Gordon-Ng (GNU)

El modelo universal de Gordon-Ng (Ng, Chua, 1996; Gordon, and Ng, 2000) es simple, está basado en las leyes de la termodinámica y la transferencia de calor. Evaluaciones en (Reddy, and Andersen, 2002; Jiang, and Reddy, 2003) han demostrado que el modelo es muy preciso para un amplio número de *chillers*, de diferentes tipos y tamaños. El modelo de GNU es un modelo de tres parámetros de regresión que se expresa de la siguiente forma:

$$\frac{T_{chwr}}{T_{cws}} \left(1 + \frac{1}{COP}\right) - 1 = \beta_1 \frac{T_{cws}}{\dot{Q}_{ch}} + \beta_2 \frac{T_{cws} - T_{chwr}}{T_{cws} \dot{Q}_{ch}} + \beta_3 \frac{\dot{Q}_{ch}}{T_{cws}} \left(1 + \frac{1}{COP}\right) ; \quad (1.31)$$

Modelo simplificado de Gordon-Ng (GNS)

Este modelo (Gordon, Ng, 1995) incluye tres coeficientes, cada uno representa una propiedad física del *chiller*, que pueden ser determinados mediante regresión lineal. La forma que tiene el modelo es:

$$\frac{1}{COP} = -1 + \frac{T_{cws}}{T_{chws}} + \frac{1}{\dot{Q}_{ch}} \left[-\beta_1 + \beta_2 T_{cws} - \beta_3 \frac{T_{cws}}{T_{chws}} \right] ; \quad (1.32)$$

Obtención del modelo simplificado de Gordon-Ng

Dicho modelo constituye una reducción del modelo universal desarrollado por estos autores. Este último fue desarrollado primeramente en 1994 y fue refinado posteriormente. El modelo universal de Gordon-Ng en su segunda generación está basado en las leyes de la termodinámica y relaciones de transferencia de calor; dando lugar a una ecuación que relaciona el con parámetros medidos comúnmente, que incluyen las temperaturas del agua a la entrada del evaporador y el condensador, así como la capacidad de enfriamiento del chiller.

La construcción del modelo universal comienza con la aplicación de un balance de energía en el ciclo de refrigeración. Este balance incluye las pérdidas o fugas en el evaporador, condensador y compresor:

$$\dot{Q}_{cd} + \dot{Q}_{leak,cd} - \dot{Q}_{ev} - \dot{Q}_{leak} - E_{cc} + \dot{Q}_{leak,cc} = 0 ; \quad (1.33)$$

De la segunda ley se obtiene un balance de entropía en el proceso:

$$\frac{\dot{Q}_{cd} + \dot{Q}_{leak,cd}}{T_{cd}} - \frac{\dot{Q}_{ev} + \dot{Q}_{leak,ev}}{T_{ev}} - \Delta S_T ; \quad (1.34)$$

Donde ΔS_T es la entropía total debido a las pérdidas por fricción (es decir que la compresión y expansión no son isentrópicas).

La transferencia de calor sensible es ignorada en el evaporador y condensador, los cuales son modelados usando el método *NTU* asumiendo una capacidad calorífica infinita para el refrigerante:

$$\dot{Q}_{cd} = (\dot{m}_{cd} C_{pw} \varepsilon_{cd}) * (T_{cd} - T_{cws}) ; \quad (1.35)$$

$$\dot{Q}_{ev} = (\dot{m}_{ev} C_{pw} \varepsilon_{ev}) * (T_{chwr} - T_{ev}) ; \quad (1.36)$$

El es definido como la razón entre la capacidad de enfriamiento del chiller y su potencia eléctrica; las ecuaciones se simplifican al despreciar las pérdidas y la generación de entropía en expresiones donde son cantidades pequeñas comparadas con otros términos. Estas aproximaciones están basadas en mediciones experimentales. La combinación de las ecuaciones presentadas anteriormente resulta en la siguiente ecuación de desempeño del chiller:

$$\frac{T_{chwr}}{T_{cws}} \left(1 + \frac{1}{COP} \right) - 1 = \frac{T_{chwr}}{\dot{Q}_{ch}} \Delta S_T + \dot{Q}_{leak,ev} \frac{(T_{cws} - T_{chwr})}{T_{cws} \dot{Q}_{ch}} + \frac{R \dot{Q}_{ch}}{T_{cws}} \left(1 + \frac{1}{COP} \right) ; \quad (1.37)$$

Los tres parámetros de desempeño son los siguientes:

- a) Producción total de entropía, ΔS_T .

b) Resistencia térmica total a la transferencia de calor,

$$R = \frac{1}{\varepsilon_{cd}\dot{m}_{cd}C_{pw}} + \frac{1}{\varepsilon_{ev}\dot{m}_{ev}C_{pw}}; \quad (1.37a)$$

c) Pérdida de calor equivalente,

$$\dot{Q}_{leak,eqv} = \dot{Q}_{leak,ev} + \frac{\dot{Q}_{leak,cc}T_{chwr}}{T_{cws}T_{chwr}}; \quad (1.37b)$$

Aunque $\dot{Q}_{leak,eqv}$ tiene una dependencia con las temperaturas, los autores exigen que esta dependencia ejerza una pequeña influencia en el COP para operar, de manera correcta, chillers comerciales. Mientras que los otros parámetros también pueden depender levemente de las temperaturas, los autores encontraron que adoptando valores constantes se logran predicciones de desempeño cuyos errores son menores que los efectos de los errores típicos en las mediciones. El modelo es calibrado mediante el ajuste de la función del miembro izquierdo a las variables, x_1 , x_2 y x_3 las cuales se definen como:

$$x_1 = \frac{T_{chwr}}{\dot{Q}_{ch}}, x_2 = \frac{(T_{cws}-T_{chwr})}{T_{cws}\dot{Q}_{ch}}, x_3 = \frac{\dot{Q}_{ch}}{T_{cws}} \left(1 + \frac{1}{COP}\right) \quad (1.37c)$$

Una vez calibrado el modelo, la ecuación puede ser reordenada para calcular el COP la potencia eléctrica explícitamente (Sreedharan, and Haves, 2001). Por otra parte, el modelo simplificado de Gordon-Ng refiere que:

$$\frac{1}{COP} = -1 + \frac{T_{cws}}{T_{chws}} + \frac{1}{\dot{Q}_{ch}} \left(\dot{q}_{cd} + \dot{q}_{ev} \frac{T_{cws}}{T_{chws}} \right) \quad (1.38)$$

Donde $\dot{q}_{cd}$ y $\dot{q}_{ev}$ son las pérdidas de calor internas en el condensador y evaporador respectivamente. Asumiendo que las pérdidas presentes en la válvula de expansión, las que se deben a la fricción del fluido en la tubería y las que provocan una disminución del sobrecalentamiento en el evaporador son pequeñas en comparación a las pérdidas por fugas, entonces las pérdidas de calor internas podrían ser expresadas como:

$$\dot{q}_{cd} = -\beta_1 + \beta_4 T_{cws} ; \quad (1.38a)$$

$$\dot{q}_{ev} = -\beta_3 + \beta_5 T_{chws} ; \quad (1.38b)$$

De esta manera, combinando las ecuaciones (1.38), (1.38a), (1.38b), y definiendo:

$$\beta_2 = \beta_4 + \beta_5 ; \quad (1.39)$$

Modelo simplificado de Lee (LS)

En (Lee, 2004), se desarrolla este modelo basado en las leyes primera y segunda de la termodinámica para la predicción del desempeño de un chiller de tornillo bajo varias condiciones de operación. Presenta una forma similar a la del modelo simplificado de Gordon-Ng, a continuación se presenta el modelo:

$$\frac{1}{COP} = -1 + \frac{T_{cws}}{T_{chwr}} + \frac{1}{\dot{Q}_{ch}} \left[-\beta_1 + \beta_2 T_{cws} - \beta_3 \frac{T_{cws}}{T_{chwr}} \right]; \quad (1.40)$$

Modelo DOE-2

El modelo de un *chiller* centrífugo, con condensadores enfriados por agua, fue formulado en (Hernández, 2013) basado en un modelo de regresión. Este modelo utiliza polinomios de ajuste de curvas para predecir la capacidad de enfriamiento y el coeficiente de desempeño del *chiller*. Dichos polinomios están en función de la temperatura del agua de entrada al condensador, la temperatura del agua a la salida del evaporador y la carga térmica a vencer.

