



**UNIVERSIDAD  
DE CIENFUEGOS**  
CARLOS RAFAEL RODRÍGUEZ

**CENTRO DE ESTUDIOS DE ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE**

**METODOLOGÍA PARA DETERMINAR LA DISTRIBUCIÓN ÓPTIMA DE LA  
CAPACIDAD FRÍGORÍFICA DE UNA PLANTA DE ENFRIADORAS PARA UNA  
INSTALACIÓN HOTELERA**

**Tesis presentada en opción al Grado Científico de Doctor en  
Ciencias Técnicas**

**Autora: Ms.C. Ing. Yamile Díaz Torres**

**Cienfuegos**

**2020**



**UNIVERSIDAD  
DE CIENFUEGOS**  
CARLOS RAFAEL RODRÍGUEZ

**Centro de Estudios de Energía y Medio Ambiente**

**METODOLOGÍA PARA DETERMINAR LA DISTRIBUCIÓN ÓPTIMA DE LA  
CAPACIDAD FRIGORÍFICA DE UNA PLANTA DE ENFRIADORAS PARA UNA  
INSTALACIÓN HOTELERA**

**Tesis presentada en opción al Grado Científico de Doctor en  
Ciencias Técnicas**

**Autora: Ms.C. Ing. Yamile Díaz Torres**

**Tutor: Dr. C. Mario Álvarez Guerra Plasencia**

**Cienfuegos**

**2020**

## **AGRADECIMIENTOS**

A la universidad de Cienfuegos Carlos Rafael Rodríguez

A mis compañeros de trabajo, por las enseñanzas aprendidas

Les agradezco a mis padres y a mi hermana Irina, por haber vislumbrado el camino mucho antes de yo haberlo imaginado

A Maira Cabrera por su apoyo incondicional

A mi familia, por estar ahí siempre

A mi hija Ana María, por tanto amor ...

## **DEDICATORIA**

Para Ana María, el amor de mi vida

## **SÍNTESIS**

La investigación presenta una nueva metodología para determinar la distribución óptima de la capacidad frigorífica de las enfriadoras que componen una planta, para una instalación hotelera. Se determina la distribución óptima de la capacidad frigorífica individual de las enfriadoras que componen la planta y se dividió en tres etapas. En la primera se efectuó el análisis estadístico de la demanda de enfriamiento de la instalación donde, se construyen perfiles de demanda térmica que reflejan las futuras condiciones de explotación. A partir del análisis estadístico de la misma se seleccionaron las capacidades frigoríficas individuales de las enfriadoras. En la segunda etapa se construyeron los modelos caja negra para simular el desempeño energético de las enfriadoras y empleando un algoritmo matemático se generaron combinaciones de plantas enfriadoras. La tercera etapa constituye la evaluación energética a través de la solución de un problema de optimización matemática y empleando un algoritmo genético. Este se efectuó bajo el enfoque de secuencia y la carga óptima de cada máquina frente a las condiciones de trabajo. Este análisis permite calcular el desempeño el costo de ciclo de vida y el impacto ambiental indirecto. Finalmente considerando los parámetros de diseño y de operación de cada planta de enfriadoras se procedió a analizar estadísticamente la relación entre ellos.

Palabras clave : óptima, frigorífico, planta hotelera

<b>Tabla de contenido</b>		<b>Página</b>
	Introducción	1
Capítulo 1	Diseño de sistemas de climatización centralizada todo-agua. Marco teórico conceptual	
1.1.	Introducción	7
1.2.	Enfriadoras de agua. Fundamentos básicos	8
1.3.	Consideraciones para el diseño de plantas enfriadoras	8
1.3.1.	Capacidad total de la planta de enfriadoras	11
1.3.2.	Número de enfriadoras a instalar	12
1.3.3.	Distribución de las cargas de enfriamiento entre las enfriadoras	15
1.3.4.	Arreglo hidráulico entre las enfriadoras	16
1.4.	Metodologías para el diseño de plantas enfriadoras	19
1.5.	Optimización de plantas enfriadoras	22
1.5.1.	Problemas relacionados con carga óptima y secuencia óptima para una planta de enfriadoras	26
1.5.2.	Métodos de optimización para la solución de problemas OCL Y OCS	27
1.6	Conclusiones parciales	30
Capítulo 2	Metodología para determinar la distribución óptima de la capacidad frigorífica de una planta de enfriadoras para una instalación hotelera	33
2.1	Introducción	
2.2.	Fase I. Análisis estadísticos de los perfiles de cargas de enfriamiento	34
2.2.1.	Análisis de las cargas térmicas de enfriamiento	38
2.2.2.	Análisis estadístico de los perfiles de carga. Selección de las capacidades nominales de las enfriadoras	38
2.3.1.	Construcción de modelos matemáticos tipo caja negra para las enfriadoras seleccionadas	42
2.3.2.	Fase II. Generación de alternativas de configuraciones de plantas empleando un algoritmo matemático	45
2.4.	Fase III. Optimización del desempeño energético de las plantas enfriadoras de agua.	47

2.4.1.	Formulación de las variables, función objetivo (FO) y restricciones en la solución del problema OCL	48
2.4.2.	Análisis comparativo entre el método tradicional de secuencia de una planta de enfriadoras de agua y el OCS. Establecimiento de la línea base para la solución del problema OCS.	48
2.4.4	Análisis económico y medioambiental	50
2.5.	Determinación de la relación estadística existente entre los parámetros de diseño de la planta de enfriadora y las variables de operación de la misma. Selección de la prioridad de los parámetros de diseño	56
2.6	Conclusiones parciales	62
Capítulo 3.	Caso de estudio. Instalación hotelera en fase de diseño	
3.1	Introducción	63
3.2	Fase 1. Análisis estadísticos de los perfiles de cargas de enfriamiento.	66
3.2.1	Análisis de las cargas térmicas de enfriamiento	66
3.2.2	Análisis estadístico de los perfiles de carga. Selección de las capacidades nominales de las enfriadoras.	69
3.3	Fase II. Configuración de plantas enfriadoras de agua	71
3.3.1	Construcción y selección de modelos matemáticos	71
3.3.2	Generación de alternativas de plantas enfriadoras	74
3.4.	Fase III. Optimización del desempeño energético de las plantas enfriadoras de agua.	75
3.4.1.	Caso de estudio 1. Análisis energético de las enfriadoras considerando el Método tradicional de secuencia de puesta en marcha de enfriadoras de agua	75
3.4.2.	Caso de estudio 2 Análisis energético de las plantas enfriadoras a través de la solución del problema de carga óptima y secuencia óptima para cada combinación de enfriadoras	77
3.5	Análisis económico e impacto ambiental de las plantas enfriadoras	83

3.6	Análisis estadístico entre el consumo energético de las plantas enfriadoras y las variables de diseño, total de enfriadora, capacidad frigorífica instalada, distribución de la capacidad frigorífica.	88
3.7	Conclusiones parciales	92
	Conclusiones	93
	Recomendaciones	95
	Referencias Bibliográficas	96
	Anexos	

## Índice de tablas

<b>Tabla</b>		<b>Página</b>
1.1	Rango de capacidad de frío y eficiencia de las enfriadoras de agua disponibles en el mercado	10
1.2	Tipos y números de enfriadoras recomendadas según la demanda del edificio	17
2.1	Número de clases apropiado según el número de observaciones	44
2.2	FE propios de CO, CO <sub>2</sub> , NO <sub>x</sub> y SO <sub>2</sub> utilizados en el Inventario de Gases de Efecto Invernadero procedentes de la generación de electricidad	
3.1	Valores máximos de demanda térmica de cada zona tipo bajo el escenario de simulación 1	72
3.2	Resultados de la calidad de los modelos seleccionados	77
3.3	Coefficientes de regresión para determinar la capacidad nominal y potencia eléctrica de las enfriadoras seleccionadas. Medidas de ajuste de los modelos	78
3.4	Configuraciones de plantas enfriadoras	79
3.5	Consumo de energía eléctrica y eficiencia de las plantas enfriadoras seleccionadas	82
3.6	Parámetros de control del AG	84
3.7	Consumo de energía eléctrica y eficiencia de las plantas enfriadoras seleccionadas	86
3.8	Verificación de los resultados obtenidos con la herramienta AG	87
3.9	Análisis comparativo entre los resultados obtenidos por distintos enfoques de simulación energética	89
3.10	Análisis de parámetros económicos de las plantas enfriadoras de agua	90
3.11	Opciones de plantas enfriadoras con menor CCV	92
3.12	Análisis de la condición de normalidad de la variable consumo energético (P-value)	93
3.13	Resultados de la relación estadística entre las variables de diseño y las variables operacionales	94

## Índice de figuras

Figura		página
1.1	Efecto del incremento del total de enfriadoras en los costos.	15
1.2	Esquema de flujo configuración en serie.	19
1.3	Esquema de flujo configuración en paralelo.	20
1.4	Metodologías para el diseño de plantas enfriadoras de agua helada. a) Diseño típico; b) Diseño robusto.	22
1.5	Curvas de funcionamiento de enfriadoras con tecnología <i>inverter</i> .	28
1.6	Representación conceptual de la secuencia óptima basada en la carga de enfriamiento.	29
2.1	Esquema de una planta de enfriadoras desacoplado.	34
2.2	Metodología para la generación de alternativas de plantas enfriadoras.	36
2.3	Fase III de la metodología de diseño de plantas enfriadoras.	54
3.1	Perfil de demanda térmica del hotel en fase de diseño considerando condiciones críticas.	66
3.2	Perfiles de carga térmica y RC de la edificación frente a los 8 escenarios de simulación calculados	69
3.2	Rango del perfil carga para 24 h de trabajo considerando los escenarios descritos en el anexo 10	70
3.3	Gráficos de caja y bigotes construidos con los valores de frecuencia absoluta de cada histograma construido	71
3.4	Diagrama de Tallo y hoja de los valores de frecuencia absoluta de las clases predominantes	71
3.5	Estatus de encendido y apagado y valores de PLR de las planta de enfriadoras (1-6).	77
3.6	Estatus de encendido y apagado y valores de PLR de las plantas enfriadoras (1-6).(Enfoque optimizado)	80
3.7	Comportamiento energético de las plantas de 2 enfriadoras según su distribución interna.	83
3.8	Análisis comparativo de las plantas enfriadoras: a) CCV. b) impacto ambiental	86
3.9	Análisis comparativo del consumo energía anual y CCV para plantas enfriadoras configuradas con 5 enfriadoras como máximo	87
3.10	CCV de las plantas de mejor y peor desempeño energético respectivamente	88
3.11	Representación gráfica de la capacidad frigorífica instalada Vs consumo energético capacidad frigorífica instalada Vs CCV.	89

## Introducción

El turismo es considerado a nivel mundial una industria sin chimeneas. De acuerdo con la Organización Mundial del Turismo, presenta un rápido crecimiento, es estimulador de la economía en los países, generando a nivel mundial el 10,2 % del Producto Interno Bruto. Creador de fuente de trabajo: 1 de cada 10 trabajos a nivel mundial; de oportunidades de negocios y ayuda a millones de personas a salir de la pobreza incrementando su nivel de vida. (UNWNTO, 2018).

Por otro lado, el turismo emplea gran cantidad de recursos energéticos y es alto generador de emisiones y de contaminación. Se estima que este sector es el responsable del 5 % de las emisiones globales de dióxido de carbono (Simpson, Gössling, Scott, Hall, & Gladin, 2008). De forma general el 20 % de las emisiones pertenecen al sector hotelero. Por otro lado, según el Green Biz Group, (2014), el consumo energético en los hoteles puede ser desorbitante, en el rango de los 35-40 MJ por huésped; y por noche, principalmente en hoteles de lujo pueden alcanzar la cifra de más de 154 MJ. En este tipo de instalaciones los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC, por sus siglas en inglés) pueden acumular hasta el 60 % del consumo total. Un hotel, es la integración arquitectónica de tres áreas principales: habitaciones, áreas públicas y áreas de servicios. La ubicación del hotel, la calidad ambiental deseada por el propietario y el nivel de sofisticación determinan los sistemas de HVAC a instalar. Sin embargo, algunos países adoptan regulaciones y/o normas que pueden influir en la decisión (ver anexo 2). Dentro de los sistemas HVAC más empleados, están los sistemas centralizados Todo-Agua compuestas por plantas enfriadoras de agua (Priyadarsini, Xuchao & SiewEang 2009), (Acosta, González, Zamarreño & Álvares, 2015), (Vega, Castellanos, & Yanez 2015), (Yu & Chang, 2010), (Rosselló-Batle, Moιά, Cladera, & Martínez, 2010). Estas tienen como ventajas: flexibilidad operacional; corriente de arranque reducida; capacidad de reserva elevada; mantenimiento planificado sin interrupción de la

planta; capacidad de trabajar con altos niveles de eficiencia y bajo el régimen de carga parcial los costos energéticos son menores, (Schwedler, M. 2001), (ASHRAE Handbook, 2008), (Ardakani, Ardakani, & Hosseinian, 2008).

De forma general, las características de estas instalaciones influyen profundamente en el funcionamiento de las plantas enfriadoras. Primeramente, los patrones de uso y los requerimientos de confort que posee cada área funcional, (Deng, 2003). (Ver anexo 3). Segundo, su operación continua durante todo el año con el fin de garantizar el confort las 24 horas durante los 365 días. Tercero, las diferentes percepciones de los clientes con respecto a la comodidad interior, así como la cultura y la conciencia del consumo de recursos. Y finalmente, la fluctuación de las cargas térmicas debido a la cambiante dinámica de los patrones de ocupación y condiciones meteorológicas.

El fenómeno ocupación es el de mayor sensibilidad en el comportamiento de estas instalaciones debido a su diversidad. En un hotel el espacio no está ocupado todo el tiempo. Por ejemplo, el uso transitorio de las habitaciones, con un mayor empleo por la noche y las cargas asociadas con la conexión de los dispositivos. El horario de trabajo de las áreas funcionales y las distintas actividades que se planifican en ellas: por ejemplo, el lobby principal normalmente se usa las 24 horas del día, y el uso intermitente de áreas como restaurantes, salas de reuniones y áreas comerciales, los niveles de actividad de la instalación según los días de semana y fines de semana, etc. (Ryu, Hong & Seo, 2014). Como consecuencia de lo antes planteado, varios autores afirman que las plantas enfriadoras en estas instalaciones trabajan mayormente bajo el régimen de cargas parciales, Ryu, J.H. et al. (2014); (Wang, Lin, Tu, Wang & Huang 2015); (Önüt & Soner, 2006).

Por ejemplo, en el hotel analizado por Yu, & Chan, (2010), las máximas cargas de enfriamiento solo representaban el 47 % del total de horas analizadas. En la investigación realizada por Wang

et al. (2015) la razón de carga parcial (PLR, por sus siglas en inglés) promedio de cada enfriadora era del 29,9%, 29,4% y 41,3% de la capacidad frigorífica individual. Las plantas enfriadoras que no están diseñadas para trabajar bajo régimen de carga parcial, presentan las desventajas técnicas y económicas siguientes: los continuos arranques y paradas, con las elevadas corrientes cada vez que arranca y, como consecuencia, el aumento del consumo de energía, la baja eficiencia del equipamiento y muy importante, la disminución de su vida útil. Es importante resaltar que un mayor consumo de energía no implica necesariamente una mejor prestación de los servicios ni una mayor satisfacción por parte de los clientes. Por ello, los hoteleros deben esforzarse en encontrar un equilibrio que garantice un bajo consumo energético y un servicio óptimo para los huéspedes.

La mejor forma de conseguir lo antes planteado es a través del diseño eficiente de la planta de enfriadoras que no solamente cumpla con los requerimientos de confort térmico, sino que además se adapte a las condiciones de carga parcial que de forma recurrente se presenta en las instalaciones.