Al modelo anterior se le conoce como modelo DOE-2 (Departamento de Energía, por sus siglas en inglés). Una particularidad de este es que, aunque su estructura polinomial lo identifique como un modelo de caja gris, la predicción de la potencia eléctrica del *chiller* se basa en cantidades físicas obtenidas de las funciones polinomiales. Las funciones se definen como:

$$CAPFT = \alpha_0 + \alpha_1 T_{chws} + \alpha_2 T_{chws}^2 + \alpha_3 T_{cws} + \alpha_4 T_{cws}^2 + \alpha_5 T_{chws} T_{cws} ; \quad (1.41)$$

$$EIRFT = \alpha_0 + \alpha_1 T_{chws} + \alpha_2 T_{chws}^2 + \alpha_3 T_{cws} + \alpha_4 T_{cws}^2 + \alpha_5 T_{chwr} T_{cws} ; \quad (1.42)$$

$$EIRFPLR = f_0 + f_1 PLR + f_2 PLR^2 ; \quad (1.43)$$

La primera curva describe como varía la capacidad de enfriamiento del *chiller* en función de las temperaturas del agua en el evaporador y condensador, en comparación a la capacidad de enfriamiento en condiciones de referencia $\dot{Q}_{ch,ref}$ y son la capacidad de enfriamiento a plena carga y el consumo de potencia eléctrica del *chiller* a valores de temperaturas de referencia. Entonces:

$$CAPFT = \frac{\dot{Q}_{ch}}{\dot{Q}_{ch,ref}} ; \quad (1.44)$$

La segunda curva expresa la variación de la eficiencia de entrada a plena carga, definida como el consumo de potencia en kW por tonelada de refrigeración, en función de las temperaturas del agua. De tal manera que:

$$EIRFT = \frac{E_{ch,max}}{\dot{Q}_{ch}} \frac{\dot{Q}_{ch,ref}}{E_{ch,ref}} ; \quad (1.45)$$

Finalmente, la tercera curva describe como el consumo de potencia varía en condiciones de carga parcial.

$$EIRFPLR = \frac{E_{ch}(PLR)}{E_{ch,max}} ; \quad (1.46)$$

Si $EIRFPLR$ es igual a 1, entonces el *chiller* está operando a plena carga.

Combinando las ecuaciones (1.44), (1.45), (1.46), se puede obtener el consumo de potencia del *chiller* para una operación de condición dada:

$$E_{ch} = E_{ch,ref} \times CAPFT \times EIRFT \times EIRFPLR ; \quad (1.47)$$

Modelos con estructuras que difieren de las presentadas hasta ahora se localizan en (Brandemuehl, and Bradford, 1998), donde se desarrolla un modelado por componentes de un sistema de climatización centralizado para ser usado en el

estudio de una edificación. Particularmente para modelar los *chillers* se utilizan dos enfoques diferentes. El primero coincide con el modelo de (Gordon, and Ng, 1994); se plantea que este es sencillo y elegante, pero que resulta inadecuado para evaluar el desempeño del sistema en el edificio de prueba. El segundo plantea un modelo totalmente empírico, donde se aplica una técnica de regresión múltiple a un conjunto de datos del fabricante y de mediciones en la planta de prueba. Tiene la siguiente forma:

$$E_{ch} = \alpha_0 + \alpha_1 T_{chwr} + \alpha_2 T_{chws}^2 + \alpha_3 T_{cws} + \alpha_4 T_{cws}^2 + \alpha_5 PLR + \alpha_6 PLR^2 + \alpha_7 T_{chws} T_{cws} + \alpha_8 T_{chws} PLR + \alpha_9 T_{cws} PLR ; \quad (1.48)$$

Una clara desventaja de esta aproximación es la cantidad de coeficientes a determinar.

Por otra parte, en (Chan, 2009) se aplica un método para la predicción del consumo de potencia de *chillers* operando a diferentes *PLRs* y condiciones externas; con esta técnica se requiere de menos cantidad de datos para determinar los parámetros del modelo, el cual se presenta con la expresión:

$$E_{ch} = \alpha_0 + \alpha_1 X + \alpha_2 X^2 + \alpha_3 Y + \alpha_4 Y^2 + \alpha_5 XY ; \quad (1.49)$$

Donde:

$$X = T_{cws} - T_{chws} ; \quad (1.49a)$$

$$Y = PLR ; \quad (1.49b)$$

Otra óptica se observa en (Ma, and Wang, 2011), donde se plantea un ciclo de compresión de vapor ficticio a modo de simplificar los procesos termodinámicos que tienen lugar en el sistema. El modelo utilizado constituye una simplificación de otro desarrollado previamente en (Ma, and Wang, 2009):

$$c_1 \dot{m}_{w,ev}^{-0.8} + c_2 \dot{Q}_{ch}^{-0.745} + c_3 = \frac{1}{AU_{ev}} ; \quad (1.50)$$

$$c_4 \dot{m}_{w,cd}^2 + c_5 (\dot{Q}_{ch} + E_{cc})^{1/3} + c_6 = \frac{1}{AU_{cd}} ; \quad (1.51)$$

$$E_{cc} = c_7 + c_8 E_{fic} + c_9 E_{fic}^2 ; \quad (1.52)$$

La potencia real del *chiller* es calculada a partir de una potencia ficticia, valor que depende de otras variables como las temperaturas de condensación y evaporación. Esto junto al hecho de la cantidad de coeficientes a determinar, son desventajas que presenta este modelo para su uso con fines de optimización.

1.6 Conclusiones del capítulo.

- El modelado por componentes de un *chiller* es bastante minucioso, no obstante su uso se limita debido a que contiene variables y parámetros de los cuales no se disponen datos, por tanto no se puede aplicar a dicho caso de estudio.
- Los modelos más utilizados en la literatura son los empíricos (SL y BQ) y los de caja gris (GHU, GNS y DOE-2).
- El estudio de los modelos de los *chillers*, utilizando métodos empíricos y de caja gris, refleja que su consumo de potencia y su coeficiente de desempeño depende de variables como: PLR , $\dot{Q}_{ch}$, T_{chws} , T_{chwr} y T_{cws} .
- De los enfoques que se utilizan en el modelado de los *chillers*, los modelos empíricos y de caja gris son los más adecuados para la investigación.

Capítulo II

CAPÍTULO II

SELECCIÓN DE LOS MODELOS PARA EL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN CENTRALIZADO CASO DE ESTUDIO

En el desarrollo de este capítulo se realiza la selección de los modelos para evaluar el desempeño energético del chiller caso de estudio. La selección se realizará a partir de las orientaciones obtenidas en la literatura referidas al modelado de las unidades enfriadoras. Una vez que se definen los modelos a utilizar, se procede al análisis de sus estructuras. Consecutivamente, se dedica un epígrafe a los métodos empleados para la estimación de los parámetros desconocidos de modelos, haciendo énfasis en el que se utiliza en este trabajo. Finalmente se explica cómo se obtienen tales parámetros de manera práctica con la asistencia de un software profesional.

2.1 Características del sistema de climatización centralizado del Hotel La Unión.

Dicho hotel cuenta con 49 habitaciones, de ellas 2 suites estándar, 11 junior suites y 36 dobles. Las 2 suites estándar, con posibilidades de comunicarse con 2 junior, brindan la posibilidad al hotel de poseer 2 signar suites cuando sean solicitadas por el cliente. Todas las habitaciones están climatizadas a través de un sistema de aire centralizado que proporciona un mayor confort y contribuye a respetar el entorno decorativo según los patrones de lujo de un siglo atrás.

El sistema de clima centralizado del hotel en estudio cuenta con dos enfriadoras de agua (Climaveneta, 2008) (Modelo FOCS –ME/D/S 1102), las cuales presentan dos compresores de tornillos conectados en paralelo. Los compresores de tornillo están diseñados especialmente para el refrigerante R134a como sustancia de trabajo. La característica de ajuste continuo modula constantemente la capacidad de cada compresor de entre 100% y 50% de su potencial. La función de ajuste de unidad adjunto, basado en el control de la temperatura del agua de salida del

evaporador, garantiza extremadamente pequeñas variaciones en comparación con el punto de ajuste ($\pm 0,5^{\circ}\text{C}$, el límite de la precisión de la sonda), además de reducir considerablemente el tiempo necesario para que el sistema sea plenamente operativo. Las ventajas de la adaptación continua de los compresores individuales se han mejorado con el uso de válvulas de termostato electrónico. En la Figura 2.1 se muestra un esquema del sistema de climatización del “Hotel La Unión” sin incluir la recuperación de calor.