El diseño de una planta de enfriadoras se refiere a determinar la capacidad de frío del sistema y la configuración que tendrá la misma. El mismo es un momento clave que define la eficiencia energética de una instalación puesto que la variabilidad del consumo de una planta compuesta por enfriadoras de distintos tipos y/o capacidad, puede alcanzar alrededor del 70 % (Gang, 2016). Actualmente, la distribución de la capacidad frigorífica entre las enfriadoras se efectúa bajo reglas, por ejemplo: dimensionar la planta de enfriadoras con una máquina que cubra el 90 % de la demanda y el 10 % restante sea para cubrir la carga pico (Lu & Cai, 2001). El otro enfoque más empleado es diseñar la planta con enfriadoras de igual capacidad frigorífica, según recomienda la Norma ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1-2016. Por otro lado, la Norma Cubana, NC-220:2009

especifica que debe dividirse la capacidad frigorífica total entre el número de enfriadoras a instalar, estableciendo un diseño simétrico del sistema. (Díaz, Álvarez, Viego, Crespo & Díaz, 2020). Varios autores, Chan & Yu (2004), Yu, & Chan (2006) y Mak, Chan, Li, Liu, & Wong, (2013) sugieren que las plantas que operan con enfriadoras de diferentes capacidades frigoríficas son más eficientes y contribuyen a obtener sustanciales ahorros. Pero, los estudios que se han publicado en la literatura internacional para el diseño de plantas enfriadoras, por ejemplo: Huang, Huang, Augenbroe & Li (2018); Gang, Wang, Augenbroe, Xiao & Gao (2015a); Gang, Wang, Augenbroe & Xiao (2015b); Cheng, Yan & Wang (2015); Kang, Augenbroe, Li & Wang (2017); Cheng, Wang, Yan & Xiao (2017), y Li, Wang & Xiao (2019), se limitan a ofrecer arreglos asimétricos determinísticos y no muestran la génesis de la decisión. Por otro lado, no incluyen la optimización matemática en la simulación energética de las configuraciones propuestas. Finalmente, considerando la alta variabilidad de la demanda térmica de edificaciones, como es el caso de las instalaciones hoteleras, no emplean herramientas estadísticas para seleccionar la distribución frigorífica de las diferentes unidades de enfriadoras de agua, asegurando que el arreglo seleccionado se ajuste lo mejor posible a las cargas de la edificación para una futura correcta explotación. Por tanto, constituye el:

### **Problema científico**

Los procedimientos utilizados actualmente para la distribución de la capacidad frigorífica de las plantas enfriadoras de las instalaciones hoteleras no consideran la diversidad de regímenes de demanda térmica de la instalación y provocan el incremento de los costos energéticos.

### **Objeto de estudio:**

Las plantas enfriadoras de agua helada que se emplean en instalaciones hoteleras.

## **Campo de acción**

La distribución de la capacidad frigorífica de las plantas enfriadoras de agua helada condensadas por aire.

## **Objetivo General**

Confeccionar una metodología para determinar la distribución óptima de la capacidad frigorífica de una planta enfriadoras para una instalación hotelera desde la fase de diseño conceptual.

## **Objetivos específicos**

- Establecer los fundamentos científicos del diseño y la optimización de las plantas enfriadoras.
- Elaborar un procedimiento para definir capacidades frigoríficas nominales a partir del análisis estadístico de las demandas térmicas de una instalación hotelera con el fin de generar alternativas de diseño de plantas enfriadoras de agua.
- Optimizar el desempeño energético de cada configuración propuesta a través del análisis de carga y secuencia óptima de la planta de enfriadoras.
- Establecer la relación existente entre los parámetros de diseño y parámetros de operación utilizados en el estudio.
- Validar la metodología con un estudio de caso.

## **Hipótesis**

Con el empleo de métodos estadísticos y de optimización matemática se logrará determinar la distribución óptima de la planta de enfriadoras capaz de trabajar eficientemente frente a los regímenes de demanda térmica que se presenten en la instalación hotelera.

## **Métodos empleados en la investigación**

En el transcurso de la investigación fueron utilizados diversos métodos, como son: el enfoque sistémico, el método histórico lógico, el método comparativo, analógico, el análisis y la síntesis, el tratamiento automatizado de la información. Del nivel matemático y estadístico se empleó el método de los mínimos cuadrados y la estadística descriptiva y la investigación de operaciones en el empleo de la optimización matemática combinatoria no lineal a través de un algoritmo meta heurísticos de búsqueda aproximada para determinar el punto de operación de una enfriadora de agua que minimice la función objetivo e incremente el desempeño energético.

## **Novedad Científica**

Metodología para determinar la distribución óptima de la capacidad frigorífica de una planta de enfriadoras de agua considerando la diversidad de regímenes de demanda térmica en las instalaciones hoteleras.

## **Aportes científicos**

- Procedimiento para la generación de alternativas de configuraciones de plantas enfriadoras con diversas distribuciones de la capacidad frigorífica a partir del análisis estadístico de futuros escenarios de demanda térmica en instalaciones hoteleras.
- Procedimiento de optimización del desempeño energético y selección de la distribución óptima de la capacidad frigorífica de la planta de enfriadoras para un hotel.
- Definición de la influencia de los parámetros de diseño en la operación y Costo de Ciclo de Vida (CCV) de plantas enfriadoras de agua.

## **CAPITULO 1. DISEÑO DE SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN CENTRALIZADA TODO-AGUA.**

### **MARCO TEÓRICO CONCEPTUAL**

## **CAPÍTULO 1**

### **DISEÑO DE SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN CENTRALIZADA TODO-AGUA. MARCO TEÓRICO CONCEPTUAL.**

#### **1.1. Introducción**

El sistema de acondicionamiento de aire es una de las instalaciones más importantes de un edificio. Existen varias razones que avalan lo antes expuesto. En el aspecto de la inversión constituye entre el 10 y el 20% del total para el caso de las instalaciones centralizadas en edificios nuevos. Respecto a la explotación, son los sistemas que representan los mayores costos de energía del edificio, mayor que el gasto de energía en iluminación y otros consumos eléctricos. En el aspecto de mantenimiento y conservación, por la dedicación que demandan, el costo de sus componentes y las necesidades de personal especializado en estas tareas. Finalmente, en el aspecto funcional, debido a la alta incidencia de la falta de este servicio en un momento dado en la actividad del edificio y de sus usuarios. El objetivo general de este capítulo es el análisis del marco teórico conceptual de los aspectos relacionados con el diseño de plantas enfriadoras con el fin de establecer pautas para una futura mejora de las metodologías de diseño que en la actualidad se emplean. Para ello se consideran aspectos como: los fundamentos básicos de esta tecnología, las consideraciones para su diseño eficiente, incluyendo las metodologías empleadas y los aspectos que involucran la optimización de la explotación de las mismas.

#### **1.2. Enfriadoras de agua. Fundamentos básicos.**

Las plantas enfriadoras son sistemas centralizados Todo-Agua, que a su vez es un tipo de esquema de climatización que permite satisfacer la demanda térmica de acondicionamiento del espacio interior de las edificaciones. Estos se caracterizan fundamentalmente por emplear agua

como fluido calo-portador, extrayendo el calor del medio y, por consiguiente, disminuyendo la temperatura del aire mediante un proceso de termo-transferencia.

Estos sistemas comparados con los sistemas de climatización individual, ofrecen muchas ventajas relacionadas con el funcionamiento, la confiabilidad y eficiencia. A pesar que la inversión inicial es alrededor de 2.2 veces mayor que la de los sistemas de climatización individual, el confort que se logra es superior y, además, ofrece una operación más silenciosa, y favorece la estética interior y exterior de la edificación. La distribución térmica requiere menos espacio en comparación con los sistemas Todo-Aire, siendo muy adecuados para edificios con espacio limitado. Permiten controlar simultáneamente las diferentes zonas térmicas, así como los circuitos de climatización y calefacción. Finalmente, estos sistemas, se emplean en grandes hoteles, restaurantes, cines, teatros, centros comerciales, hospitales y en otros edificios públicos. Suelen instalarse durante la construcción del edificio, aunque en algunos casos también se instalan durante remodelaciones de edificios existentes.

Las máquinas enfriadoras de agua o "chiller" (terminología anglosajona) son el eje central de una planta. Una planta está compuesta por varias enfriadoras de agua. Estas son las responsables del 60 % del consumo energético de un sistema de climatización, el resto les corresponde a los diferentes elementos del sistema como son: el sistema de bombeo, ventiladores, entre otros. Chan et al., (2015).

La enfriadora puede accionarse mediante el ciclo mecánico de compresión de vapor o un ciclo térmico de sorción. Las máquinas que emplean compresores pueden clasificarse de forma general en: compresores reciprocantes, centrífugos, de tornillo y de espiral. En el caso de las de ciclo de sorción, pueden ser de absorción o adsorción. Estas enfriadoras están disponibles en diferentes

rangos en términos de capacidad de enfriamiento según el tipo de compresor específico y el coeficiente de rendimiento (COP, por sus siglas en inglés), como se muestra en la tabla 1.1.

Tabla 1.1: Rango de capacidad de frío y eficiencia de las enfriadoras de agua disponibles en el mercado (Navigant Consulting, 2014)

<b>Tipo de enfriadora</b>	<b>Rango de capacidad de frío (kW)</b>	<b>Eficiencia (COP)</b>
Absorción	10 a 20 500	0,5-1,1
Adsorción	19 a 1 000	0,5-0,65
Centrífugos	280 a 14 000	6,1
Reciprocantes	7 a 1600	2,81
Tornillo	100 a 4 400	2,84
Espiral	528 a 1 056	3,02

Las enfriadoras se clasifican, además, por su forma de rechazar el calor hacia el ambiente. Las mismas pueden ser condensadas por agua o por aire. En términos de eficiencia los sistemas condensados por agua ofrecen ventajas sobre los sistemas condensados por aire; por ejemplo, según Kaya & Alidrisi (2016) las enfriadoras condensadas por aire consumen aproximadamente  $0.398-0.497 \text{ kW}_{\text{eléc}} / \text{kW}_{\text{térmico}}$ , mientras que una enfriadora condensada por agua, que posee el mismo rango de capacidad, puede disminuir su consumo hasta el rango de  $0,13-0,184 \text{ kW}_{\text{eléc}} / \text{kW}_{\text{térmico}}$ . Además, diferentes normas establecen que el rango de mínimo del COP bajo condiciones de carga total, para las enfriadoras enfriadas por aire, debe variar entre 2,40-3,06 y para las enfriadoras condensadas por agua entre 3,80-6,39, (Yu, Chan, Sit & Yang, 2014). Por otro lado, éstas se pueden encontrar en un rango de capacidad más amplio, entre 35.17 y hasta 10 551 kW; y las condensados por aire, entre 24.619 y hasta 1 758.5 kW. Otra ventaja de estos sistemas es

que poseen un tiempo de vida útil mayor, de 20 a 30 años, mientras que en las condensadas por aire es de 15 a 20 años.

Las condensadas por agua requieren de una torre de enfriamiento, además de un conjunto de subsistemas como son: alimentación de agua y drenaje, tratamiento de agua, filtros, sistemas de bombeo, y un sistema de control extra. Esto provoca que sean de mayor complejidad, además de que se incrementan los costos de instalación y mantenimiento, favoreciendo en algunos casos la selección de los sistemas condensados por aire. Estos últimos se comercializan como sistemas compactos, optimizándose el tiempo para su diseño, instalación y montaje. Por otro lado, cuando en la zona de trabajo el agua es escasa, los sistemas condensados por agua no son recomendables; también su eficiencia disminuye cuando los niveles de humedad relativa y temperatura en la región donde están instaladas son elevados. (Kumbhar, Gulhane & Pandure, 2017).

Se destaca, además, que debido a que las torres de enfriamiento constituyen un riesgo de proliferación de la Legionelosis, se emplean regulaciones para su estricto control y explotación (ASHRAE Standard 188P, 2018). Finalmente, Starford III, (2016) recomienda que, si no están dadas las condiciones para el mantenimiento de estos sistemas, se deben emplear enfriadoras condensadas por aire para capacidades iguales o menores de  $700 \text{ kW}_{\text{térmico}}$ .

### **1.3. Consideraciones para el diseño de plantas enfriadoras**

El diseño de una planta de enfriadoras se refiere a determinar la capacidad frigorífica del sistema y la configuración que tendrá la misma. De acuerdo con Fang, Jin, Du, Wang & Shi, (2017), cuando se diseña de forma inadecuada una planta, la eficiencia de cada elemento en el sistema se desvía de su punto óptimo de operación. Además, reafirman que el mal diseño de una planta de enfriadoras es un problema común en la esfera de la ingeniería.

Para el diseño de una planta se deben tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Capacidad total.
- Número de enfriadoras a instalar.
- Distribución de las cargas de enfriamiento entre ellas.
- Arreglo hidráulico.

### **1.3.1. Capacidad total de la planta de enfriadoras**

El primer paso para el diseño de una planta de enfriadoras es el cálculo de la carga de enfriamiento de la edificación. Ésta se puede estimar a través de reglas de la ingeniería, por ejemplo, toneladas de refrigeración por unidad de área o por métodos de transferencia de calor; tal es el caso del método de transferencia o series de tiempo, entre otros. Un diseño convencional de una planta propuesto por la ASRHAE Fundamentals (2017) refiere que la capacidad total de la planta es aproximadamente 10-20 % superior a la demanda pico obtenida del cálculo de la carga térmica. Este factor de seguridad (FS) se emplea con el fin de evitar el riesgo de sub-dimensionamiento.

El FS ha sido criticado por algunos autores que refieren el sobredimensionamiento de las plantas enfriadoras como el principal causante del trabajo bajo el régimen de carga parcial y la consecuente disminución de su eficiencia (Chan 2004); (Menezes, Cripps, Buswell, Wright & Bouchlaghem, 2014); (Cheng et al. 2015); (Wang, Augenbroe, Wang, Fan & Xiao, 2016); (Li et al. 2017). Por otro lado, existe otro criterio empleado por la Norma ASHRAE 90.1-2010 que influye en la capacidad total del sistema, que son las horas que no se satisface la demanda de enfriamiento o por su terminología en inglés "unmet hours", las que según establece la referida norma no pueden exceder las 300 horas/año.

La redundancia de las enfriadoras es otra medida que incrementa la carga instalada. En ocasiones se diseñan múltiples enfriadoras y se incluye otra de carácter redundante que sirve como reserva,

con el fin de garantizar carga extra de climatización en caso de falla en el sistema, lo que en gran medida le proporciona robustez al diseño. Por ejemplo, Wang et al. (2013) determinaron un incremento significativo de la tasa de falla de un sistema sin una enfriadora extra (redundante) con respecto a un sistema con la enfriadora redundante, desde  $1,3 \cdot 10^{-6}$  hasta  $2,4 \cdot 10^{-2}$ , respectivamente. Existen casos donde se hace estrictamente necesario adoptar esta disposición, por ejemplo, según Taylor (2017), existen plantas que son críticas, que sirven en industrias en que se requiere instalar como regla N+1 o N+2 enfriadoras redundantes, como es el caso de los centros de datos, considerando la posibilidad de que la enfriadora de mayor capacidad falle.

No obstante, algunos autores refieren que no es necesario aplicar la redundancia si se cuenta con un plan de mantenimiento estricto basado en el riesgo de fallo de forma anticipada. Tal es el caso de Chan, Lee & Yuen (2011), los mismos exponen que la mayoría de las plantas operan a carga total en cortos periodos de tiempo durante un año de trabajo y el empleo de una enfriadora extra implica un alto costo. Su estudio demostró que se puede eliminar la redundancia debido a ciertas bondades que en ocasiones los diseñadores no tienen en cuenta como son: el propio factor de seguridad y el margen de diseño que los fabricantes emplean en las enfriadoras. Además, en caso de que sea necesario, se puede considerar que la enfriadora de menor capacidad realice esta función. También, Wang et al. (2016) recomiendan cuantificar la redundancia como un tipo de incertidumbre y aplicar la misma en el cálculo de la carga térmica.