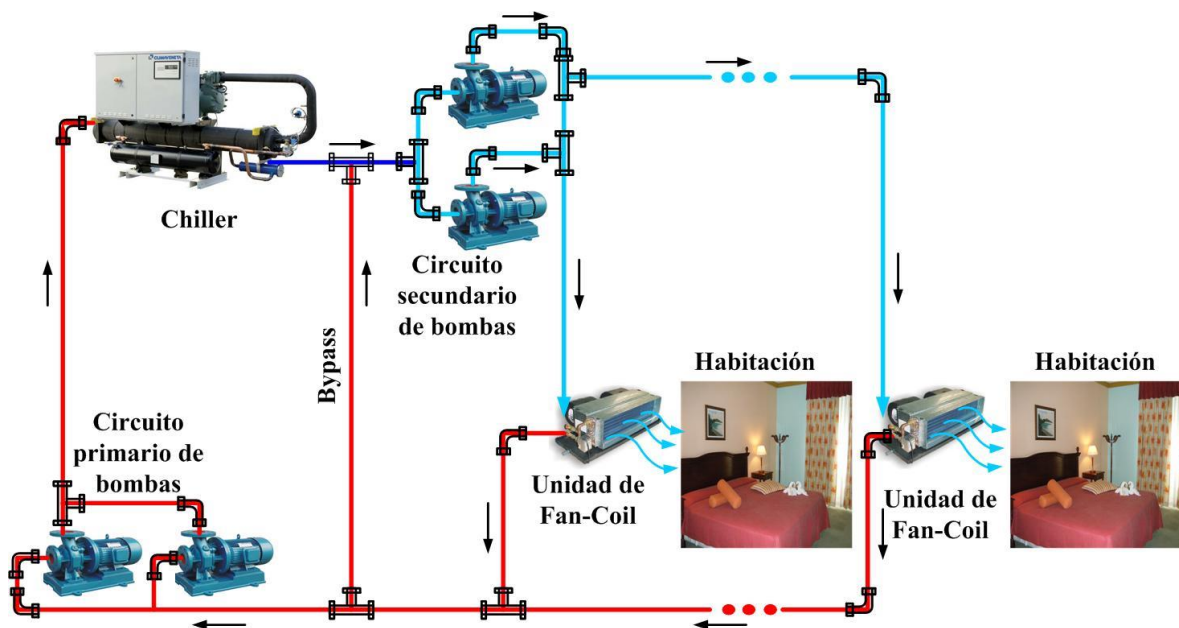


Figura 2.1 Esquema del sistema de climatización del “Hotel La Unión”.

En el (Anexo I) (Climaveneta; 2008) se muestra la tabla con los datos que da el fabricante, los cuales serán utilizados posteriormente para realizar los cálculos pertinentes en dicho caso de estudio. De estos juegos de valores dados por el fabricante serán seleccionados los que comprendan con las variables mostradas en el modelado del chiller.

Dicha tabla presenta por la primera columna las variables dadas por el fabricante (temperatura de condensación, temperatura del agua a la salida del evaporador, capacidad de frío, consumo de potencia del compresor, potencia total, flujo de agua en el evaporador y caída de presión en el evaporador) y en la primera fila las

diferentes temperaturas de condensación, los demás parámetros se muestran en dicho (Anexo I).

2.2 Selección de los modelos a aplicar en el *chiller*, caso de estudio “Hotel La Unión”.

La selección de un modelo de desempeño está basada en las siguientes consideraciones: precisión del modelo en cuanto a predicción, requerimiento de datos para entrenamiento, esfuerzo necesario para calibrar o entrenar el modelo, generalidad del modelo, requerimientos computacionales, y la habilidad para interpretar físicamente los coeficientes del modelo, o sea su relevancia física (Lee, and Lu, 2010).

A partir de la revisión bibliográfica plasmada en nuestro trabajo, los modelos por componentes de un chiller basados en las leyes de la termodinámica y en los principios de la transferencia de calor poseen un alto nivel de detalle. Debido precisamente al análisis sumamente detallado de estas unidades, se hace muy complejo su modelado desde el punto de vista de la cantidad de parámetros y variables que intervienen en éste, así como de su elevado costo computacional.

Por otro lado, los modelos de caja gris sólo necesitan información sobre las entradas y salidas del sistema, sin tener en cuenta las transformaciones que ocurren internamente. La validación de estos modelos se logra solamente en el rango de condiciones para las cuales fueron ajustados y para su identificación se requiere gran cantidad de datos medidos en la planta o proporcionados por el fabricante del equipamiento.

Para seleccionar los modelos que caractericen el desempeño energético del *chiller* caso de estudio se emplean criterios que están en correspondencia con las condiciones que se tienen en esta investigación. Debido a esto no se utilizarán los modelos por componentes de los *chillers*, ya que comprenden variables y parámetros complejos de medir o estimar; a la vez existen modelos empíricos y de caja gris que si serán de gran utilidad para nuestra investigación. Inicialmente

dichos modelos fueron diseñados para *chiller* enfriados por agua y estos también han sido empleados en sistemas enfriados por aire donde se puede ver en (Hernández, 2013). En nuestro trabajo inicialmente no se contaba con la variable (T_{chwr}) la cual está presente en modelos empíricos y de caja gris, posteriormente según los datos proporcionados por el fabricante se pudo obtener dicha variable según la ecuación que se muestra a continuación:

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{m}_w C_{pw} (T_{chwr} - T_s) ; \quad (2.1)$$

2.2.1 Modelo empírico.

Modelo SL para el chiller caso de estudio.

Una vez determinado un modelo (Gordon-Ng) que está basado en las leyes de la termodinámica y relaciones de transferencia de calor; dando lugar a una ecuación que relaciona el con parámetros medidos comúnmente, que incluyen las temperaturas del agua a la entrada del evaporador y el condensador, así como la capacidad de enfriamiento del chiller, se procede a encontrar un modelo empírico aplicable a dicho caso de estudio, el modelo de regresión lineal simple (SL).

Este es el modelo empírico más sencillo para predecir el *COP* de los *chillers* (Swider,2003). Como modelo de caja negra, los tres parámetros en el modelo de regresión son lineales, pero no tienen sentido físico. La ecuación se muestra a continuación y coincide con la expresión (1.3) mostrada anteriormente en el Capítulo I:

$$COP = \beta_1 \dot{Q}_{ch} + \beta_2 T_{chwr} + \beta_3 T_{cws} ; \quad (2.3)$$

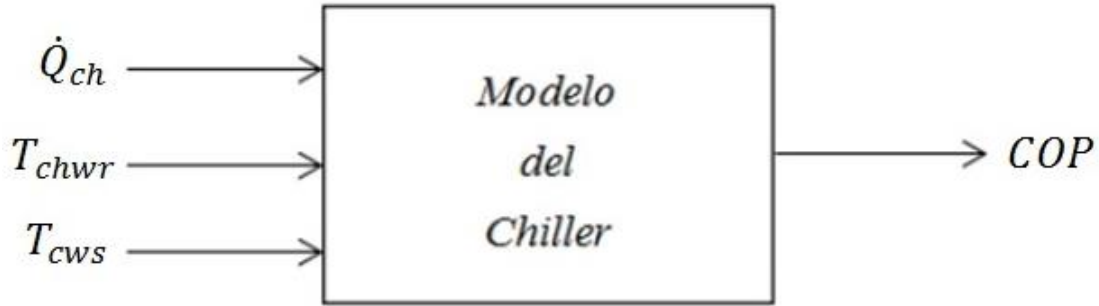


Figura 2.3 Esquema del modelo simple lineal de regresión (SL).

A este modelo lineal empírico se le incorporó un nuevo parámetro independiente (β_4), aumentando en un grado de libertad la estructura matemática que ajustará los datos. De esta manera, el modelo no estará forzado a pasar por el origen en el espacio que describe el SL, en el supuesto caso de que $\dot{Q}_{ch} = T_{chwr} = T_{cws} = 0$. El nuevo modelo puede ser escrito como:

$$COP = \beta_1 \dot{Q}_{ch} + \beta_2 T_{chwr} + \beta_3 T_{cws} + \beta_4 ; \quad (2.4)$$

2.2.2 Modelos de caja gris para el chiller caso de estudio.

Modelo simplificado de Gordon-Ng

El modelo simplificado de Gordon-Ng, a partir de la descripción realizada anteriormente en el capítulo I, puede clasificarse como un modelo de caja gris, el cual dispone de tres entradas ($\dot{Q}_{ch}, T_{cws}, T_{chws}$) ver ecuación (1.32); y una salida COP. En el caso estudiado se asume la temperatura del agua de entrada al condensador como la temperatura del aire, impulsado por ventiladores a la entrada de este intercambiador, o sea la temperatura ambiente (T_{cdae}). Por lo tanto, de forma esquemática el modelo se resume en la Figura 2.2:

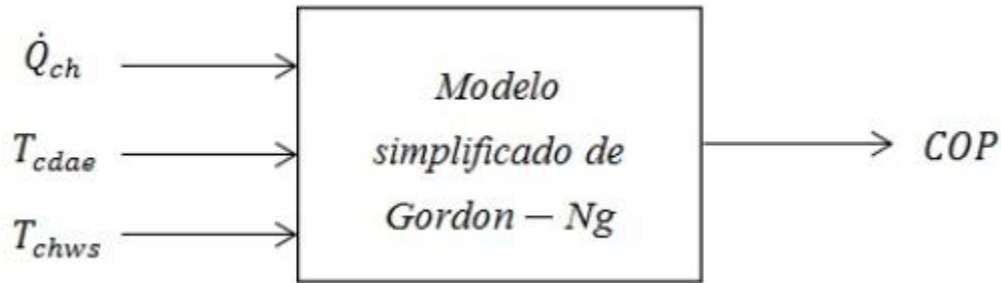


Figura 2.2 Esquema del modelo simplificado de Gordon-Ng (GNS).

Modelo DOE-2 para el chiller caso de estudio.

El modelo de la ecuación (1.49) dispone de tres entradas (PLR, T_{cws}, T_{chws}) y una salida (E_{ch}); al igual que se planteó para el modelo simplificado de Gordon-Ng, se asume (T_{cdae}) en vez de (T_{cws}). Luego de lo anterior, el modelo puede ser resumido en la Figura 2.4:

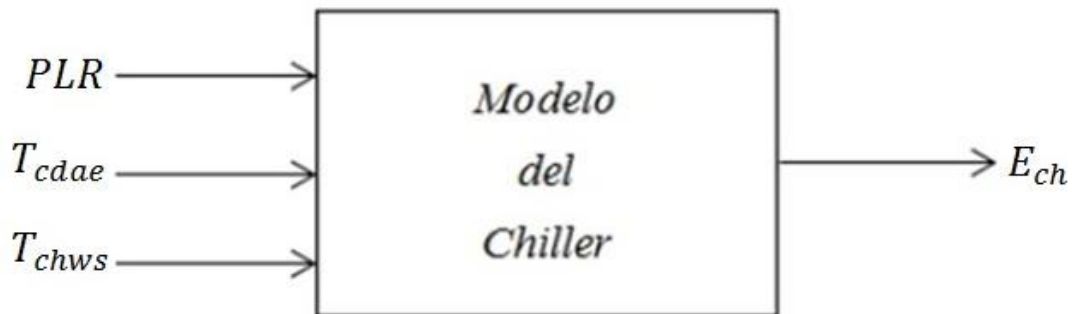


Figura 2.4 Esquema del modelo DOE-2.

2.3 Métodos de estimación de los parámetros desconocidos de los modelos.

Para determinar los parámetros de los modelos a utilizar en dicho caso de estudio mediante los datos del fabricante no es más que resolver un problema de mínimos cuadrados (Boyd, and Vandenberghe, 2004).

Una vez seleccionado la estructura del modelo, el próximo paso en el proceso de identificación es determinar los parámetros desconocidos que este involucra.

Un método de solución para una clase de problemas de optimización es un algoritmo que calcula una solución del problema (en cierta precisión dada), da un problema particular de la clase, es decir, una instancia del problema. Desde finales de la década de 1940, un gran esfuerzo se ha invertido en el desarrollo de algoritmos para la solución de diversos tipos de problemas de optimización, el análisis de sus propiedades, y el desarrollo de buenas implementaciones de software.

La eficacia de estos algoritmos, es decir, nuestra capacidad para resolver el problema de optimización, varía considerablemente, y depende de factores tales como las formas particulares de las funciones objetivo y restricciones. En esta sección se describe una subclase especial muy ampliamente conocida y utilizada en la optimización convexa: mínimos cuadrados.

2.3.1 Planteamiento del problema de los mínimos cuadrados.

El problema de mínimos cuadrados es un problema de optimización sin restricciones (es decir, *i.e.*, $m = 0$) y un objetivo que es, la suma de los cuadrados de los términos de la forma de $a_i^T x - b_i$:

$$\text{minimizamos la función } f_0(x) = \|Ax - b\|_2^2 = \sum_{i=1}^k (a_i^T x - b_i)^2 ; \quad (2.5)$$

Donde $A \in R^{k \times n}$ (con $k \geq n$), a_i^T son las filas de A , y el vector $x \in R^n$ es la variable de optimización.

Aproximación de mínimos cuadrados.

El problema de aproximación norma más común consiste en la euclidiana o ℓ_2 norma. Por la cuadratura del objetivo, se obtiene un problema equivalente que se llama el problema de aproximación de los mínimos cuadrados,

$$\text{minimizando } \|Ax - b\|_2^2 = r_1^2 + r_2^2 + \dots + r_m^2$$

donde el objetivo es la suma de cuadrados de los residuos. Este problema se puede solucionar analíticamente mediante la expresión del objetivo como la función cuadrática convexa,

$$f_{(x)} = x^T A^T A x - 2b^T A x + b^T b$$

Un punto x minimiza f si y sólo si

$$\nabla f_{(x)} = 2A^T A x - 2A^T b = 0$$

i. e., si y sólo si x satisface las llamadas ecuaciones normales

$$A^T A x = A^T b ; \quad (2.6)$$

que siempre tiene una solución. Desde que asumimos las columnas de A son independientes, el problema de aproximación de los mínimos cuadrados tiene la solución única $x = (A^T A)^{-1} A^T b$;

(2.7)

Para obtener la ecuación (2.7) se realizó el siguiente procedimiento:

minimizar $\|(Ax - b)\|$

donde $A \in \mathbb{R}^{m \times n}$ y $b \in \mathbb{R}^m$ los datos del problema se le conoce como la matriz ponderación. La matriz de ponderación es a menudo en diagonal, en cuyo caso se da un énfasis diferente en relación con los diferentes componentes del vector de residuos $r = Ax - b$;

(2.8)

Para los problemas de mínimos cuadrados poseemos buenos algoritmos (e implementaciones de software) ya que de esta forma el problema se resuelve con alta precisión, y con una fiabilidad muy alta. Una corriente computadora de escritorio puede resolver un problema de mínimos cuadrados con cientos de variables y miles de términos, en unos pocos segundos.

Pero en la gran mayoría de los casos, podemos decir que los existentes métodos son muy eficaces, y extremadamente fiable. De hecho, podemos decir que la resolución de problemas de mínimos cuadrados (que no están en el límite de lo que es posible actualmente) es una tecnología (madura), que se puede utilizar de forma fiable por muchas personas.

2.4 Conclusiones del capítulo.

- Los criterios utilizados para la selección de los modelos están basados en las condiciones que impone esta investigación:
 - Limitación del uso de los modelos de chillers por componentes debido a que involucran variables y parámetros de difícil determinación.
- Tanto el modelo empírico (SL, de tres y cuatro parámetros) como los de caja gris (GNS y DOE-2) seleccionados para este caso de estudio, son los más factibles para esta investigación ya que contamos con los datos suficientes.
- Partiendo de los datos brindados por el fabricante, el método de estimación de los mínimos cuadrados es útil para determinar los parámetros desconocidos de los modelos seleccionados.

Capítulo III

CAPÍTULO III

VALIDACIÓN DE LOS MODELOS EMPLEADOS EN EL CASO DE ESTUDIO

En este capítulo se expondrán los resultados obtenidos en la validación de los modelos que fueron seleccionados para estimar el consumo de potencia y el coeficiente de desempeño del *chiller*. Para ello, se establece una comparación entre los valores dados por el fabricante y los estimados, del consumo de potencia consumida, así como del indicador del coeficiente de desempeño del *chiller*, COP, que presenta la unidad enfriadora mostrada en dicho caso de estudio. Luego de mostrar la calidad de los modelos en la predicción de dichas variables, se procede a establecer su dominio de validez. Posteriormente se aborda la solución de problemas de optimización donde las funciones objetivo son los modelos estudiados.

En el modelado de sistemas la principal dificultad radica en obtener aproximaciones buenas y fiables. Para que un modelo sea útil, se debe tener confianza en los resultados y predicciones que se infieren de este. Tal confianza puede ser alcanzada a partir de la verificación o validación del modelo. En un principio, la validación de un modelo se realiza comparando el comportamiento del modelo con el del sistema y evaluando la diferencia (Ljung, and Glad, 1994).

3.1 Resultados del modelo simplificado de Gordon-Ng.

La estimación de los parámetros desconocidos del modelo se realiza con la asistencia del software *MATLAB*. A partir de los datos brindados por el fabricante (Anexo II) es posible hallar una aproximación a los valores de los parámetros desconocidos ($\beta_1 \dots \beta_3$). Luego, los valores de la matriz de los coeficientes de regresión (parámetros desconocidos) son:

Tabla 3.1. Parámetros estimados en el modelo simplificado de Gordon-Ng.