En la actualidad, investigadores han empleado métodos para determinar de forma más exacta la capacidad de frío de una planta a través del análisis y la cuantificación las incertidumbres. Estos análisis se basan en varios aspectos: el día típico meteorológico, que agrupa una serie de datos meteorológicos extremos que rara vez concurren al mismo tiempo (Sun, Gu, Wu & Augenbroe, 2014); las ganancias de calor derivadas de los equipos no debe ser la potencia nominal según

datos del fabricante debido a la degeneración de su funcionalidad respecto al tiempo de uso, las incertidumbres generadas por la composición de los materiales de construcción y los fenómenos de transferencia de calor, la posible naturaleza cambiante de la demanda térmica a través del tiempo. Según Gang, Wang, Augenbroe & Xiao, (2016) y Kang et al. (2017) las incertidumbres derivadas de las intermitentes ganancias de calor en función de la ocupación de la edificación, conjuntamente con las ganancias internas asociadas al empleo de los equipos, son los parámetros que más sensibilidad tienen en el resultado final de la carga térmica de enfriamiento. Domínguez, Cejudo & Carrillo (2010) definieron la representación matemática de la propagación de las incertidumbres según su tipo. Además, ordenaron por orden de importancia, aquellas que más influyen en la demanda térmica. Tian & De Wilde (2011) exploraron el impacto del cambio climático en las incertidumbres que se generan debido a las propiedades térmicas del edificio y las ganancias internas de calor. Los autores definieron un incremento del 122 % de las cargas térmicas de enfriamiento y un decrecimiento del 40 % de la demanda de calefacción. Sun et al. (2014) calcularon la capacidad del sistema HVAC considerando márgenes de riesgo al analizar las incertidumbres. Huang, Huang & Wang (2015) combinaron el análisis de incertidumbres y técnicas de decisión multicriterial para la selección de la capacidad de diferentes componentes de un sistema HVAC. Cheng, Wang & Yan (2016), a través del análisis de incertidumbre determinaron rango de capacidades del sistema de enfriamiento (torres). Posteriormente, a través de una función objetivo optimizaron el resultado, seleccionando la configuración con menor costo de ciclo de vida. Finalmente, Niu, Tian, Lu, Zhao & Lan, (2019) proponen una metodología donde evalúan el funcionamiento de una planta de enfriadoras bajo un rango de cargas obtenidas a partir del análisis de las incertidumbres.

En comparación con los métodos de diseño convencionales que solo consideran un cierto estado determinístico, el cálculo de la demanda térmica a través del análisis de incertidumbres considera probabilísticamente muchos más escenarios posibles. (Chai, Huang & Sun, 2019), (Liao, Huang, Ding, Wu & Feng, 2018), Cheng et al. (2017); (Huang et al. (2018). De acuerdo con Sowden (2002) esto favorece una decisión basada en el riesgo, en lugar de dimensionar los sistemas a ciegas con un gran margen de seguridad. Otros autores emplean el análisis de frecuencia de las cargas para establecer el rango "*unmet hours*" según los requerimientos de la instalación y del cliente. (Wang et al. 2015), (Kang et al. 2017), (Huang et al. 2018). Pese a estas ventajas, este campo de conocimiento ha recibido muy poca atención entre los ingenieros, según aseguran (Yang, Cheng & Cai, 2019), justificándose por el alto nivel de riesgo que entraña, lo cual, desde el punto de vista práctico, la hace poco atractiva.

### **1.3.2. Número de enfriadoras a instalar**

Una configuración básica de estos sistemas es una sola enfriadora que provee el agua helada necesaria para satisfacer la carga térmica. Esta configuración tiene la ventaja de que su costo inicial es más bajo, pero posee la desventaja de que cuando falla cualquier elemento de la máquina (compresor, torre de enfriamiento, o bomba), se interrumpe todo el sistema. Esto es inaceptable para la mayoría de las instalaciones, especialmente en aquellas donde el empleo de estos sistemas es vital (laboratorios, centros de datos, hospitales, hoteles etc.). Esta configuración es propensa a trabajar en el régimen de carga parcial. (Stanford III, 2016).

La instalación de múltiples enfriadoras es más común que una sola. Como regla se indica que una planta debe estar compuesta por dos o más enfriadoras, de esta forma se garantiza que el sistema sea confiable. Debido a que la demanda térmica puede variar en un amplio espectro en una planta compuesta por múltiples enfriadoras, si estas poseen una capacidad apropiada, pueden alternar

su operación, trabajar en su máxima capacidad y/o eficiencia en dependencia de tipo de máquina y de esta forma conservar energía.

Lee & Lee (2007) demostraron que el incremento de enfriadoras simétricas favorece al incremento de la eficiencia y la disminución del consumo energético de la planta de enfriadoras. Por otro lado, Yu & Ho (2019) refieren que una planta de gran capacidad debe contener al menos tres enfriadoras, no obstante, las limitaciones relacionadas con el espacio pueden afectar la decisión. Además, otro factor que influye es el costo total de la planta como se observa en la figura 1.1. Esto está dado por el incremento del resto de los elementos que la constituyen, por ejemplo, bombas, tuberías, entre otras.

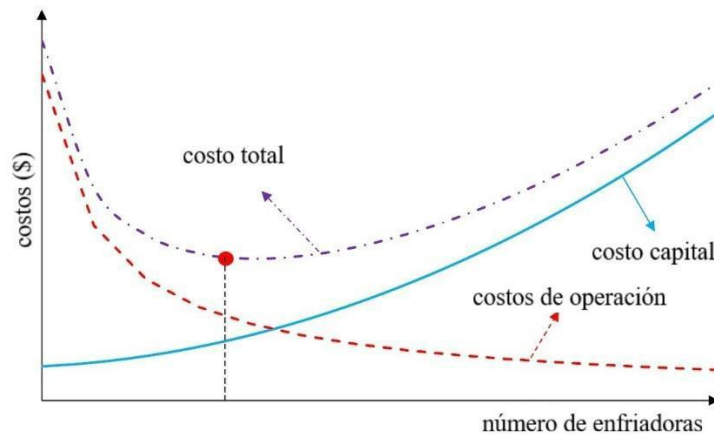


Figura 1.1. Efecto del incremento del total de enfriadoras en los costos. Cheng et al (2017).

### 1.3.3. Distribución de las cargas de enfriamiento entre las enfriadoras

Una planta puede configurarse de dos formas, con enfriadoras simétricas o asimétricas. La planta de enfriadoras simétricas es aquella en la que todas las máquinas tienen la misma capacidad nominal. Esta configuración tiene como ventaja la facilidad de mantenimiento al compartir elementos comunes. Su desventaja principal radica en la baja eficiencia de la planta cuando se trabaja a cargas parciales. Es la más empleada en la práctica; por ejemplo, Lee & Lee (2007)

reportaron que, de las 50 plantas enfriadoras estudiadas, 44 eran de configuración simétrica. La configuración asimétrica se caracteriza por estar conformada por enfriadoras de diferentes capacidades, lo que pretende lograr un ajuste más eficiente del sistema ante las variaciones de carga y puede representar un potencial de ahorro. De acuerdo con Yu & Chan (2007), el consumo energético de una planta con esta configuración puede disminuir un 10.1 %.

En la actualidad, la distribución de la carga entre las enfriadoras se efectúa a través de recomendaciones, siendo muy limitado este campo de estudio. Por ejemplo, la ASHRAE 90.1-2013, ASHRAE (2013), recomienda el empleo de enfriadoras simétricas, como se puede ver en la Tabla 1.2.

Tabla 1.2. Tipos y números de enfriadoras recomendadas según la demanda del edificio ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1-2016 (tabla 74)

<i>Demanda térmica del área acondicionada del edificio (kW)</i>	
$\leq 1\ 054.35$	1 enfriadora tipo tornillo
$>1\ 054.35, < 2\ 108.7$	2 enfriadoras tipo tornillo, simétricos
	2 enfriadoras centrífugas como mínimo.
$\geq 2\ 108.7$	(Si se emplean más de dos no pueden ser de más de 2 811.6 kW, todos simétricos)

Otro ejemplo es la norma cubana NC-220:2009, esta especifica que debe dividirse la capacidad frigorífica total entre el número de enfriadoras a instalar, regulando así un diseño simétrico del sistema. Por otro lado, Yu & Chan (2006) refieren que, en las edificaciones en Hong Kong con demanda de frío entre 1 050-7 032 kW, deben emplearse entre 4-8 enfriadoras simétricas. Similar afirmación la hacen Chan et al. (2011).



Por otro lado, algunos autores recomiendan algunas configuraciones con una distribución frigorífica específica. Por ejemplo, un caso de estudio desarrollado por la compañía CARRIER (Tosí & Bitondo 1999), propone el uso de 3 enfriadoras, dos de igual capacidad con una distribución de la carga de 40% cada una y una de menor capacidad, de 20 % de la carga. Esta distribución garantiza que, para cargas por debajo del 20 %, se trabaje con la de menor capacidad, y en función del incremento de la necesidad de frío entren en funcionamiento las otras dos máquinas, actuando la de menor capacidad como un equipo de arranque y reserva. Haviland & CEM (2002) recomienda emplear configuraciones de dos enfriadoras con la distribución 60 %-40 %. Estos consideran que, en aplicaciones como hoteles y oficinas, las enfriadoras pueden pasar más del 50 % trabajando bajo el régimen de carga parcial. Otra propuesta fue hecha por Mathew & Greenberg (2005), quienes sugieren la proporción 30 %-70% en el caso de laboratorios. Stanford (2016), recomienda emplear configuraciones compuestas por 80%-20 % de la capacidad total o de 60 %-40 %. Se especifica que ninguno de los estudios presentados aporta una metodología ni revelan el análisis previo a las recomendaciones descritas.

Otros estudios evalúan energéticamente la propuesta de configuraciones efectuadas. Por ejemplo, Yu & Chan (2006), comparan el funcionamiento energético de cuatro configuraciones de plantas. Opción 1 y 2 consisten en 6 y 8 enfriadoras simétricas. Opción 3 consiste en un arreglo mixto, 4 enfriadoras simétricas de gran capacidad (19 % de la carga frigorífica total) y dos enfriadoras simétricas de pequeña capacidad (12 % de la capacidad frigorífica total). Finalmente, la opción 4, también configuración mixta, consiste en tres pares de enfriadoras simétricas de 21, 17 y 12 % de la capacidad total. Los resultados arrojaron que las opciones 3 y 4 alcanzaron un ahorro energético del 8.9 % y 9.1 % respecto a las configuraciones 1 y 2.

Gang et al. (2016) comparan el comportamiento energético de dos configuraciones, una compuesta por 7 enfriadoras simétricas y otra compuesta por un arreglo de 5 enfriadoras simétricas de gran capacidad (16 % de la capacidad total cada una) y dos de menor capacidad (8 % de la carga). Los resultados arrojaron un ahorro de 1,6 % respecto a la configuración clásica de enfriadoras simétricas.

Taylor (2017), sugiere que la cantidad de enfriadoras, así como la distribución de su capacidad, dependerá de las características de la distribución de frecuencia de las cargas de enfriamiento de la instalación en cuestión. Si es una edificación con gran diversificación de carga, recomienda varias enfriadoras de diferentes capacidades; si es una con una carga constante, por ejemplo, aplicaciones industriales, centros de análisis de datos, etc., sugiere emplear una enfriadora de gran capacidad y una pequeña. No obstante, dicho autor no propone cómo debe ser la distribución de la capacidad.

Finalmente, Gang, Wang, Augenbroe, Xiao & Gao (2015a), Gang, Wang, Augenbroe & Xiao (2015b), Cheng, Yan & Wang (2015), Kang, Augenbroe, G. & Wang (2017), Cheng, Wang, Yan & Xiao (2017), Huang, Huang, Augenbroe & Li (2018) y Li, Wang & Xiao (2019) determinaron la capacidad frigorífica individual de cada enfriadora balanceando la capacidad frigorífica en un rango del 10 % de la capacidad total de la planta. Se observó en estos estudios un mejor comportamiento energético en las configuraciones asimétricas.

#### **1.3.4. Arreglo hidráulico entre las enfriadoras**

Una planta puede configurarse de tres formas distintas: enfriadoras en serie, paralelo o mixtas. Una configuración híbrida o mixta es cuando una serie de enfriadoras están configuradas en serie, mientras operan en paralelo con otro arreglo de enfriadoras también configuradas en serie. A pesar de que no existe un criterio generalizado acerca de cuál disposición es la mejor a emplear (ya que

existen diferentes factores de diseño, explotación y externos que determinan las ventajas y desventajas de cada una de las formas de interconexión), la mayoría de las plantas están interconectadas en paralelo (Kapoor & Edgar, 2015). Se define además que el tipo de arreglo que posea la planta influye directamente en los dos circuitos hidráulicos principales que la misma posee, el circuito primario y el circuito secundario. El circuito primario solo lo componen las enfriadoras de agua, y el circuito secundario el sistema de bombeo y el de intercambio térmico. Con la configuración en serie, un mismo flujo de agua helada circula a través de las enfriadoras (ver figura 1.2). En el mismo se logran altos valores de diferencia de temperatura entre la salida y el retorno del agua helada. Desde el punto de vista termodinámico, las propiedades de los fluidos intermedios no influyen en la carga total del sistema.

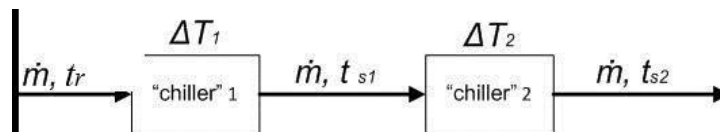


Figura 1.2: Esquema de flujo con la configuración en serie.

En esta configuración, el número de enfriadoras conectadas está limitado por las excesivas caídas de presión (Trane 2003); (Tosí, 1999). Es una configuración que rara vez se implementa, siendo ventajosa exclusivamente cuando la diferencia de temperatura es excesiva o si la carga de enfriamiento es estable (Stanford III, 2016). Por otro lado, en la configuración en paralelo (ver Figura 1.3) la temperatura de suministro de los flujos de entrada y salida de cada enfriadora es idéntica, pero el flujo másico en ambas máquinas puede variar. Este arreglo permite la operación de la cantidad de enfriadoras que realmente se necesite en dependencia de la demanda térmica de la edificación. Además, facilita la operación continua de una de las máquinas en caso de mantenimiento o de rotura inesperada de la otra, garantizando un servicio ininterrumpido.

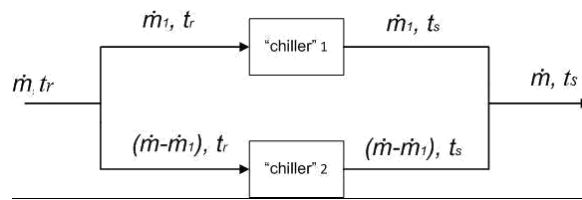


Figura 1.3. Esquema de flujo configuración en paralelo

En este arreglo el flujo másico del circuito primario de la planta se divide en dos o más flujos paralelos, con un flujo másico ( $\dot{m}_1$ ) y el otro ( $\dot{m}-\dot{m}_1$ ). Desde el punto de vista hidráulico, posee la ventaja de que las caídas de presión a través de las tuberías no son tan altas como en el caso de las enfriadoras conectadas en serie. El sistema de bombeo puede diseñarse de distintas formas. En caso de enfriadoras de flujo constante, pueden poseer una sola bomba en el circuito; la desventaja radica en la mezcla de las corrientes cuando uno de las máquinas está fuera de servicio, lo que provoca un incremento de la temperatura del agua helada a la entrada del evaporador. Como solución a este problema, se pueden emplear válvulas para aislar el circuito de la enfriadora apagada e incrementar el flujo en la máquina que está en operación. Otra solución a este problema es emplear múltiples bombas, una para cada enfriadora.

El empleo de sistemas con flujo variable de agua helada disminuye los costos operacionales. La bomba de flujo variable puede estar ubicada en el circuito secundario, manteniendo constante el circuito primario, o en el circuito primario. La primera configuración es ampliamente recomendada por la relación costo-beneficio que representa, además de la relativa simplicidad, flexibilidad y estabilidad en su operación. Un sistema de flujo variable por el circuito primario representa una mejora significativa en el control del sistema de forma individual. Permite que el flujo pueda variar en función de la carga, favoreciendo ahorros en el orden del 15 %. (Taylor, 2017). A pesar de esto, el sistema tiene algunas limitantes respecto a la respuesta inmediata ante las rápidas fluctuaciones de la carga y del flujo de agua, pero es una opción viable cuando el control de la temperatura del

agua no es estricto. A su vez, el costo de éste es mayor respecto al de la configuración con bomba de flujo variable en el circuito secundario, debido a que se requiere mayor exactitud de los instrumentos de control.

Finalmente, la capacidad total del sistema solo depende del flujo másico de agua helada y la temperatura de entrada y salida del sistema, independientemente del tipo de arreglo que se efectúe. Pero no es así con el consumo energético de la planta. La eficiencia energética también está en función del arreglo hidráulico. Según Kapoor & Edgar (2015), si se mantienen todas las variables iguales en ambos casos, las enfriadoras dispuestas en serie consumen 9,62 % más energía que las configuradas en paralelo. Esto está dado porque el consumo de potencia eléctrica se incrementa al incrementarse su flujo másico. Por otro lado, operan con un incremento de la eficiencia del 12,26 %, en dependencia de los valores de salida de la temperatura de agua helada. No obstante, es importante verificar que no se comprometan las condiciones de confort en la instalación.

#### **1.4. Metodologías para el diseño de plantas enfriadoras**

La revisión bibliográfica muestra que el diseño de plantas enfriadoras se basa en dos metodologías, como se aprecia en la Figura 1.4: la metodología tradicional y la metodología robusta u optimizada, según lo defienden varios autores (Gang, et al. 2015a); (Gang et al. 2015b); (Cheng et al. 2015); (Cheng et al. 2016); (Huang et al. 2018); (Li et al. 2019); (Niu et al. 2019); (Yang et al. 2019).

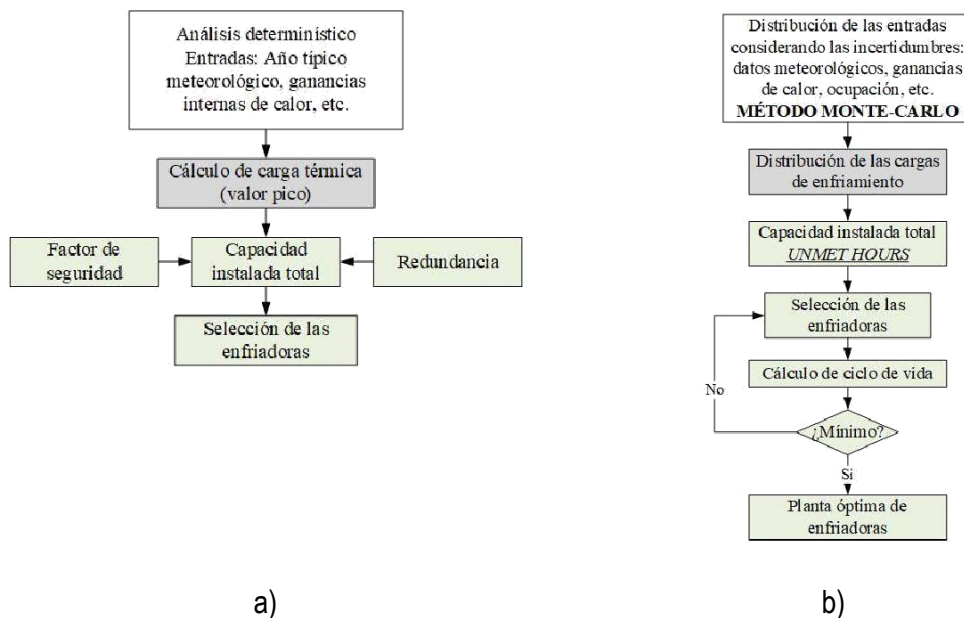


Figura 1.4. Metodologías para el diseño de plantas enfriadoras de agua helada. a) Diseño típico; b) Diseño robusto. Li et al. (2019).

Como se observa en la Figura 1.4 a), el diseño típico resume las consideraciones que se han analizado anteriormente en el diseño de las plantas enfriadoras. Se agrega que la capacidad nominal de cada enfriadora es determinada principalmente según la experiencia de los ingenieros o por las reglas empíricas expuestas en el epígrafe 1.2.4. Además, el análisis del funcionamiento de la misma se efectúa considerando cierto estado de diseño, generalmente las condiciones críticas de trabajo.

El concepto de diseño robusto, Figura 1.4 b), comenzó a aplicarse en los análisis del diseño de las plantas enfriadoras a partir de los trabajos presentados por los autores Gang et al. (2015a), Gang et al. (2015b), Cheng et al. (2015). Según estos, el objetivo del diseño robusto es: *lograr con el diseño de la planta de enfriadoras, la habilidad de acomodar las incertidumbres de las cargas térmicas y la fiabilidad del sistema de climatización en operación. Además, alcanzar un diseño óptimo en función del costo y la efectividad, que provea la capacidad de operar con la mayor*

*eficiencia posible frente a todas las condiciones de operación a la cual estará sometida, particularmente a las de carga parcial.* La evolución de esta nueva forma de diseño se detalla a continuación.

Lu & Lai, (2001) evaluaron una configuración asimétrica de enfriadoras mediante el empleo del algoritmo genético. La función objetivo involucró el COP, los gastos de operación y el PLR. El artículo no aporta ninguna metodología para el diseño de la planta, considera la capacidad nominal como un valor fijo y, finalmente, propone una configuración óptima para cada perfil de carga analizado, no considerando así la variación del perfil de carga como un elemento vital a tener en cuenta en el diseño y de esta forma evaluar el comportamiento de una configuración en los tres perfiles presentados.

Deng (2002) sugirió determinar la capacidad individual de las enfriadoras que conforman la planta a través del análisis estadístico de la distribución de frecuencia de las cargas de enfriamiento durante un periodo de análisis. El autor considera que la capacidad de cada enfriadora debe coincidir con los valores de carga que mayor porcentaje de frecuencia presenten. No obstante, la investigación no comprobó la configuración escogida y el histograma presentado se basó en datos reales de carga, por lo que su metodología solo es útil para el reemplazo de plantas en explotación. Chan & Yu (2004) emplearon la simulación para la construcción del histograma de frecuencia, pero solo consideran como elemento de variación las condiciones meteorológicas; mantienen un valor fijo de ganancias de calor por ocupación y el empleo de equipos. No emplearon este análisis para determinar la distribución de la capacidad nominal, pero si para la evaluación energética de las 4 configuraciones propuestas. Su trabajo demostró que la distribución de la carga nominal posee mayor influencia en el consumo energético que el total de enfriadoras que componen la planta.

Yu & Chan (2005) evaluaron cuatro configuraciones empleando perfiles de carga hipotéticos. No obstante, el análisis no agregó la variabilidad que le aportan la ocupación y las ganancias asociadas a ella. Le agregaron al análisis energético estrategias de operación que mejoraron el comportamiento energético de la misma. Otro aporte de este estudio es que analizan el comportamiento individual de cada enfriadora empleando para ello modelos matemáticos tipo caja negra. En una posterior investigación, Yu, F. y Chan (2006) emplearon otras estrategias de operación que reflejan la interacción de la planta con la demanda térmica del edificio; por ejemplo, aplicaron una secuencia de trabajo basado en la capacidad de la enfriadora. Estos autores son los primeros que emplean para el análisis del diseño de plantas la curva COP-PLR, pero no aplican la optimización matemática en la comprobación energética. A partir de este tipo de análisis, se presentaron estudios similares en Lee & (2007), Yu, & Chan (2007), Cheng et al. (2015), Kang et al. (2017), Cheng et al. (2017), Huang et al. (2018) y Li et al. (2019).

Otro aporte lo propusieron Labus, Korolija, Marjanovic-Halburd & Coronas (2010), los que al estudio realizado a una de las configuraciones propuestas según la curva COP-PLR, le implementaron una secuencia de trabajo determinista, donde según la carga demandada comenzaba a trabajar la enfriadora de menor capacidad. Demostraron, la influencia significativa de las dinámicas térmicas asociadas a la tipología de la instalación y las condiciones meteorológicas.

El último eslabón de esta cadena evolutiva fue la incorporación del análisis de la carga térmica a través de las incertidumbres; Gang et al. (2015a), Gang et al. 2015b), Cheng, et al. (2015), Kang et al. (2017), Cheng et al. (2017), Huang et al. (2018) y Li et al. (2019). Los mismos emplearon el gráfico de frecuencia de las cargas para establecer el rango de las "unmet hours". Además, al análisis energético le agregaron otros indicadores para comparar varias alternativas, como son los costos anuales, capitales y de riesgo de falla, como es el caso de Gang et al. (2015b); costo de

ciclo de vida por Cheng et al. (2016). Además, costos de mantenimiento, tratados por Huang et al (2018). Finalmente, emplearon también la técnica de secuencia de trabajo basado en la carga de enfriamiento.

Pese a todas estas acciones que han mejorado considerablemente el diseño de plantas, aún existen elementos por considerar. Por ejemplo, los estudios anteriores determinan la capacidad nominal de cada enfriadora, balanceando las cargas frigoríficas nominales en un rango del 10 % de la carga total del sistema. Esto evidencia que no se les da continuidad a las sugerencias propuestas por Deng, (2002). Además, las metodologías propuestas no incluyen el análisis de todas las alternativas posibles de configuración de una planta, considerando límites reales, por ejemplo, espacio requerido, presupuesto, etc. Finalmente, a pesar que se describen estos estudios como soluciones óptimas, en la comprobación energética de estos sistemas no se aplica ningún algoritmo de optimización que simule el funcionamiento de la planta respecto al régimen de demanda estudiado y garantice que realmente la solución aportada sea sin duda robusta.

### **1.5. Optimización de plantas enfriadoras**

Operar eficientemente las plantas enfriadoras es una tarea compleja. De acuerdo con Rampazzo, (2010), la operación optimizada una planta de enfriadoras es un problema matemático combinatorio no lineal, restringido con variables continuas y discretas, y como tal, es un desafío para los métodos de optimización estándar. A fin de encontrar una solución adecuada a este campo de estudio, se combinan los análisis de Carga Óptima de una enfriadora (OCL por sus siglas en inglés) y Secuencia Óptima de una enfriadora (OCS por sus siglas en inglés) a fin de establecer una estrategia de operación eficaz. Con el empleo de estas técnicas, se puede disminuir hasta un 40 % del consumo energético en plantas de capacidad térmica instalada medianas y hasta un 20 % en plantas pequeñas, con la consecuente disminución del impacto ambiental asociado a la

generación de energía eléctrica. Thangavelu, Myat & Khambadkone (2017). Como se mostró en el acápite anterior, las metodologías para el diseño de las plantas enfriadoras, no incluyen en el análisis energético la comprobación a través de la solución de un problema de optimización.

### **1.5.1. Problemas relacionados con carga óptima y secuencia óptima para una planta de enfriadoras**

Al diseñar una planta de enfriadoras, se debe lograr que estas operen con una óptima carga de enfriamiento a fin de mejorar la eficiencia operacional y reducir la potencia eléctrica. La carga óptima de una enfriadora (OCL, por sus siglas en inglés), expresa la distribución óptima de la carga de climatización entre las enfriadoras, maximizando la eficiencia energética de la planta. Gordon, Ng & Chua, (1997) lo describieron como un *“método que optimiza la distribución total de cargas de enfriamiento en intervalos de tiempo regulados a través de varios periodos sujetos a restricciones de optimización”*. La secuencia óptima de una enfriadora (OCS, por sus siglas en inglés) define las condiciones en que las enfriadoras deben trabajar o no, según la demanda térmica de enfriamiento, por lo que ajusta el número de enfriadoras en operación ante la fluctuación de la demanda térmica; igualmente, maximiza la eficiencia. Ambas estrategias minimizan el consumo energético. (Qui et al 2018).

El punto óptimo de carga de una enfriadora, así como el estatus óptimo de encendido y apagado (*on/off*) está influenciado por varios factores:

- La curva Coeficiente de funcionamiento (COP) vs. Razón de carga parcial (PLR).

Por ejemplo: de forma general, una enfriadora alcanza su mejor COP cuando trabaja a su máxima carga de diseño, que es cuando el PLR definido como la carga que asumen las enfriadoras dividido por su carga nominal, es igual a 1. Pero existen modelos de enfriadoras donde lo anteriormente expuesto no sucede. Por ejemplo, en enfriadoras centrífugas el máximo COP típico ocurre ante un

PLR entre el 40 y el 80 % (ASHRAE Applications 2015); (Chang & Yu 2002). En una enfriadora de tornillo, el COP depende del número de circuitos de refrigeración; con más circuitos, se alcanza mejor COP.

Las enfriadoras recíprocantes alcanzan valores elevados del COP cuando operan cerca el 100 % de la carga; las enfriadoras con compresor tipo *Scroll*, para un solo circuito de refrigeración, también cerca del 100 % de la carga. Las enfriadoras que emplean la tecnología *Inverter* entre el 15 y el 40 % de su máxima capacidad de diseño. (ASHRAE, Applications 2015). Aunque esta última depende de la temperatura de condensación, en las figuras 1.5 a) y 1.5 b), se puede apreciar como para elevadas temperaturas en el sistema de condensación, la curva COP-PLR no muestra ningún cambio significativo respecto a una enfriadora recíprocante o tipo scroll.

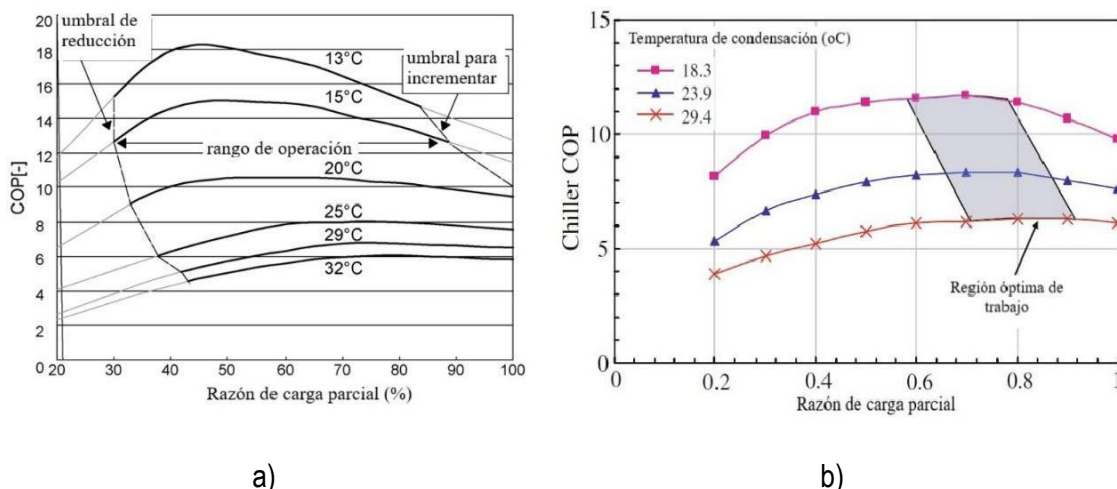


Figura 1.5, Curvas de funcionamiento de enfriadoras con tecnología *inverter*. a) (Song, Akashi & Yee 2007); b) (Yu & Chan 2009).

- Las condiciones meteorológicas.
- La fluctuación del perfil de carga influenciada por las dinámicas de la edificación.
- La energía consumida por los sistemas auxiliares que componen la planta, como son las bombas y la torre en enfriamiento Chan & Yu (2006), (Lee & Lee 2007).

Para la solución del problema OCL, la selección de configuraciones mixtas (diferentes características y capacidad) aporta un incremento de la complejidad en la solución. (Chang, Lin, &Lin, 2005).

Acorde a Honeywell, (1997) y Sun, Wang & Huang (2009) existen cuatro estrategias para efectuar un OCS. Las mismas, para su aplicación, emplean diferentes datos como son: el control de la secuencia mediante la temperatura de retorno; el control de la secuencia mediante el flujo másico (*by-pass*); el control de la secuencia a través del consumo directo de potencia y, finalmente, el control de la secuencia basado en la carga de enfriamiento. En principio, según Sun, Wang & Xiao (2013) el mejor enfoque es el control de la secuencia basado en la carga de enfriamiento, como se observa en la Figura 1.6, debido a que los otros métodos emplean indicadores indirectos de la carga térmica y puede darse el caso que ellos no sean proporcionales a la misma.