Parámetro	β_1	β_2	β_3
Valor	-361,4	6,6	2166,7

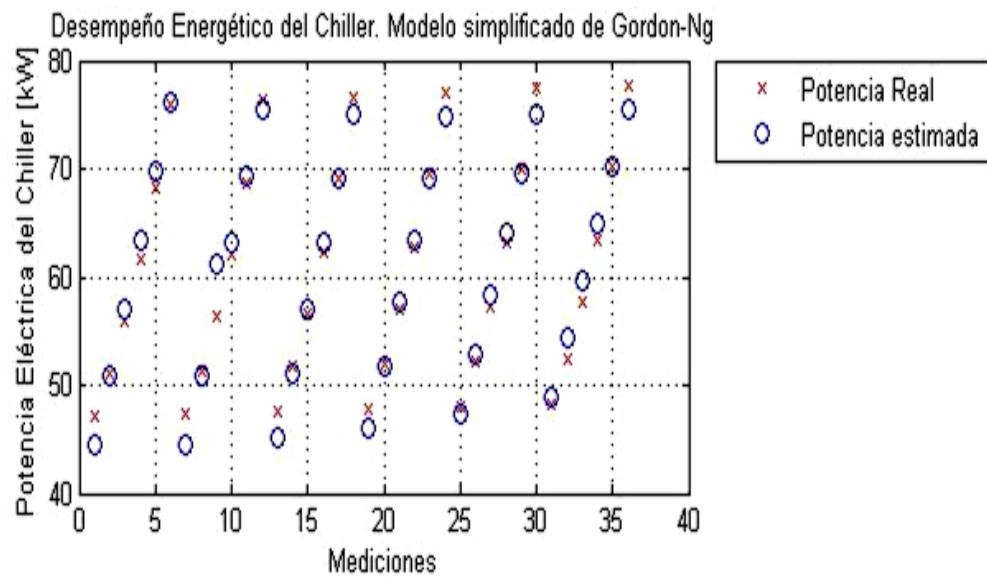
Para verificar un modelo cuyos parámetros ya se han estimado, se procede a comparar la respuesta o salida que brinda con respecto a la del sistema real. En la práctica, esto se logra con el cálculo de un indicador que refleje el ajuste de los valores de salida del modelo en relación a los datos obtenidos en mediciones reales o proporcionados por el fabricante de la planta en cuestión. Matemáticamente, el indicador (en porcentaje) es calculado a partir de la expresión:

$$100 \left(1 - \frac{\|y - \hat{y}\|}{\|y - \text{mean}(y)\|} \right) ; \quad (3.1)$$

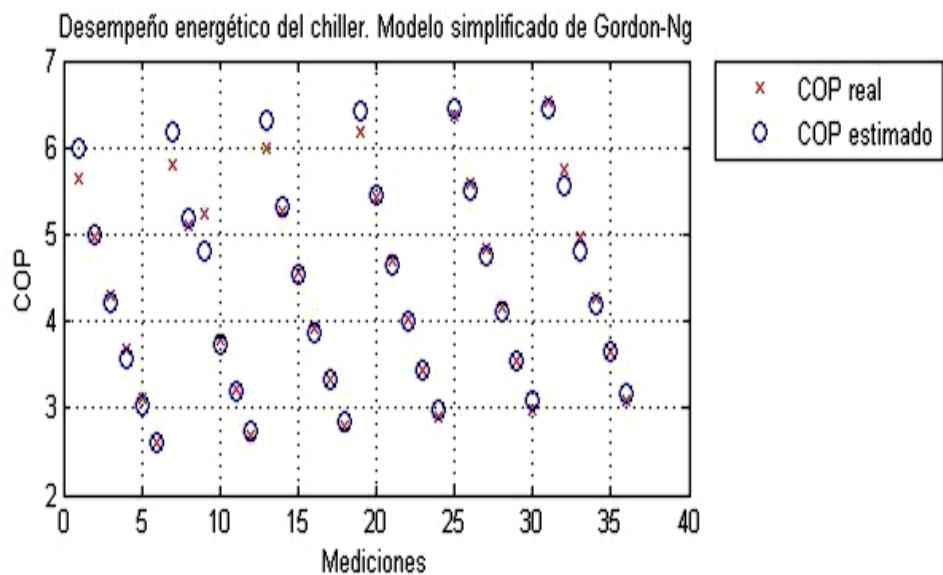
Este indicador matemático es empleado para evaluar la calidad del modelo mediante el *Power_fit* y *COP_fit*.

Donde (y) representa los valores reales de la salida, mientras que ($\hat{y}$) constituye los valores estimados a partir del modelo; $\text{mean}(y)$ es un valor promedio de (y). El símbolo $\|x\|$, representa el cálculo de la norma de x .

Se determinarán los valores de *Power_fit* y *COP_fit*, para comprobar la calidad de los modelos en la predicción de la potencia eléctrica y el COP respectivamente. Los valores estimados de la potencia eléctrica del *chiller* y el COP no difieren mucho de los reales, como se puede verificar con el cálculo del indicador de calidad, 83,98 y 87,13%, respectivamente. En la Figura 3.1 se puede apreciar la estrecha relación entre los valores estimados y reales, de la potencia eléctrica y el del *chiller* (Anexo II). La calidad del ajuste puede expresarse también a partir del coeficiente R^2 , conocido como coeficiente de determinación, mide cuán útil puede ser un modelo en la predicción de los valores de la variable dependiente. Cuando dicho valor de R^2 se aproxima a 1 es que hay una buena correlación entre los datos y modelo.



a)



b)

Figura 3.1. Representación gráfica de los valores estimados y reales a partir de las predicciones del modelo simplificado de Gordon-Ng. a) Potencia eléctrica del *chiller* y b) COP del *chiller*.

El coeficiente de determinación se calcula como:

$$R^2 = 1 - \left(\frac{\sum (y - \hat{y})^2}{\sum (y - \text{mean}(y))^2} \right) ; \quad (3.2)$$

El cálculo de R^2 empleando el *MATLAB*, en el caso del ajuste de la potencia eléctrica del *chiller* por ejemplo, es:

$$R^2 = 1 - \frac{\text{norm}((\text{Power} - \text{Power}_{\text{estimated}}).^2, 1)}{\text{norm}((\text{Power} - \text{mean}(\text{Power})).^2, 1)} ; \quad (3.3)$$

Para el modelo empleado, en la estimación de los valores de la potencia eléctrica de *chiller*: $R^2 = 0,97$, mientras que en la estimación del *COP*: $R^2 = 0,98$. Ambos valores indican la buena calidad del modelo en la predicción de dichas variables.

3.2 Resultados del modelo empírico lineal de regresión (SL) con sus tres parámetros de regresión.

Para determinar los parámetros desconocidos del modelo se procede de la misma manera que para el caso del modelo simplificado de Gordon-Ng, adquiriendo los siguientes valores que se muestran en la Tabla 3.2:

Tabla 3.2 Parámetros estimados en el modelo empírico lineal de regresión para sus tres parámetros de regresión.

Parámetro	β_1	β_2	β_3
Valor	0,0291	-0,1199	-0,0446

En este modelo se determinó solamente el *COP_{fit}* el cual representa el 88,67%, (Anexo II). Siguiendo el procedimiento de análisis de los resultados, de forma similar al realizado para el modelo simplificado de Gordon-Ng, a continuación se presentan la gráfica (Figura 3.3) que muestra la estrecha relación entre los valores reales y estimados del *COP* del *chiller*.

Se determinó el valor de R^2 el cual corrobora la utilidad del modelo en la predicción de la variable COP del *chiller*. Dichos valor se corresponde con: 0,98.

Tabla 3.3 Parámetros estimados en el modelo empírico lineal de regresión incluyendo un cuarto parámetro independiente de regresión.

Parámetro	β_1	β_2	β_3	β_4
Valor	0,0154	-0,0100	-0,0859	4,1883

El resultado del COP_{fit} según el modelo con la introducción de un cuarto parámetro independiente fue de 92.70%, esto revela que dicho modelo es más eficiente ya que mejora el COP_{fit} por lo que nos permite obtener más grado de libertad del gráfico en el espacio y hacer un mejor ajuste en los datos. (Anexo II).

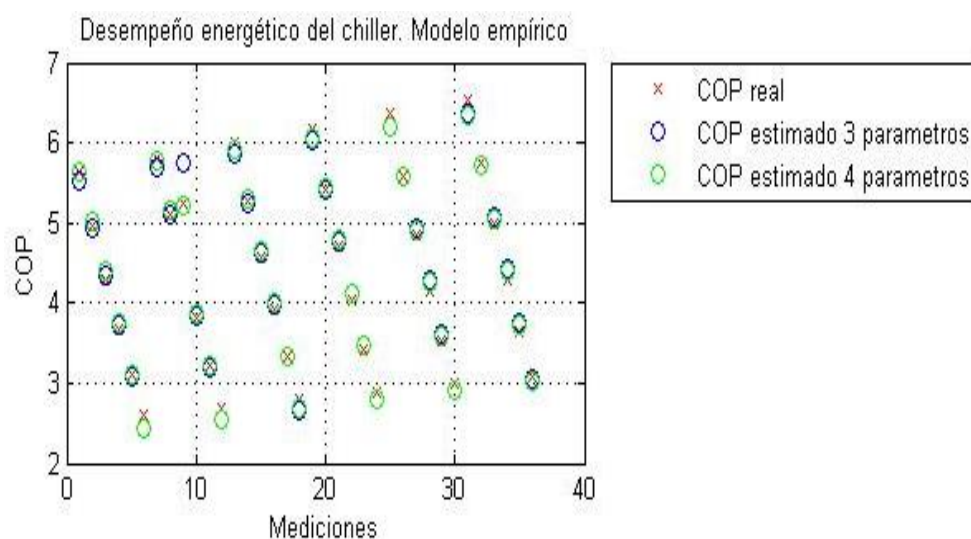


Figura 3.3 Representación gráfica de los valores estimados y reales a partir de las predicciones del modelo empírico lineal de regresión, con la introducción de un cuarto parámetro de regresión.