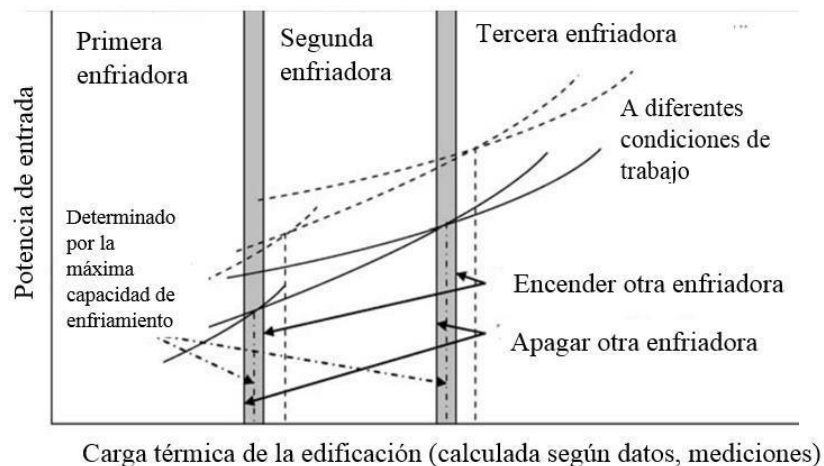


Figura 1.6: Representación conceptual de la secuencia óptima basada en la carga de enfriamiento. (Sun et al, 2009).

Pero el estudio presentado por Huang et al. (2015), reveló que la estrategia basada en la carga de enfriamiento tiene dos limitaciones principales: primero, no garantiza una distribución óptima y,

segundo, puede resultar inapropiado el total de enfriadoras en funcionamiento por lo que, la combinación de la secuencia basada en la carga con otros enfoques, puede mejorar los resultados. Otras recomendaciones realizadas por varios autores son: ASHRAE (1999) recomienda que la enfriadora que debe arrancar primero debe ser la que mayor COP posea; Chang (2007) plantea que, para plantas enfriadoras de diferentes capacidades y diferentes tipos, deben iniciar su operación aquellas que posean mayor eficiencia; B.N. Gidwani (1987) y Sun et al. (2009) recomiendan que la próxima enfriadora comience a trabajar luego que la que le antecede alcance su máxima capacidad nominal. Esos autores consideran la capacidad nominal del sistema como un rango de valores que varía según las distintas condiciones trabajo. Sun, et al. (2013), Li Huang & Sun (2014), Fan, Jin, & Du (2011), entre otros, determinaron su estrategia óptima basada en el óptimo PLR de cada enfriadora: para plantas enfriadoras de distintas capacidades se enciende primero la de mayor capacidad frigorífica.

### **1.5.2. Métodos de optimización para la solución de problemas OCL Y OCS**

La optimización matemática consiste en la selección de una alternativa mejor, en algún sentido, que las demás alternativas posibles. Los métodos de optimización los podemos clasificar en: métodos clásicos y métodos metaheurísticos. Los métodos clásicos buscan y garantizan un óptimo local mientras que los métodos metaheurísticos tienen mecanismos específicos para alcanzar un óptimo global, aunque no garantizan su alcance. En la solución de los problemas OCL y OCS, se han empleado métodos de optimización que permiten encontrar una solución satisfactoria. Su principal desventaja es que para aplicarlos se requiere del conocimiento especializado y en el campo de la ingeniería en ocasiones son difíciles de implementar.

Chang (2004) empleó un método clásico (optimización no lineal) para la solución de un problema OCL utilizando el método de Lagrange (LM), que utiliza a su vez el método Lambda iterativo. El

mismo estaba basado en una función cóncava de la curva COP-PLR. Posteriormente, en el estudio de Chang (2006), con una función convexa basada en la curva POT-PLR, se concluyó que el LM no es adaptable para resolver un problema de OCL, frente a pequeñas cargas (por debajo del 50%) las curvas kW-PLR y COP-PLR no convergen. En su estudio Chan et al. (2010) solucionaron esta deficiencia en el método LM empleando el método del gradiente, aunque refieren que su deficiencia es el gran número de iteraciones que requiere. Geem (2011) propuso una nueva técnica, el método del gradiente reducido generalizado (GRG) y comparó los resultados con otros enfoques meta heurísticos, comprobando que a pesar de que obtuvo mejores valores en casi todos los casos, los resultados obtenidos con el resto de los métodos fueron igual de competentes.

El empleo de métodos meta heurísticos para la solución del problema OCL y OCS es una tendencia generalizada en los últimos años. Generalmente poseen ventajas sobre los algoritmos basados en gradientes en ciertos puntos: No requieren gradientes complicados; no requieren vectores iniciales y no divergen en la búsqueda, aunque requieren sus propios parámetros de búsqueda y se dificulta el proceso (Geem & Sim, 2010).

Algunos autores han empleado técnicas meta-heurísticas de solución (búsqueda Tabú), por ejemplo: Chang et al. (2005) empleo el método Rama & límite; Santos et al. (2014) utilizaron el algoritmo diferencial de búsqueda *Cuckoo*; Zheng et al (2019) el algoritmo artificial de enjambre de pez. El algoritmo de optimización impartir-aprender (TLBO, por sus siglas en inglés) fue presentado por Duan et al (2017) y el algoritmo optimización mejorada de maleza invasiva (EIWO, por sus siglas en inglés) fue propuesto por Zheng & Li (2019).

Técnicas Meta heurísticas con soluciones aproximadas como el Algoritmo genético fueron empleadas por Chang (2005), Ardakani et al. (2008), Beghi et al. (2011), Xue et al (2017), Junwei et al (2017) entre otros. Los mismos destacaron la eficiencia computacional que otorga la

implementación en tiempo real en plataformas comerciales y la posibilidad de extender fácilmente el enfoque mediante la inserción de términos de penalización adicionales en el índice de rendimiento. Ardakani et al. (2008) compararon el uso de Algoritmo genético binario (AGB), el Algoritmo genético continuo (AGC) y la Optimización de enjambre de partículas (PSO, por sus siglas en inglés). Con AGC se obtiene mayor cantidad de soluciones óptimas y precisas que con AGB. Pero el PSO converge más rápido empleando menos iteraciones, comparado con AGC, en algunos puntos la solución es más exacta. Qui et al. (2018) emplearon una estrategia multi-objetivo determinista para comparar el control basado en la carga, en el horario y en el COP óptimo. Huang, Zou & Sohn (2016) utilizaron el algoritmo Hooke Jeeves con la herramienta GenOpt para analizar de forma integral la carga óptima de varios elementos del sistema (enfriadoras + torre de enfriamiento + sistema de bombeo).

Se concluye que los problemas OCL y OCS deben resolverse a través de algoritmos de optimización empleando para ello herramientas de inteligencia artificial. Todas ofrecen resultados precisos en un tiempo relativamente corto. La aplicación de una técnica en específico dependerá de la disponibilidad y la habilidad del diseñador.

## **Conclusiones parciales**

1. Para el diseño de plantas enfriadoras se consideran elementos tales como: capacidad total de una planta, número de enfriadoras a instalar, distribución de las cargas de enfriamiento entre las enfriadoras y el arreglo hidráulico entre ellas. En la metodología de diseño tradicional se determina la distribución frigorífica de las enfriadoras a través de reglas o recomendaciones.
2. La metodología de diseño robusto de plantas enfriadoras sustituyó el empleo de la demanda máxima de enfriamiento por el análisis de incertidumbres de la carga, pero no emplean el análisis estadístico para sugerir la distribución de la carga de las enfriadoras.
3. La comprobación energética de las plantas enfriadoras incluida en la metodología de diseño robusto, no aplica ningún algoritmo de optimización que simule el funcionamiento de la planta de acuerdo con el régimen de demanda estudiado y garantice una solución robusta, según lo que declaran en el concepto.
4. La comprobación energética a través de la solución de un problema de optimización de OCL y OCS permite minimizar el consumo energético de una planta de enfriadoras frente a un perfil de demanda de la edificación

**CAPÍTULO 2 METODOLOGÍA PARA DETERMINAR LA DISTRIBUCIÓN ÓPTIMA DE LA  
CAPACIDAD FRÍGORÍFICA DE UNA PLANTA DE ENFRIADORAS PARA UNA INSTALACIÓN  
HOTELERA**

## **CAPITULO 2**

### **METODOLOGÍA PARA DETERMINAR LA DISTRIBUCIÓN ÓPTIMA DE LA CAPACIDAD FRIGORÍFICA DE UNA PLANTA DE ENFRIADORAS PARA UNA INSTALACIÓN HOTELERA**

#### **2.1. Introducción**

Considerando las deficiencias detectadas en la metodología de diseño de plantas enfriadoras, tanto en el tradicional como en el robusto, se propone integrar varios procedimientos que permitan a las plantas diseñadas cumplir con los preceptos dados en el concepto de diseño robusto, estos son:

- Procedimiento para la generación de alternativas de configuraciones de plantas enfriadoras con diversas distribuciones de la capacidad frigorífica que consideren los futuros escenarios de explotación de estos sistemas en las instalaciones hoteleras.
- Procedimiento para la evaluación energética y selección de la distribución óptima de la capacidad frigorífica de la planta de enfriadoras para un hotel.
- Definición de la prioridad de los parámetros de diseño en el diseño de plantas enfriadoras de agua.

Como principio esta metodología está destinada a las instalaciones hoteleras debido a las características de estas instalaciones y su influencia en los sistemas centralizados de agua helada, pero, se considera que la misma puede adaptarse a cualquier edificación. Además, puede extenderse en estudios de remodelación del sistema de climatización de un hotel, empleando para esto valores históricos de demanda térmica.

Como estado inicial en el análisis se considera que la planta de enfriadoras es un sistema desacoplado, compuesta por  $n$  enfriadoras condensadas por aire, dispuestas en paralelo, como se observa en la figura 2.1.

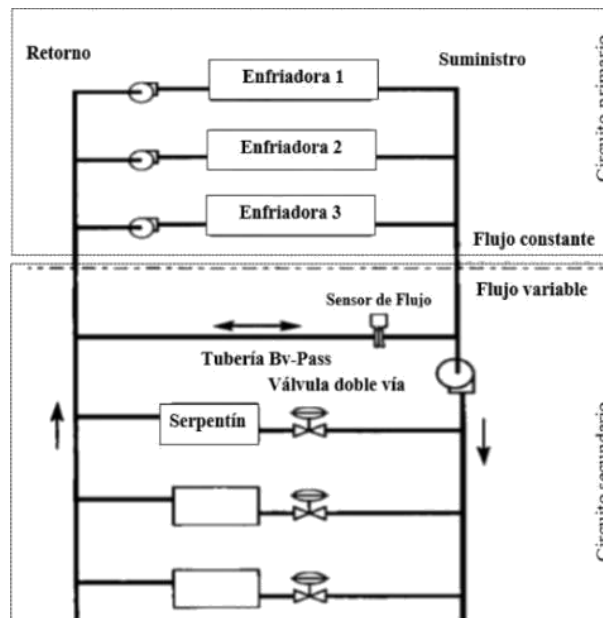


Figura 2.1. Esquema de una planta de enfriadoras desacoplado Chang et al (2005).

Solo se aplicará la metodología al circuito primario (sección de las enfriadoras). Se considera despreciable la influencia del circuito secundario compuesto por el sistema de distribución y bombeo. De acuerdo con Zheng, Li & Duan (2019), estos elementos tienen muy poca influencia en el consumo total del sistema. Este tipo de enfoque se ha empleado anteriormente en Chang et al. (2005), Huang et al. (2018), Zheng & Li (2018).

Se mantiene el concepto de FS en el diseño de las plantas. Esto está dado por la significación que tiene el acondicionamiento interior de estas edificaciones y su impacto en la calidad del servicio. Además, a diferencia del método tradicional de diseño y debido a la diversidad de las actividades que pueden ofertar los hoteles, se incorpora el análisis de varios escenarios de ocupación y el impacto de las ganancias internas asociadas al empleo de equipos. Este análisis será de forma determinista a través de experiencias tomadas de instalaciones hoteleras similares.

El análisis energético se efectúa a través de un problema de optimización. La selección de la alternativa óptima se efectuará mediante la solución del problema de OCL y OCS, empleando para esto un algoritmo genético.

La metodología para determinar la distribución óptima de la capacidad frigorífica de una planta de enfriadoras para una instalación hotelera está dividida en tres fases fundamentales:

Fase I: Análisis estadístico de perfiles de demanda de enfriamiento

Fase II: Configuración de plantas enfriadoras

Fase II Optimización

El objetivo de la metodología es diseñar una planta de enfriadoras capaz de ajustarse a diversos escenarios futuros en un hotel asegurando un mínimo consumo energético. Además, incluye el análisis de Costo de Ciclo de Vida (CCV) para cada configuración propuesta y el impacto ambiental indirecto. Finalmente se propone el empleo de herramientas estadísticas que definan la prioridad de los parámetros de diseño con el objetivo de auxiliar al ingeniero en la fase de diseño conceptual de estos sistemas.

El diagrama heurístico de esta metodología para determinar la distribución óptima de la capacidad frigorífica de una planta de enfriadoras para una instalación hotelera se muestra en la figura 2.2.

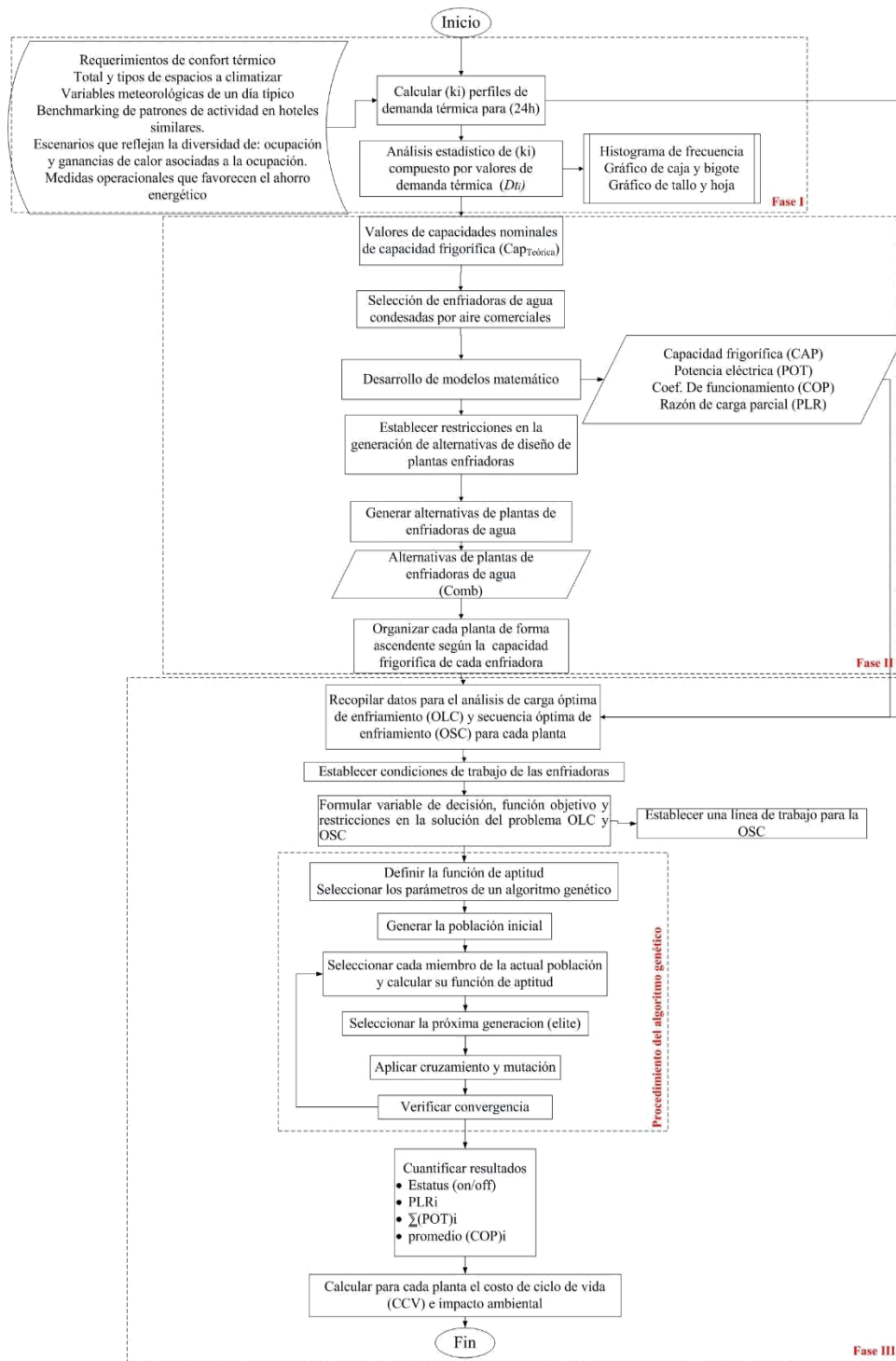


Figura 2.2: Metodología para determinar la distribución óptima de la capacidad frigorífica de una planta de enfriadoras para una instalación hotelera.

## **2.2. Fase I. Análisis estadísticos de los perfiles de cargas de enfriamiento**

### **2.2.1. Análisis de las cargas térmicas de enfriamiento**

Determinar la capacidad total de la planta de enfriadoras es el primer paso de la metodología. El perfil de demanda térmica se calcula en función de las condiciones de diseño exterior, ganancias asociadas con las cargas internas de personas y equipos, la infiltración y las cargas de ventilación. El análisis de cargas térmicas de enfriamiento de una instalación se efectuará a través de los diversos softwares disponibles que empleen el método funciones de transferencia o el método de las series de tiempo, por ejemplo: TRNSYS, Energy-Plus, entre otros. (ASHRAE, Fundamentals, 2017). Estos programas de simulación facilitan la elaboración de horarios de ocupación de acuerdo a escenarios previamente establecidos.

Una instalación hotelera está compuesta por 3 áreas funcionales: habitaciones, áreas públicas (lobby, restaurantes, tiendas, gimnasio, cabaret, piscina, etc.) y áreas de servicios (cocina, lavandería, oficinas administrativas, cuarto de máquinas, etc.). Esta característica facilita la creación de múltiples zonas térmicas en la edificación; cada una posee diferentes condiciones de confort y esquemas de trabajo como se observa en el Anexo 4, según la NC 217: 2002. La simulación a través de zonas térmicas o habitación tipo se publicó en una previa investigación, Díaz Y. Valdivia, Y. Monteagudo, JP. & Miranda, Y. (2017) empleando para esto el programa de simulación TRNSYS.

El TRNSYS es un programa de simulación dinámica y transitoria con una estructura modular. Diseñado para resolver sistemas energéticos complejos fraccionando los problemas dentro de una serie de pequeños componentes (referidos como "Type"). Éstos pueden ser desde una simple válvula o tubería, hasta una compleja edificación. Los componentes son configurados y ensamblados usando una interfaz gráfica integradora conocida como TRNSYS Simulation Studio,

donde el usuario especifica los componentes que constituyen el sistema y la manera en la cual están conectados. El compilador resuelve el sistema de ecuaciones diferenciales y algebraicas que representan todo el sistema. (Zogou, O. & Stamatelo, A. 2007). TRNSYS es compatible con los requisitos de la norma ANSI / ASHRAE 140-2001 (ANSI / ASHRAE 2001).

La interfaz TRNSYS interactúa con el usuario como una herramienta de programación gráfica. Esto significa que no se requiere el conocimiento de un lenguaje de programación para crear y ejecutar una simulación. Los modelos de los componentes son las subrutinas que las bibliotecas del programa TRNSYS incorporan en su versión estándar, donde cada subrutina modela un componente específico. La precisión de un resultado de simulación térmica está determinada por los datos de entrada. Esta entrada de datos consiste principalmente en la geometría del edificio, cargas internas, sistemas y componentes HVAC, datos meteorológicos, estrategias operativas y horarios. (Bahar, Pere, Landrieu & Nicolle, 2013).

El método de funciones de transferencia es el empleado en el software. Este método está basado en la aplicación directa de la ecuación del calor unidimensional y para estados no permanentes. La cual es desarrollada en términos de diferencias finitas y luego resuelta en series de tiempo. Al aplicar lo anterior a cada elemento constructivo de un edificio se obtienen funciones (series) que evalúan la respuesta térmica del edificio a los efectos externos, tomando en cuenta las características físicas del mismo. Este método se consideró como el más robusto científicamente, y como el que mejor modela el proceso de absorción/liberación de calor en la masa del edificio, por ser el que más se aproxima al concepto de balance térmico.

Las ganancias de calor por el empleo de los equipos, la iluminación artificial, equipamiento y la envoltura de la edificación contribuirán a las ganancias de calor sensible y latente. Al igual que las ganancias de calor por concepto de ocupación, ventilación e infiltración. Ambas son consideradas

en la simulación. La metodología expuesta por Bhaskoro, Haq & Shiraz (2013) se muestra en las ecuaciones 2.1-2.11. Las expresiones de tiempos de serie en términos de temperatura y flujo de calor se evalúan en iguales intervalos de tiempo se muestran en las ecuaciones (2.1) y (2.2).

$$q_{s,i} = \sum_{k=0}^{nbs} b_{s,o}^k T_{s,o}^k - \sum_{k=0}^{ncs} c_{s,i}^k T_{s,i}^k - \sum_{k=0}^{ncs} d_{s,i}^k q_{s,i}^k \quad (2.1)$$

$$q_{s,o} = \sum_{k=0}^{nbs} a_{s,o}^k T_{s,o}^k - \sum_{k=0}^{ncs} b_{s,i}^k T_{s,i}^k - \sum_{k=0}^{ncs} d_{s,o}^k q_{s,o}^k \quad (2.2)$$

El superíndice k se refiere al término de serie de tiempo. El intervalo actual es  $k = 0$ , el tiempo previo es para  $k = 1$ , etc. El tiempo base en estos cálculos se especifica en la descripción TRNBUILD del software. Los coeficientes  $a_s$ ,  $b_s$ ,  $c_s$ , y  $d_s$  se configuran en el programa TRNBUILD empleando funciones de rutina. Las ganancias de calor por radiación y convección en la zona térmica analizada se calculan a través de la ecuación (2.3).

$$q_{comb,s,i} = q_{c,s,i} + q_{r,s,i} = \frac{1}{R_{equiv,i}} (T_{s,i} - T_{star}) \quad (2.3)$$

Las ganancias de calor por radiación y convección en la superficie exterior se calculan con las expresiones (2.4-2.6).

$$q_{comb,s,i} = q_{c,s,o} + q_{r,s,o} \quad (2.4)$$

$$q_{c,s,o} = h_{conv,s,o} (T_{s,i} - T_{s,o}) \quad (2.5)$$

$$q_{r,s,o} = \sigma \epsilon_{s,o} (T_{s,o}^4 - T_{fsk}^4) \quad (2.6)$$

Por lo tanto, la cantidad de calor dentro y fuera de la pared se muestra en las expresiones 2.7 y 2.8.

$$q_{s,i} = q_{comb,si} + S_{s,i} + Wall\ gain \quad (2.7)$$

$$q_{s,o} = q_{comb,so} + S_{s,o} \quad (2.8)$$

La emisividad de onda larga para la pared es de 0.9; el coeficiente de absorción solar depende del tipo de pared y los mismos están definidos en la base de datos del programa. Los coeficientes de

transferencia de calor por convección dentro y fuera de la pared se establecen como 11 kJ/hm<sup>2</sup> y 64 kJ/hm<sup>2</sup>, según recomendaciones del manual del TRNSYS 16. Las ganancias de calor latente y sensible por ventilación e infiltración se calculan empleando las expresiones (2.9) y (2.10) y fueron obtenidas de Cengel, Y. y Boles M. (2008), Wang S.K. (2000).

$$q_{sensible} = m^a C^p (T^o - T^i) \quad (2.9)$$

$$q_{latente} = V^a \rho^a (\omega^o - \omega^r) h_{fg} \quad (2.10)$$

La tasa mínima de ventilación recomendada por ASRHAE 62.2 (2016) se calcula por la expresión (2.11):

$$V_{min} = R_p N_p + R_a A_a \quad (2.11)$$

Las ganancias de calor por concepto de ocupación y el empleo de equipos, durante un tiempo determinado definen el nivel de actividad que describe cada escenario de simulación. Con el empleo de este programa, se propone que se generen (ki) perfiles de carga térmica en un término de 24 h. En la construcción de los perfiles de demanda térmica deben considerar los siguientes aspectos:

- Simular diferentes niveles de actividad en las zonas térmicas perteneciente a las áreas públicas. Esto se hará a partir de la información estadística de hoteles similares.
- Variar los niveles de ocupación en cada zona térmica teniendo en cuenta niveles de ocupación históricos en hoteles similares.
- Establecer medidas de eficiencia energética en las zonas térmicas relativas a las habitaciones. Esto está basado en el estudio efectuado, donde como medida organizativa se reagrupan los ocupantes en función de varios factores que permiten eliminar la diversificación de las cargas. Yang et al. (2016).
- Establecer el concepto de habitación parcialmente cargada, para las zonas térmicas pertenecientes a las habitaciones. Esta medida consiste en mantener confort en las

habitaciones desocupadas, pero con una temperatura de consigna de 25 °C, la que mantendrá altos niveles de calidad del aire interior en el caso de los hoteles que se encuentren en clima tropical. Este procedimiento fue descrito por Udawatta & Perera (2010).

La porción de calor sensible y latente fue determinada según la norma ISO 7730 manual TRNSYS 16. Las ganancias de calor por equipos eléctricos serán calculadas según la potencia eléctrica nominal, el factor de empleo, factor de carga y su eficiencia. La fracción de calor por convección y radiación son de 0,7 y 0,3, respectivamente, mientras que para la iluminación artificial los valores serán de 0,6 y 0,4, según lo expresa Aynur, TN. et al. (2009).

Al finalizar este paso se construye una base de datos, donde se reflejan, para cada ki, los valores de demanda térmica ( $Dem_i$ ) para cada intervalo de tiempo i. El valor pico de la demanda ( $Dem_{máx}$ ), servirá para establecer la capacidad frigorífica total ( $Cap_{total}$ ) considerando, además, el incremento de la misma con el empleo de un FS según la expresión (2.12).

$$Cap_{total} = FS * Dem_{max}, \quad 1.1 \leq FS \leq 1.2 \quad (2.12)$$

### **2.2.2. Análisis estadístico de los perfiles de carga. Selección de las capacidades nominales de las enfriadoras.**

Los métodos de diseño de plantas no incorporan el análisis estadístico de las cargas de enfriamiento. El objetivo de este paso es examinar, mediante técnicas descriptivas el comportamiento de los perfiles térmicos y encontrar patrones de uso que lleven a establecer la capacidad nominal de las enfriadoras.

La aplicación del histograma permite el análisis exploratorio de datos numéricos de tipo continuo, a través de la agrupación de los datos en clases o categorías, llamados intervalos de clases. Una vez establecidas las clases, se construye la distribución de frecuencia a través del gráfico

histograma de frecuencia. Esto permite vislumbrar ciertas características de la población de la cual proceden los datos como unimodalidad, simetría, normalidad, etc. Esta herramienta ilustra la distribución de los valores de una variable numérica agrupando los datos en intervalos y graficando barras en las cuales la altura es proporcional al número de observaciones en cada grupo. Para una muestra relativamente grande, la gráfica da una buena idea de la forma de la distribución de la cual los datos fueron muestreados. Es reconocido que este proceso de tabulación puede detectar el nivel de distorsión que los datos poseen.

Para determinar el número de intervalos de clases y su amplitud existen varias reglas. Por ejemplo: algunos autores establecen el número de clases según el tamaño de la muestra mientras otros recomiendan un rango de clases independientemente de los datos que se analicen (anexo 5). Otros autores como: Sturges (1926); Mann & Wald (1942); Cohran (1954); Cencov (1962); Bendat & Piersol (1966); Mori (1974); Larson (1975); Doane (1976); Velleman (1976); Mosteller & Tukey (1977); Terrel & Scott (1985); Ishikawa, (1986) y Wand (1997) determinan el número de clases, así como el intervalo, utilizando para esto expresiones matemáticas. Algunos de ellos restringen su empleo de acuerdo a la naturaleza de la distribución de los datos, por ejemplo, Scott (1979) establece que la distribución de los datos debe ser normal y Freedman & Diaconis (1981) establecen la regla para distribuciones unimodales. Se resalta que algunas de estas reglas, son empleadas en paquetes estadísticos conocidos como STATGRAFICS, SSPS, STATISTISC, entre otros.

Estudios más recientes establecen algoritmos para construir el histograma lo más parecido a su distribución subyacente. Por ejemplo (Knut, 2013) empleó la teoría de probabilidad bayesiana derivando en un algoritmo matemático iterativo para determinar tanto el número de clases como el intervalo de clases y el punto inicial. Li, H. Munk, A. Sieling, H. (2020) construyeron un algoritmo

matemático para establecer lo que definieron el histograma esencial, con el fin de determinar el valor mínimo del número de clases. Estos últimos determinan el histograma esencial, que es el que cumple con la condición de la distribución de los datos con el mínimo número de clases.

Como se aprecia, no existe un método universal que determine de forma precisa el número de intervalos adecuados para un estudio, provocando que cada técnica proporcione diferentes amplitudes en cada clase y, por lo tanto, diferentes resultados. Se carece de un consenso de cuál de los métodos o reglas es la mejor. La aplicación de alguna en específico dependerá de lo que se desea investigar. Es importante tener en cuenta que una poca cantidad de intervalos atenta contra la apreciación de la tendencia de la distribución, y una gran cantidad de intervalos hace que pocas observaciones entren en cada intervalo, lo que también dificulta o distorsiona la representación gráfica de la distribución de los datos.

Lapin (1980), refiere que una forma de decidir el número de clases de un histograma es convirtiendo esto en un proceso iterativo y seleccionar aquel que obtenga una explicación lógica. Por lo que, considerando la heterogeneidad de criterios en la selección de las reglas del histograma y los resultados de una investigación previa efectuada por Correia & Díaz, (2020), se procede a efectuar un proceso iterativo que permita identificar los valores de demanda térmica predominantes en los perfiles de demanda construidos. Para ello se propone al siguiente procedimiento:

Paso 1: Construir un total de histogramas ( $H_k$ ) evaluado en el conjunto de intervalos de clases ( $k$ ) posibles, dado por la expresión (2.13):

$$H_k = \begin{cases} \sqrt[n]{k} & \text{para } n < 100 \\ \frac{\text{máx}_k}{\text{máx}} & \text{para } n \geq 100 \end{cases} \quad \begin{cases} = 2 * \sqrt[n]{k} & n, k \in N \\ = 10 * \log n & \end{cases} \quad (2.13)$$

Paso 2: Determinar los valores de clases predominantes para la selección de las capacidades

frigoríficas nominales. Este valor se obtiene con la construcción de un gráfico de caja y bigotes con

los valores de frecuencia absoluta de cada histograma. El valor que define las clases predominantes se muestra en la expresión (2.14).

$$clases\ predominantes(x_i) \geq P_{83.33} = L + \frac{1}{f_i} \left( \frac{Jn}{100} - F_i \right) \quad (2.14)$$

El valor del percentil  $P_{83.33}$  representa el 5/6 sextil en el rango de datos.

Paso 3 Determinar el punto medio de la clase ( $x_i$ ) de las clases predominantes ( $i$ ) seleccionadas. Este valor establece la capacidad frigorífica teórica ( $Cap_{teórica}$ ) como se observa en la expresión (2.15).

$$Cap_{teórica} = x_i = \frac{(L_s + L_i)i}{2} \quad (2.15)$$

El valor de ( $Cap_{teórica}$ ) se coteja con valores de enfriadoras comerciales. Los datos del fabricante de estas enfriadoras seleccionadas, se emplearán en la confección de los modelos matemáticos que describan las variables: capacidad frigorífica (CAP) y potencia eléctrica (POT).