Calculando los valores de R^2 es igual a 0,99 se ratifica la utilidad del modelo en la predicción de la variable COP del *chiller*.

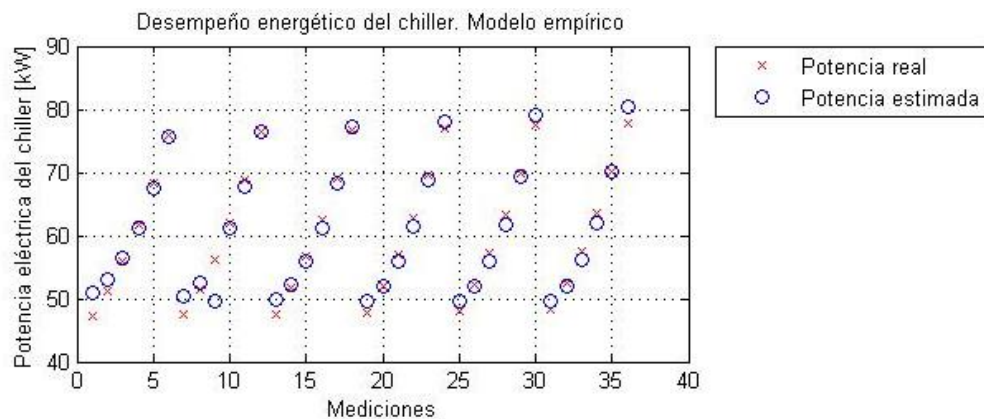
3.3 Resultados del modelo DOE-2 con sus tres parámetros de regresión.

En el caso de los parámetros desconocidos del modelo DOE-2 se procede de la misma manera que para los casos de modelado expuestos anteriormente, adquiriendo los siguientes valores que se muestran en la Tabla 3.4:

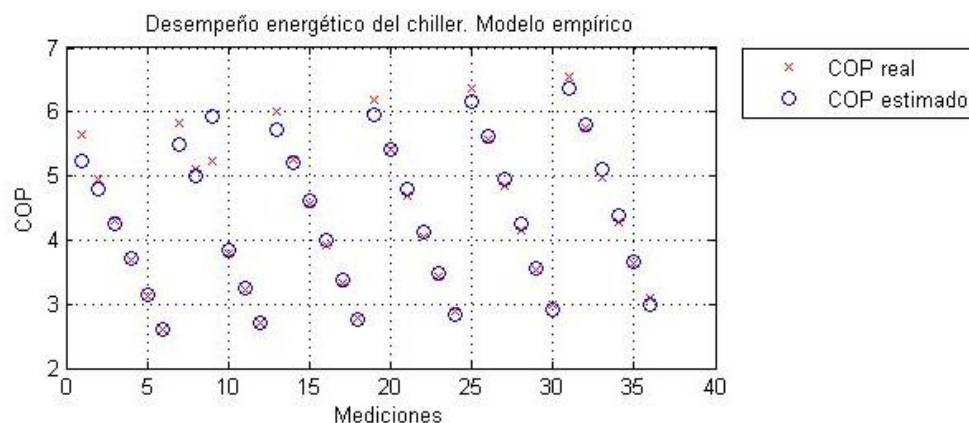
Tabla 3.4 Parámetros estimados en el modelo empírico DOE-2.

Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
a_0	312.0263	a_3	0.0225
a_1	4.2580	a_4	-6.1384
a_2	-700.2314	a_5	475.8611

Los cálculos de *Power_fit* y *COP_fit* para dicho modelo representa: 82,36 y 84,67% respectivamente, revelan la pequeña diferencia existente entre los valores reales y estimados de las variables energéticas (Anexo II). Siguiendo el procedimiento de análisis de los resultados, de forma similar al realizado para los modelos presentados anteriormente, a continuación se presentan las gráficas (Figura 3.4) que muestran la estrecha relación entre los valores reales y estimados de la potencia eléctrica y el COP del *chiller*.



a)



b)

Figura 3.4. Representación gráfica de los valores estimados y reales a partir de las predicciones del modelo DOE-2. a) Potencia eléctrica del *chiller* y b) del *chiller*.

Se determinó los valores de R^2 se confirma la utilidad del modelo en la predicción de las variables: potencia eléctrica y COP del *chiller*. Dichos valores se corresponden con: 0,96 y 0,97, respectivamente.

A continuación se muestra la Tabla 3.5 con los resultados obtenidos de los modelos lo cual nos permitirá establecer una comparación entre dichos modelos aplicados al caso de estudio.

Tabla 3.5 Resultados obtenidos de del modelado en el caso de estudio.

Modelos	<i>fit</i>		R^2	
	COP	Potencia Eléctrica	COP	Potencia Eléctrica
SL. de tres parámetros.	88,67	-	0,98	-
SL. de cuatro parámetros.	92,70	-	0,99	-
GNS	87,13	83,98	0,98	0,97
DOE-2	84,67	82,36	0,97	0,96

Como se puede observar en la Tabla 3.5 el modelo Simple Lineal de Regresión de cuatro parámetros es el que más ajusta los parámetros para estimar el COP

respecto a los otros modelos, mientras que por otra parte el modelo Simplificado de Gordon Ng es el que más se presta para estimar el consumo de potencia ya que presenta una mejor correlación que el resto de los modelos utilizados en este estudio.

3.4 Conclusiones del capítulo.

- El modelo empírico SL de cuatro parámetros es el más sencillo y el que más se ajusta los parámetros para estimar el COP.
- El modelo para estimar el consumo de potencia del chiller es el GNS ya que es el que mejor se ajusta a los parámetros y es el de mejor calidad.

CONCLUSIONES GENERALES

- Los modelos más utilizados en la literatura son los empíricos (SL y BQ) y los de caja gris (GHU, GNS y DOE-2).
- Partiendo de los datos brindados por el fabricante, el método de estimación de los mínimos cuadrados es útil para determinar los parámetros desconocidos de los modelos seleccionados.
- El modelo empírico SL de cuatro parámetros es el más sencillo y el que más se ajusta los parámetros para estimar el COP.
- El modelo para estimar el consumo de potencia del chiller es el GNS ya que es el que mejor se ajusta a los parámetros y es el de mejor calidad.

RECOMENDACIONES

- Emplear estos modelos con datos reales obtenidos a través de mediciones.
- Emplear estos modelos para estrategias de operación óptimas para el caso de estudio.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alejandro Hernández Ledesma. (2013). "Modelado de Unidades Enfriadoras con fines de Optimización". Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas.
- ASHRAE. (1995). *Methods Of Testing Liquid Chilling Packages. Ashrae Standard 30. R.American Society Of Heating, And Air Conditioning Engineers. Atlanta, Ga.*
- Bermúdez, J. (2008). Estrategias De Control Multivariable Para Un Sistema De Compresión De Vapor. Tesis de Diploma, Universidad Central "Marta Abreu" de las Villas.
- Bombino, O. (2012). Control Predictivo Basado En Modelos Térmicos Del Hotel Jagua. Tesis de Diploma, Universidad Central "Marta Abreu" de las Villas.
- Boyd, S. and L. Vandenberghe. (2004). *Convex optimization*. Cambridge University Press.
- Brandemuehl, M. J. and J. Bradford. (1998). *Implementation Of On-Line Optimal Supervisory Control of Cooling Plant Without Storage, Joint Center for Energy Management. University of Colorado.*
- Climaveneta Technical Bulletin. (2008). Condenserless chiller; focs-me; hfc r-134a.
- Chan, T.-S., Y.-C. Chang, et al. (2009). "Evaluation of Chiller Power Consumption Using Grey Prediction."(World Academy of Science, Engineering and Technology 53.).
- DaasYoussefKhalil. (2007). Análisis Termodinámico Para La Producción De Agua Caliente Sanitaria en los Sistemas De Climatización Centralizada.UCF Cienfuegos .
- Dym, C. L. (2004). *Principles of Mathematical Modelling. Claremont, California, Elsevier.*
- Gordon, J. M. and K. C. Ng. (1994). "Thermodynamic Modeling of Reciprocating Chillers."(Journal of Applied Physics 75(6).).
- Gordon, J. M. and K. C. Ng. (2000). Cool Thermodynamics. Cambridge (Uk). (Cambridge International Science Publishing.).
- Gordon, J. M., K. C. Ng, et al. (1995). "Centrifugal Chillers: Thermodynamic Modeling And A Diagnostic Case Study."(International Journal of Refrigeration 18(4): 253-257.).
- Jiang, W. and T. A. Reddy. (2003). "Reevaluation of The Gordon–Ng Performance Models For Water-Cooled Chillers." Ashrae Transactions 109(2): 272-287.
- Kreider, J. F., Ed. (2001). Handbook of Heating, Ventilation and Air Conditioning.