## 2.3. Fase II. Configuración de plantas enfriadoras de agua.

### 2.3.1. Construcción de modelos matemáticos tipo caja negra para las enfriadoras seleccionadas

La ecuación (2.16) describe un modelo de regresión lineal múltiple, siendo  $Y$  el vector de respuesta,  $X$  es la matriz de las variables explicativas o regresoras,  $\beta$  representa el vector de los coeficientes de regresión y  $\epsilon$  es el error del modelo:

$$Y = \beta X + \epsilon \quad (2.16)$$

El objetivo de este paso es la construcción de modelos matemáticos de caja negra que permitan explicar las variables (POT) y (CAP) de una enfriadora de agua, empleando los datos del fabricante de las enfriadoras seleccionadas, a través del método de los mínimos cuadrados generalizados. Con el empleo de la metodología para la construcción y selección de modelos matemáticos tipo caja negra expuesto por Díaz, Y. Santana, Francisco, Álvarez & Álvarez-Guerra (2020) se

selecciona un modelo de regresión lineal múltiple para la simulación energética de las enfriadoras de agua. El modelo que describe la (CAP) en función de las variables independientes, se muestra en la expresión (2.17):

$$CAP_i(kW) = x_o + x_1 T_{amb} + x_2 T_{sup} \quad x_j \in Q, j = [0,1,2], T_{amb} \in Q \quad (2.17)$$

Para el caso de la (POT), se decide que las variables independientes sean aquellas que puedan ser modificadas operacionalmente, tengan implícito la (CAP) y no exista colinealidad entre las variables; por lo que el modelo matemático toma la forma de la expresión (2.18).

$$POT_i(kW) = a_o + a_1 T_{ret} + a_2 T_{amb} \quad a_j \in Q, j = [0,1,2], T_{amb}, T_{ret} \in Q \quad (2.18)$$

Donde la temperatura de retorno del agua helada está dada por la expresión (2.19):

$$T_{ret} = \left( \frac{Dem}{m C_p} + T_{sup} \right) \quad (2.19)$$

Para verificar la calidad del modelo se determina el coeficiente de determinación  $R^2$  usando la ecuación (2.20). (SCE) es la medida de variabilidad del modelo de regresión y (SCT) corresponde a la medida de variabilidad de Y sin considerar el efecto de las variables explicativas X.

$$R^2 = \frac{SCE}{SCT}, \quad 0 \leq R^2 \leq 1 \quad (2.20)$$

La media del error absoluto. Es el valor absoluto promedio de los residuos e indica el error promedio en la predicción de la respuesta usando el modelo ajustado como se observa en la expresión (2.21).

$$\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |e_i| \quad (2.21)$$

El desarrollo de un modelo de regresión se basa en un grupo de supuestos estadísticos, la mayor parte de ellos en relación al término de perturbación. Estos son:

- a) Las perturbaciones estocásticas tienen media cero,
- b) La homocedasticidad. Para este caso se aplica la prueba de White (White, 1980)

c) La ausencia de autocorrelación o de correlación serial. Para comprobar la ausencia de autocorrelación en los residuos de este modelo utilizaremos el test de Breusch-Godfrey (1978).

d) La normalidad de las perturbaciones. Para analizar la normalidad se empleará la prueba Jarque - Bera, (Jarque & Bera, 1987).

El cumplimiento de los supuestos clásicos para un modelo de regresión garantiza, en particular, que los estimadores obtenidos por el método de los mínimos cuadrados son insesgados, consistentes y eficientes.

### **2.3.2. Generación de alternativas de configuraciones de plantas empleando un algoritmo matemático**

La generación de alternativas estará sometida a restricciones que se establecen a priori. Por ejemplo, debe considerarse el límite de (n) enfriadoras que componen la planta, así como la ( $Cap_{total}$ ). Esta etapa se llevará a cabo empleando un algoritmo matemático para evaluar todas las combinaciones que cumplen con restricciones establecidas. El procedimiento a seguir es el siguiente:

1. A partir de un número de enfriadoras disponibles comercialmente, se determina el número de combinaciones posibles en función de la cantidad de enfriadoras N y del número de enfriadoras (n) deseadas en cada configuración. El número de combinaciones posibles se calcula según la expresión (2.22):

$$Comb = n! \frac{(N)!}{(N-n)!} \quad (2.22)$$

2. El valor de la capacidad nominal de cada enfriadora está dado por la expresión (2.17), con la restricción que será evaluado bajo las condiciones de trabajo ( $T_{sup}$  y  $T_{cond}$ ) que recomienda el catálogo del fabricante.

3. Restringir el número de combinaciones posibles a aquellas que son factibles porque cumplen con la expresión (2.23):

$$Dem_{\text{máx}} FS_{\text{mínimo}} \leq \left( \begin{array}{c} n \\ \sum_{j=1}^{n} CAP_j \\ \end{array} \right) \leq Dem_{\text{máx}} FS_{\text{máximo}} \quad (2.23)$$

El valor de la  $Cap_{\text{total}}$  está dado por la expresión (2.12).

## 2.4. Fase III. Optimización del desempeño energético de las plantas enfriadoras de agua.

### 2.4.1. Formulación de las variables, función objetivo (FO) y restricciones en la solución del problema OCL

El objetivo del problema de optimización es elevar el desempeño energético de la planta de enfriadoras, asegurando los niveles de confort en la edificación. El sistema desacoplado analiza exclusivamente la interacción directa entre la planta de enfriadoras y la demanda térmica de la edificación. El problema OCL a resolver se clasifica como un problema de optimización no lineal, con restricciones y de optimización combinatoria con variables continuas, discretas y binarias. El problema de optimización queda definido de acuerdo a la expresión (2.24):

(2.24)

$$\begin{aligned} & \dots \\ & + \dots \\ & \dots \end{aligned}$$

Sujeto a:

$$Dem_i \leq \sum_{k=1}^n (CAP_k PLR_k) \quad n \in N \quad \forall n \geq 2 \quad (2.25)$$

$$s_j = \begin{cases} 0 & \text{si } PLR = 0 \quad \text{entonces } s_j = 0 \text{ (apagado)} \\ 1 & \text{si } 0 < PLR \leq 1 \quad \text{entonces } s_j = 1 \text{ (encendido)} \end{cases} \quad s_j \in \{0;1\} \quad (2.26)$$

$$T_{sup} \in N, T_{sup} = 7 \dots 13 \quad (2.27)$$

$$Dem(i) = \max[Dem(t-1) : Dem(t)] \quad t \in N, t = 1 \dots 24 \quad (2.28)$$

La variable de decisión es la razón de carga parcial de cada enfriadora ( $PLR_{n,i}$ ), como se muestra en la expresión (2.29):

$$PLR_{n,i} = \frac{Dem_i}{Cap_i} \quad (2.29)$$

El estatus de encendido y apagado el intervalo de tiempo a analizar se especifica con la variable  $S_j$ . La restricción referida al tiempo mínimo de encendido y apagado, ecuación (2.28) se establece debido a que una enfriadora no debe apagarse inmediatamente una vez que haya sido encendida, esto previene daños por los frecuentes arranques y paradas. Por otro lado, cuando una enfriadora se apaga, la presión entre el lado de la carga y la descarga es elevada, y el compresor puede no restablecerse. Según recomiendan Chan et al. (2005) el tiempo mínimo para restablecer el sistema oscila entre 30 minutos y una hora.

El problema de optimización de solucionará para cada (ki) generado. El consumo energético total corresponderá a la sumatoria de todos los valores de energía eléctrica consumida, obtenidos de cada enfriadora que componen la planta. El valor del COP se determina por el valor medio calculado en cada  $Dem_i$ . Estos resultados permitirán comparar el desempeño energético de cada planta generada.

#### **2.4.2. Análisis comparativo entre el método tradicional de secuencia de una planta de enfriadoras de agua y el OCS. Establecimiento de la línea base para la solución del problema OCS.**

B.N. Gidwani (1987), Sun et al. (2009, 2013), Li Huang & Sun (2014), Fan, et al. (2011); recomiendan que, en el caso de una planta de enfriadoras de distintas capacidades, se encienda primero la de mayor capacidad frigorífica. Este enfoque de secuencia de enfriadoras es el que se

emplea en el diseño robusto para la comprobación energética. Por lo que establecemos una opción 1 con el método tradicional de secuencia dado por:

Paso 1: Si  $Demi \leq CAP_1$ , entonces la enfriadora 1 asume la carga del sistema, siendo  $CAP_1 > CAP_2$ . Paso 2: Si  $Demi > CAP_1$ , entonces se carga completamente la enfriadora 1 con un  $PLR=1$  y el resto de la demanda térmica la asume la enfriadora 2.

Paso 3: Si  $Demi \geq CAP_1 + CAP_2 + \dots + CAP_n$ , entonces se encienden las enfriadoras C1, C2 ... Cn.  
Donde  $CAP_1 > CAP_2 > \dots > CAP_n$

En la opción 2 considera la secuencia óptima de una enfriadora (OCS), la misma define las condiciones en que las enfriadoras que conforman cada planta deben trabajar o no, según la demanda térmica de enfriamiento. En esta opción se ajusta el número de enfriadoras en operación ante la fluctuación de la demanda térmica; maximizando la eficiencia de la planta. La OCS complementa el OCL expresado en la FO considerando las restricciones del sistema. Cada período analizado se soluciona de forma simultánea y determina, para cada enfriadora el estatus de apagado y encendido,  $PLR_i$ ;  $POT_i$  y  $COP_i$ .

En esta fase, se establece una línea base estratégica basada el problema OCS; esto tiene como objetivo combinar el control de la secuencia a través del consumo directo de potencia y el control de la secuencia basado en la carga de enfriamiento, con la finalidad de alcanzar mejores resultados. Las reglas que se establecen son:

Paso 1: Si  $Demi \leq CAP_1$ , entonces la enfriadora 1 asume la carga del sistema

Paso 2: Si  $CAP_1 < Demi \leq CAP_2$ , entonces la enfriadora 2 asume la carga del sistema

Paso 3: Si  $(CAP_1 + CAP_2) \leq Demi \leq CAP_{n-1}$ , se optimiza la FO de las enfriadoras 1 y 2, derivado del problema de carga óptima y se cuantifican los resultados. Se compara el resultado con el consumo

de potencia eléctrica de la enfriadora (n-1). Si  $POT_{(C1+C2)} < POT_{(Cn-1)}$ , se encienden las enfriadoras 1 y 2. Si no, se enciende la enfriadora n-1

Paso 4: Si  $Demi \geq C1+C2+\dots+Cn$ , entonces se encienden las enfriadoras  $C1, C2 \dots Cn$ . Se optimiza la FO en las enfriadoras  $1,2 \dots n$

Se considera en el estado inicial del diseño que las enfriadoras deben disponerse de menor a mayor según su capacidad frigorífica individual. Esto está dado por el incremento de la potencia eléctrica de cada máquina con el incremento de su capacidad nominal. La aplicación de esta línea base permite no solo alcanzar el punto óptimo de cada enfriadora individual, sino de la planta en general. En la figura 2.7 se muestra en detalle la tercera fase de la metodología de diseño haciendo énfasis en la línea base estratégica.

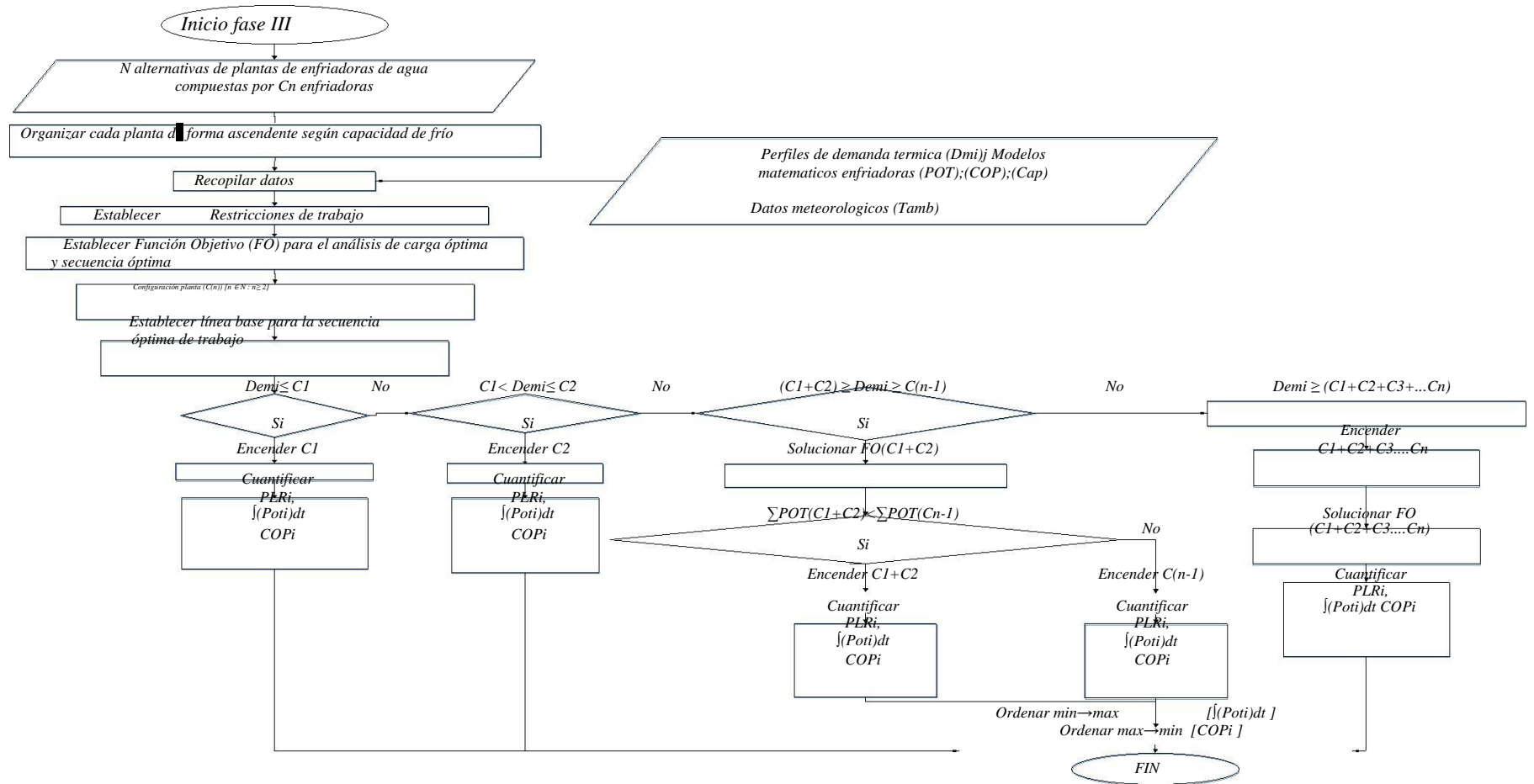


Figura 2.3 Fase III de la metodología de diseño de plantas enfriadoras. Elaboración propia.

### 2.4.3. Herramienta meta heurística para la solución del problema de optimización. Un Algoritmo genético (AG).

La solución de problemas de optimización empleando algoritmos metaheurísticos, ha llevado a la necesidad de desarrollar técnicas no convencionales, entre las que se encuentran aquellas inspiradas en modelos biológicos. Una de estas técnicas son los Algoritmos genéticos (AG), los que constituyen una representación del modelo evolutivo, de manera que un problema específico actúa como medio ambiente dentro del cual se desempeña una población formada por individuos que son soluciones candidatas del problema en cuestión. A través del proceso de evolución, AG promete producir una mejor descendencia eligiendo al azar los dígitos y fragmentos más favorables de los padres. El proceso continúa hasta que se obtienen los cromosomas más ajustados. Goldberg (1989).