- Lee, T. S. (2004). "Thermodynamic Modeling and Experimental Validation of Screw Liquid Chillers." *Ashrae Transactions* 110(1): 206-216.
- Lee, T.-S. and W.-C. Lu. (2010). "An Evaluation of Empirically-Based Models for Predicting Energy Performanc of Vapor-Compressio Wat Chillers."(*Applied Energy* 87: 3486-3493.).
- Ljung, L. and T. Glad. (1994). *Modeling Of Dynamic Systems*, Prentice-Hall.
- Ma, Z. and S. Wang. (2009). "An Optimal Control Strategy For Complex Building Central Chilled Water Systems For Practical And Real-Time Applications."(*Building and Environment* 44: 1188-1198.).
- Ma, Z. and S. Wang. (2011). "Supervisory and Optimal Control of Central Chiller Plants Using Simplified Adaptive Models and Genetic Algorithm."(*Applied Energy* 88: 198-211.).
- Montelier, S. (2008). *Reducción Del Consumo De Energía En Instalaciones Con Sistemas De Climatización Centralizados Todo-Agua A Flujo Constante*. Doctor En Ciencias Técnicas, Universidad "Carlos Rafael Rodríguez".
- Ng, K. C., H. T. Chua, et al. (1996). "Diagnostics and Optimization of Reciprocating Chillers: Theory And Experiment."(*Applied Thermal Engineering* 17(3): 263-276.).
- Reddy, T., D. Niebur, et al. (2003). "Evaluation of The Suitability of Different Chiller Performance Models For On-Line Training Applied To Automated Fault Detection And Diagnosis." (*HVAC Research* 9(4): 385-414.).
- Reddy, T. and K. Andersen. (2002). "An Evaluation of Classical Steady-State Off-Line Linear Parameter Estimation Methods Applied to Chiller Performance Data."(*HVAC Research* 8(1): 101-124.).
- Sreedharan, P. (2001). *Evaluation of Chiller Modeling Approaches And Their Usability for Fault Detection*, University of California, Berkeley.
- Sreedharan, P. and P. Haves. (2001). *Comparison of Chiller Models for Use In Model-Based Fault Detection*, Lawrence Berkeley National Laboratory.
- Swider, D. (2003). "A Comparison of Empirically Based Steady-State Models for Vaporcompression Liquid Chillers."(*Applied Thermal Engineering* 23(5): 539-556.).
- Wang, S.(2010). *Intelligent Buildings and Buildings Automation*, Taylor & Francis Elibrary.
- Wang, S. K. (2001). *Handbook of Air Conditioning And Refrigeration*, Mcgraw-Hill. .

- Yeunyongkul, P., P. Sakulchangsatjatai, et al. (2010). "Mathematical Model of The Optimum Heat Pipe Heat Exchanger for A Condenser Vapor-Compression Refrigeration Cycle."(Energy Research Journal 1(2): 104-110.).
- Yik, F. and V. Lam. (1998). "Chiller Model for Plant Design Studies."(Building Services Engineering Research Technology 19(4): 233-242.).
- Yu, F. W. and K. T. Chan. (2006). "Modelling of The Coefficient Of Performance of An Aircooled Screw Chiller With Variable Speed Condenser Fans." (Building and Environment 41: 407–417.).
- Yu, F. W. and K. T. Chan. (2008). "Improved Energy Performance of Air Cooled Centrifugal Chillers With Variable Chilled Water Flow."(Energy Conversion and Management 49: 1595–1611.).

Anexos

Anexo I

Tcdae	30	35	40	45	50	55	30	35	40	45	50	55	30	35	40	45	50	55
Two	6						7						8					
Qe	266	253,5	240,4	226,8	212,6	197,9	275,7	262,9	294,5	235,6	221,1	206,1	285,5	272,4	258,7	244,5	229,7	214,3
Pa	47,2	51,1	55,9	61,6	68,3	76	47,4	51,4	56,3	62	68,7	76,4	47,6	51,7	56,6	62,4	69,1	76,7
Pat	47,2	51,1	55,9	61,6	68,3	76	47,4	51,4	56,3	62	68,7	76,4	47,6	51,7	56,6	62,4	69,1	76,7
Qev	45,8	43,6	41,4	39	36,6	34,1	47,5	45,3	43	40,6	38,1	35,5	49,2	46,9	44,6	42,1	39,6	36,9
Dpev	59,8	54,3	48,8	43,4	38,2	33,1	64,2	58,4	52,6	46,9	41,3	35,9	68,9	62,7	56,6	50,5	44,6	38,8
COP	5,64	4,96	4,30	3,68	3,11	2,60	5,82	5,11	5,23	3,80	3,22	2,70	6,00	5,27	4,57	3,92	3,32	2,79
Two	9						10						11					
Qe	295,3	282	268	253,5	238,4	222,7	305,2	291,6	277,4	262,6	247,2	231,1	315,2	301,4	286,9	271,8	256	239,6
Pa	47,8	52	57	62,8	69,5	77,1	48	52,3	57,3	63,2	69,9	77,4	48,2	52,5	57,6	63,5	70,2	77,7
Pat	47,8	52	57	62,8	69,5	77,1	48	52,3	57,3	63,2	69,9	77,4	48,2	52,5	57,6	63,5	70,2	77,7
Qev	50,9	48,6	46,2	43,7	41,1	38,3	52,6	50,2	47,8	45,2	42,6	39,8	54,3	51,9	49,4	46,8	44,1	41,3
Dpev	73,7	67,2	60,7	54,3	48	41,9	78,8	71,9	65,1	58,3	51,7	45,2	84,1	76,9	69,7	62,5	55,5	48,6
COP	6,18	5,42	4,70	4,04	3,43	2,89	6,36	5,58	4,84	4,16	3,54	2,99	6,54	5,74	4,98	4,28	3,65	3,08

Tcdae	Temperatura de condensación (°C)
Two	Temperatura del agua a la salida del evaporador (°C)
Qe	Capacidad de frío (kW)
Pa	Consumo de potencia del compresor (kW)
Pat	Potencia total (kW)
Qev	Flujo de agua en el evaporador (m³/h)
Dpev	Caída de presión en el evaporador (kPa)

Anexo II

Modelo simplificado de Gordon Ng.

```
% Datos proporcionados por el fabricante del chiller
% Qdot = [375.51 386.97 398.62 413.52... % Valores de la capacidad
%       346.86 357.93 369.2 383.53... % de enfriamiento del chiller
%       315.72 326.23 336.92 350.68]';
% COP = [2.94 3.02 3.09 3.19... % Valores del coeficiente de desempeño
%       2.49 2.56 2.63 2.71... % del chiller
%       2.08 2.14 2.20 2.27]';
% Tair_condenser = 273+[30 35 40]'; % Valores de la temperatura del aire
%                                     % a la entrada del condensador, en
%                                     % grados Kelvin
% Twater_supply = 273+[5 6 7 8]'; % Valores de la temperatura del agua
%                                     % helada de suministro, en
%                                     % grados Kelvin
loadDataSheet_Union;
Twater_supply = 273+[6:11]';
COP = COP';
Qdot = Qload';
Tair_condenser = 273+[30:5:55]';
%% Estimación de parámetros
A = [];
B = []; k = 1;
fori=1:length(Tair_condenser)
for j=1:length(Twater_supply)
    A = [A; -1 Tair_condenser(i) -
Tair_condenser(i)/Twater_supply(j)];
    B = [B; Qdot(k)*(1 + 1/COP(k) -
Tair_condenser(i)/Twater_supply(j))];
    k = k + 1;
end;
end;
Power = Qdot./COP;
X = mldivide(A,B)
B_estimated = A*X;

C = []; k = 1;
fori=1:length(Tair_condenser)
for j=1:length(Twater_supply)
    C = [C; Qdot(k)*(-1 + Tair_condenser(i)/Twater_supply(j))];
k = k + 1;
end;
end;
Power_estimated = C + B_estimated;
COP_estimated = Qdot./Power_estimated;
%% Validación
% Indicadores de la calidad del modelo en la predicción de la potencia
% eléctrica y el COP del chiller
Power_fit = 100*(1 - norm(Power_estimated - Power)/...
norm(Power-mean(Power)))
R_square_power_prediction = 1 - (norm((Power - ...
Power_estimated).^2,1))/...
(norm((Power - mean(Power)).^2,1))
COP_fit = 100*(1 - norm(COP_estimated - COP)/norm(COP-mean(COP)))
R_square_cop_prediction = 1 - (norm((COP - ...
```

Anexo II

```
COP_estimated).^2,1))/...
                                (norm((COP - mean(COP)).^2,1))

figure(1)
plot(Power, 'xr');
holdon;
plot(Power_estimated, 'ob');
gridon;
% title('Desempeño Energético del Chiller. Modelo simplificado de Gordon-
Ng');
% xlabel('Mediciones');
% ylabel('Potencia Eléctrica del Chiller [kW]');
% legend('Potencia
Real', 'Potenciaestimada', 'Location', 'NorthEastOutside');
title('Chiller Energy Performance. Gordon-Ng simplified model');
xlabel('Data');
ylabel('Chiller Power Consumption [kW]');
legend('Real Power', 'Estimated Power', 'Location', 'NorthEastOutside');
figure(2)
plot(COP, 'xr');
holdon;
plot(COP_estimated, 'ob');
gridon;
title('Desempeño energético del chiller. Modelo simplificado de Gordon-
Ng');
xlabel('Mediciones');
ylabel('COP');
legend('COP real', 'COPestimado', 'Location', 'NorthEastOutside');
title('Chiller Energy Performance. Gordon-Ng simplified model');
xlabel('Data');
% ylabel('COP');
legend('Real COP', 'Estimated COP', 'Location', 'NorthEastOutside');
```

Modelo empírico de tres y cuatro parámetros.

```
loadDataSheet_Union;
Ts = 1;
cp = 4.18; %kJ/kg°C
Power = Power';
Tev = Tev';
COP = COP';
Qload = Qload';
Tc = Tc';
m_agua = m_agua';
Tr = Qload./(cp.*m_agua) + Tev;
Y = COP;% Output
U = [QloadTrTc];%Inputs
DATA = iddata(Y,U,Ts, 'Name', 'Hotel La Union. Chiller Climaveneta');
DATA.InputName = {'Q_l_o_a_d', 'T_r', 'T_c'};
DATA.InputUnit = {'kW', '^oC', '^oC'};
DATA.OutputName = {'COP'};
DATA.OutputUnit = {'-'};
DATA.TimeUnit = 'Samples';
%% Linear Model, 3 parameters
FileName      = 'la_union_chiller_linear_model3'; %'la_union_m' File
describing the model structure.
Order         = [1 3 0];           % Model orders [ny nu nx].
```

Anexo II

```
Parameters      = [0;0;0]; % [0;0;0] Initial parameters.
InitialStates   = []; %[0;0;0]; % Initial states.
Tsample         = Ts; % Tsample = 0: Time-continuous
system.
LModel3 = idnlgrey(FileName, Order, Parameters, InitialStates, Tsample,
...
'Name', 'Hotel La Union. Linear Model');
LModel3.FileArgument = {};
LModel3.InputName = {'Q_l_o_a_d', 'T_r', 'T_c'};
LModel3.InputUnit = {'kW', '^oC', '^oC'};
LModel3.OutputName = {'COP'};
LModel3.OutputUnit = {'-'};
LModel3.TimeUnit = 'Sample';
LModel3.Algorithm.SimulationOptions.AbsTol = 1e-6;
LModel3.Algorithm.SimulationOptions.RelTol = 1e-5;

LModel3 = pem(DATA, LModel3);%, 'Display', 'Full'
LModel3.EstimationInfo
present(LModel3);

COP_estimated3 = sim(LModel3, DATA);

COP_fit3 = 100*(1 - norm(COP_estimated3.y - COP)/norm(COP-mean(COP)))
R_square_cop_prediction3 = 1 - (norm((COP - ...
COP_estimated3.y).^2,1))/...
(norm((COP - mean(COP)).^2,1))

%% Linear Model, 4 parameters
FileName      = 'la_union_chiller_linear_model4'; %'la_union_m' File
describing the model structure.
Order         = [1 3 0]; % Model orders [ny nu nx].
Parameters    = [0;0;0;0]; % [0;0;0] Initial parameters.
InitialStates = []; %[0;0;0]; % Initial states.
Tsample       = Ts; % Tsample = 0: Time-continuous
system.
LModel4 = idnlgrey(FileName, Order, Parameters, InitialStates, Tsample,
...
'Name', 'Hotel La Union. Linear Model');
LModel4.FileArgument = {};
LModel4.InputName = {'Q_l_o_a_d', 'T_r', 'T_c'};
LModel4.InputUnit = {'kW', '^oC', '^oC'};
LModel4.OutputName = {'COP'};
LModel4.OutputUnit = {'-'};
LModel4.TimeUnit = 'Sample';
LModel4.Algorithm.SimulationOptions.AbsTol = 1e-6;
LModel4.Algorithm.SimulationOptions.RelTol = 1e-5;

LModel4 = pem(DATA, LModel4);%, 'Display', 'Full'
LModel4.EstimationInfo
present(LModel4);

COP_estimated4 = sim(LModel4, DATA);

COP_fit4 = 100*(1 - norm(COP_estimated4.y - COP)/norm(COP-mean(COP)))
R_square_cop_prediction4 = 1 - (norm((COP - ...
```

Anexo II

```

COP_estimated4.y).^2,1))/...
(norm((COP - mean(COP)).^2,1))

figure(1);
plot(DATA.y, 'xr')
hold on;
plot(COP_estimated3.y, 'ob');
plot(COP_estimated4.y, 'og');
grid on;
title('Desempeño energético del chiller. Modelo empírico');
xlabel('Mediciones');
ylabel('COP');
legend('COP real', 'COPEstimado 3 parametros', 'COP estimado 4
parametros', 'Location', 'NorthEastOutside');
% title('Chiller Energy Performance. Linear model');
% xlabel('Data');
% ylabel('COP');
% legend('Real COP', 'Estimated COP, 3 par', 'Estimated COP, 4
par', 'Location', 'NorthEastOutside');

```

Modelo empírico DOE-2

```

%% PLR Model
Twater_supply = [6:11]';
Tair_condenser = [30:5:55]';
Qdot_nominal = max(Qdot); % Valor de la capacidad de enfriamiento del
% chiller a plena carga
Part_Load_Ratio = Qdot./Qdot_nominal;
a = [];
for i=1:length(Tair_condenser)
for j=1:length(Twater_supply)
    a = [a; Tair_condenser(i)-Twater_supply(j)];
end;
end;
A = [ones(length(a),1) a Part_Load_Ratio a.^2 a.*Part_Load_Ratio
Part_Load_Ratio.^2];
Power = Qdot./COP;
B = Power;
X = mldivide(A,B)
Power_estimated = A*X;
COP_estimated = Qdot./Power_estimated;
% Validación
% Indicadores de la calidad del modelo en la predicción de la potencia
% eléctrica y el COP del chiller
Power_fit = 100*(1 - norm(Power_estimated - Power)/...
norm(Power-mean(Power)))
R_square_power_prediction = 1 - (norm((Power - ...
Power_estimated).^2,1))/...
(norm((Power - mean(Power)).^2,1))
COP_fit = 100*(1 - norm(COP_estimated - COP)/norm(COP-mean(COP)))
R_square_cop_prediction = 1 - (norm((COP - ...
COP_estimated).^2,1))/...
(norm((COP - mean(COP)).^2,1))

figure(3)
plot(Power, 'xr');
hold on;
plot(Power_estimated, 'ob');

```

Anexo II

```
gridon;
title('Desempeño energético del chiller. Modelo empírico');
xlabel('Mediciones');
ylabel('Potencia eléctrica del chiller [kW]');
legend('Potencia real','Potencia estimada','Location','NorthEastOutside');
% title('Chiller Energy Performance. Empirical model');
% xlabel('Data');
% ylabel('Chiller Power Consumption [kW]');
% legend('Real Power','Estimated Power','Location','NorthEastOutside');
figure(4)
plot(COP,'xr');
holdon;
plot(COP_estimated,'ob');
gridon;
title('Desempeño energético del chiller. Modelo empírico');
xlabel('Mediciones');
% ylabel('COP');
legend('COP real','COP estimado','Location','NorthEastOutside');
% title('Chiller Energy Performance. Empirical model');
% xlabel('Data');
ylabel('COP');
% legend('Real COP','Estimated COP','Location','NorthEastOutside');

an = linspace(21,36)';
Part_Load_Ratio_n = linspace(0.75,1.1)';
[Tdifference,PLR] = meshgrid(an,Part_Load_Ratio_n);
PowerZ = ones(size(Tdifference)).*X(1) + Tdifference.*X(2) + ...
        PLR.*X(3) + Tdifference.^2.*X(4) + ...
        Tdifference.*PLR.*X(5) + PLR.^2.*X(6);
figure(5)
surf(Tdifference,PLR,PowerZ)
title('Desempeño energético del chiller. Modelo empírico');
xlabel('Diferencia de Temperaturas [oC]');
ylabel('Razón de Carga Parcial');
zlabel('Potencia eléctrica [kW]');
% title('Chiller Energy Performance. Empirical model');
% xlabel('Temperature Difference [oC]');
% ylabel('Part Load Ratio');
% zlabel('Power Consumption [kW]');
holdon;
plot3(a,Part_Load_Ratio,Power,'wo')
```