De acuerdo con Mitchell (1995) el primer paso para resolver OCL es el proceso de codificación. La codificación es el proceso para codificar variables mediante un sistema binario y luego vincular los códigos binarios en cadenas (es decir, cromosomas). Durante el proceso de codificación binaria, primero se debe comprender el rango de variables según expresión (2.30).

$$x_{min} \leq x \leq x_{máx} \text{ donde } x_{min} \text{ y } x_{máx} \quad (2.30)$$

La expresión anterior representa el valor máximo y mínimo de la variable x y la precisión, es decir, cuántos dígitos de posiciones decimales, d, se necesita. Por tanto, la varianza  $x_r$  de la variable "x" se muestra en la expresión (2.31).

$$x_r = (x_{máx} - x_{min}) \cdot 10^d, \quad x_r \in I, \quad 2^{n-1} \leq x_r \leq 2^n \quad (2.31)$$

De la ecuación (2.31) se decide que la cadena de código binario para la variable x tendrá n número de dígitos. Mientras mayor sea n, mayor precisión tendrá la variable x. Una vez que las cadenas han evolucionado bajo AG, se determina qué tan bien se adaptan las cuerdas al sistema. Para

hacer esto, se decodifican las cadenas en el valor real de la variable. El proceso de decodificación puede entenderse como el cálculo inverso de la codificación. Por ejemplo, para convertir cadenas de dígitos binarios en enteros decimales (10 dígitos) se utiliza la expresión (2.32).

$$\left( b_{n-1} \dots b_0 \right)_{i=0}^{n-1} / 10^i = x^s \quad (2.32)$$

El total de dígitos binarios es representado como, n. Luego se convierte  $x^s$  en la variable actual x como se muestra en la expresión (2.33).

$$x = x_{min} + x^s \frac{x_{max} - x_{min}}{2^{n-1}} \quad (2.33)$$

Cada cadena contiene la longitud de la codificación de la variable y el número de variables. Si se considera un problema de optimización que requiere el ensamblaje de todas las variables entonces

$x = (x_1, x_2, \dots, x_m)$ . Para producir cadenas, se necesita codificar cada variable  $x_i$  ( $i = 1, \dots, m$ ) a binario, y posteriormente tomar toda la codificación binaria para formar cadenas binarias, I. Por lo que una estructura de I puede representarse como se muestra en la expresión (2.34).

$$I = \left( \begin{matrix} B_1 & B_n & B_1 & B_n & B_1 & B_n \\ 1 & 1 & 2 & 2 & m & m \end{matrix} \right) \quad (2.34)$$

Donde  $B_1, B_n, \dots, B_m$  representan la codificación binaria de x de n dígitos correspondientes. Por lo tanto, existe m números de variables y cada una posee n número de dígitos. Entonces es una cadena I de  $(m \times n)$  dígitos. La ecuación (2.35) puede escribirse como.

$$I = b_1 b_2 \dots b_{m \times n} \quad b_i \in \{0, 1\}, i = 1, 2, \dots, m \times n \quad (2.35)$$

En AG, la cadena I usualmente se conoce como cromosomas o individuos, y el dígito  $b_i$  en la cadena I representa los genes. Diferentes combinaciones de genes forman diferentes

cromosomas. En este proceso de optimización, cada cromosoma representa una solución. La población es un conglomerado de cromosomas. El tamaño de la población depende del número de cromosomas. Antes de la optimización, se genera de forma aleatoria el mismo número de cromosomas como de poblaciones. Este proceso se denomina "población inicial". En dependencia de la complejidad del problema se necesitará una población extensa para resolverse. Debido a que cada cromosoma "S" representa una solución, el total de "S" será el número inicial de soluciones. Es improbable que se obtenga un óptimo global de la "S" inicial. Los AG tienden a encontrar mejores soluciones al problema de manera progresiva gracias a la "renovación del material genético" en la población por medio de los llamados operadores genéticos, reproducción, el cruzamiento, y la mutación de la población.

La adaptación de los individuos a su ambiente se determina por la función de aptitud (función *fitness*), la cual constituye una medida de la calidad de la solución. El factor más difícil en el diseño de la función de aptitud es colocar la función de penalización dentro de la función objetivo según se observa en la expresión (2.36).

$$\text{función aptitud} = \text{función objetivo} + \text{penalización} \quad (2.36)$$

La función de aptitud elimina los cromosomas desfavorables, rápidamente produce otros nuevos obteniendo progresivamente mejores soluciones y detiene la búsqueda cuando se alcanza el número máximo de generaciones o cuando el valor de la función de adaptación converge a una asíntota.

En el caso del empleo del AG para la solución del problema OCL las variables que deben procesarse son el PLR de la unidad enfriadora y el número de unidades que funcionan en paralelo. Una vez que las variables se codifican en cromosomas, la información incorporada en los cromosomas son los PLR totales de las unidades que se ejecutan en paralelo.

Por ejemplo, en la Fig. 2.7 se han conectado dos o más unidades enfriadoras a un sistema (C1+C2+C3). Cada unidad utiliza una codificación binaria de 10 dígitos para representar su PLR. Tres codificaciones de las tres unidades formarán una cadena (es decir, un cromosoma). Luego, a través de la inicialización, los cromosomas se convierten en una población. El número de cromosomas en una población se conoce como tamaño de la población.

AG toma estos cromosomas binarios a través de operadores de reproducción, cruce y mutación para intercambiar o transmitir información digital sobre los cromosomas. Para determinar si cada cromosoma evoluciona hacia la convergencia, después de intercambiar o transmitir información, se decodifica cada cromosoma para obtener el PLR real de la unidad. Y luego el PLR y las restricciones se sustituyen en la FO para calcular el resultado correspondiente. (Haupt, & Haupt, 2004).

#### 2.4.4. Análisis económico y medioambiental

La solución del problema OCL y OCS permite obtener el funcionamiento energético de cada planta de enfriadoras propuesta, evaluados en distintos escenarios de simulación ( $k_i$ ) donde ( $i=1\dots 24$ ). El consumo de energía eléctrica en cada perfil se muestra en expresión (2.37):

$$E_{k_i} \left( \frac{kWh}{día} \right) = \sum_{(i=0)}^{(i=24)} POT_i \quad (2.37)$$

Para establecer el costo de la energía se considera que se aplica la tarifa eléctrica M1 – A, que comprende entre otros factores:

- Tarifa de media tensión de 100 kW o mayores, que laboran más de 20 horas diarias y pertenecen al turismo. Moneda CUC.
- Se aplica el ajuste por variación del precio del combustible (Factor  $K=4,2143$ ).
- Los períodos del día para la aplicación de las tarifas ( $T_{elect}$ ) son:

- Pico Eléctrico: de las 17:00 a las 21:00 horas.
- Día: de las 5:00 a las 17:00 horas.
- Madrugada: de las 21:00 a las 5:00

horas. Por cada kWh consumido en el horario pico:

$$\left( \frac{\$/kWh}{kWh} * K + 0.064 \frac{\$/kWh}{kWh} \right) * consumo\ pico\ (kWh) \quad (2.38)$$

Por cada kWh consumido en el horario del día:

$$\left( \frac{\$/kWh}{kWh} * K + 0.064 \frac{\$/kWh}{kWh} \right) * consumo\ día\ (kWh) \quad (2.39)$$

Por cada kWh consumido en el horario de la madrugada:

$$\left( 0.0161 \frac{\$/kWh}{kWh} * K + 0.064 \frac{\$/kWh}{kWh} \right) * consumo\ madrugada\ (kWh) \quad (2.40)$$

Por lo que el total del costo de la energía eléctrica en cada perfil de demanda evaluado será:

$$C_{elec\ i} = E_{ki} * T_{dici} \quad \therefore T_{dici} = \left\{ \begin{array}{l} \left( \frac{0,1655\ \frac{cuc}{kWh}}{kWh} \right) \quad (05:00 \leq i < 17:00) \text{hras} \\ \left( \frac{0,2667\ \frac{cuc}{kWh}}{kWh} \right) \quad (17:00 \leq i \leq 21:00) \text{hras} \end{array} \right\} \quad (2.41)$$

El costo de la energía eléctrica consumida en varios perfiles de demanda térmica (ki) se distribuye uniformemente para el período de un año, por lo que el costo anual de la electricidad de cada planta estará dado por la expresión (2.42).

$$C_{Eanual} \left( \frac{kWh}{año} \right) = \frac{(365 / ki)}{\sum_{j=1} C_{elec\ i}} \quad (2.42)$$

Considerando el sistema desacoplado solo se incluyen en los costos de inversión el costo inicial de las enfriadoras de agua y sus accesorios relevantes. Se considera equivalente la tasa de cambio entre el (CUC\$) y el (USD\$), El costo inicial CI (USD\$), para cada planta de enfriadora se calcula según la expresión (2.43) dada por Taal, Bulatov, Klemes & Stehlik (2003) y Cheng et al. (2015).

$$CI_n = CI_o * \left( \frac{CAP_n}{CAP_o} \right)^\tau \quad (2.43)$$

El costo inicial de una enfriadora de referencia ( $CAP_o$ ) incluye el costo de sus principales elementos (sistema de condensación y bombas) y  $\tau$  es un coeficiente establecido como 0.4 en los estudios de Taal et al. (2003) y Cheng et al. (2015). El costo inicial de la planta de enfriadora estará dado por la expresión (3.44).

$$CI_{planta} = \sum_{j=1}^n CI_n \quad (2.44)$$

El costo de mantenimiento de la planta de enfriadora se basa en reglas establecidas por prácticas en la ingeniería y en función de la capacidad frigorífica nominal de cada planta, las expresiones (2.45) expuestas por Tredinnick (2011) refieren lo siguiente:

$$CM_n = CAP_n * CM_n \quad \therefore CM_n = \left\{ \begin{array}{l} \text{US } \$ / k W \quad (CAP_n < 528 \text{ kW}) \\ \text{US } \$ / k W \quad (528 \leq CAP_n < 1055 \text{ kW}) \\ \text{US } \$ / k W \quad (CAP_n \geq 1055 \text{ kW}) \end{array} \right\} \quad (2.45)$$

El costo de mantenimiento de la planta de enfriadora estará dado por la expresión (2.46). En la misma,  $\mu$ , es un factor de equilibrio, igual a 0.8 para plantas compuestas por 2 enfriadoras y 0.7 para plantas compuestas por 3 enfriadoras o sistemas con más de 3 enfriadoras simétricas. Para el resto de las opciones de diseño no se establece dicho factor. Huang et al. (2018).

$$M_{planta} = \mu * \sum_{j=1}^n CM_n \quad (2.46)$$

El análisis de costo de ciclo de vida (CCV) considera el tiempo de vida de la planta de enfriadoras y la tasa de descuento del consumidor. CCV es el gasto total del consumidor durante la vida útil de la planta, incluidos los gastos de inversión y los costos operativos (también incluyen los gastos de energía). Los costos operativos futuros se descuentan al momento de la compra y se suman

durante la vida útil del dispositivo. CCV se expresa en la ecuación (2.47) (Rosenquist, Coughlin, Dale, McMahon, & Meyers, 2004).

$$CCV = CI + \sum_{t=1}^N \frac{CO}{(1+r)^t} \quad (2.47)$$

El término  $\sum_{t=1}^N \frac{CO}{(1+r)^t}$  se conoce también como factor de valor presente (FVP), (Vendrusculo,

Castilho, Martino, da Silva & Pomilio, 2009). Este también puede ser dado por la expresión (2.48):

$$FVP = \sum_{t=1}^N \frac{CO}{(1+r)^t} = \frac{CO}{r} \left[ 1 - \frac{1}{(1+r)^N} \right] \quad (2.48)$$

El tiempo de vida útil de las plantas enfriadoras de agua (N) es considerado de 25 años según varias fuentes en la literatura internacional, los costos de operación (CO) están dado por la expresión (2.49).

$$CO = CE_{anual} + CM_{anual} \quad (2.49)$$

Sustituyendo las expresiones (2.48) y (2.49) en la expresión (2.47), el CCV queda según la expresión (2.50):

$$CCV = CI + FVP * (CE_{anual} + CM_{anual}) \quad (2.50)$$

El aumento de la eficiencia energética de un sistema térmico conlleva a la reducción del impacto ambiental indirecto. Según Meneses, Roig, Paz, Alonso & Alvarado (2018) los factores de emisión (FE) calculados para la generación de electricidad en Cuba empleando fuel oil y crudo cubano son lo que se exponen en la tabla 2.2:

Tabla 2.2: FE propios de CO, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> y SO<sub>2</sub> utilizados en el inventario de gases de efecto invernadero procedentes de la generación de electricidad. Tomado de Meneses et al 2018

Combustible	Factor de emisión (g/kg)			
	CO	CO <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>	SO <sub>2</sub>
Crudo (termoeléctrica)	28 ± 13	2879 ± 52	6 ± 2	114 ± 4
Fuel oil (termoeléctrica)	9 ± 6	3157 ± 4	4.38 ± 0.05	39.7 ± 0.3
Diesel (motores)	5.8 ± 0.4	3106 ± 19	21.0 ± 0.7	7.6 ± 0.4
Fuel Oil (Motores)	2.6 ± 0.4	3130 ± 14	29.3 ± 0.9	35.6 ± 0.8

Teniendo en cuenta el índice de consumo específico (IC) de generación de electricidad, el índice de emisiones se calcula según la expresión (2.51):

$$\varepsilon = F \cdot EIC \quad (2.51)$$

Finalmente, el efecto de contaminación indirecta derivado de la quema de combustibles fósiles queda según la expresión (2.52):

$$IA \left( \frac{kg}{\text{MWh}} \right) = E_{\text{total}} * \varepsilon \quad (2.52)$$

## 2.5. Determinación de la relación estadística existente entre los parámetros de diseño de la planta de enfriadora y las variables de operación de la misma. Selección de la prioridad de los parámetros de diseño.

Como se explicó en el capítulo 1, en la configuración de las plantas enfriadoras se debe considerar el tipo de enfriadora, la capacidad frigorífica total que posee el sistema, el número de enfriadoras, la distribución frigorífica entre las enfriadoras que componen la planta y el arreglo hidráulico. Teniendo en cuenta en el presente análisis, las condiciones iniciales de diseño, ej enfriadoras de un solo tipo y conectadas en paralelo, se procederá a establecer, según los resultados energéticos

y de CCV obtenidos en el caso de estudio, la relación estadística entre el resto de los parámetros de diseño modificables. El objetivo de este análisis es definir la significación de estos parámetros con el desempeño energético de la planta, en orden de establecer prioridad en el diseño de las mismas.

El análisis de correlación es una metodología estadística que trata de establecer la relación entre dos o más variables. Es un procedimiento que busca evaluar la relación entre las diferencias individuales (casos o sujetos) según dos o más variables aleatorias estudiadas. Para efectuar el análisis estadístico de la influencia de una o varias variables independientes sobre la variable dependiente se verifican la condición de normalidad. Para determinar el tipo de distribución existen diferentes pruebas estadísticas, tales como Kolmogorov-Smirnov, Shapiro-Wilk o sesgo y curtosis. (Rendón, Villasís & Novales, 2016) (Gómez, Danglot & Vega, 2013).

Esta condición influye en las técnicas estadísticas a aplicar, por ejemplo, cuando se está en presencia de variables con distribución poblacional conjunta normal o aproximadamente normal, la relación entre ellas se efectúa a través de pruebas paramétricas. El estadígrafo más empleado para verificar la fortaleza entre estas variables es el coeficiente de correlación de Pearson, dado por la expresión (2.51).

$$r = \frac{SCE}{SCT}, \quad -1 \leq r \leq 1 \quad (2.51)$$

Cuando las variables analizadas no poseen una distribución normal y/o se está en presencia de variables cualitativas, se emplean pruebas no paramétricas. En este caso se procede con los rangos de mediciones para cada variable. Existen dos tipos de coeficientes de rango de correlación: los coeficientes de Spearman, Spearman (1904) y el coeficiente de Kendall, Kendall (1938).

En caso de rango de correlación de Spearman (Rho), después de dar los rangos a cada medición de la variable se emplea la expresión (2.52):

$$s = 1 - \left[ \frac{\sum d_i^2}{(n^3 - n)} \right] \quad s \leq 1 \quad (2.52)$$

El coeficiente Tau ( $\tau$ ) de Kendall está basado en los intervalos jerarquizados de las observaciones, por encima de los propios datos, esto hace que la distribución de  $\tau$  sea independiente de las que presentan las variables X y Y, siempre y cuando que los datos representados por estas dos variables sean independientes y continuas. Como este indicador está basado en rangos y no en los datos originales, su estimación requiere que los valores de la variable ordinal sean transformados en rangos, este coeficiente se ve poco afectado ante la presencia de un número pequeño de valores atípicos (extremos) en la muestra estudiada, adaptándose bien en aquellas variables que reportan moderadas asimetrías en torno a la relación general. Su expresión matemática es la siguiente:

$$\tau = \frac{2(Sa - Sb)}{n(n-1)} \quad -1 \leq \tau \leq 1 \quad (2.52)$$

Una característica notable del coeficiente de Kendall es que reporta valores más bajos con respecto a los coeficientes de Spearman y Pearson, en aquellas situaciones donde se analiza las asociaciones lineales con la misma intensidad (sin la presencia de valores atípicos); por ejemplo, se presentan casos donde fuertes correlaciones son reportadas por Spearman y Pearson, digamos al menos 0,90, mientras Kendall lo reportaría alrededor de 0,70. Este resultado no se puede traducir como si el coeficiente de Kendall es menos preciso que los otros dos, sino que ( $\tau$ ) se determina a partir de valores ranqueados.

## Conclusiones parciales

1. La metodología para determinar la distribución óptima de la capacidad frigorífica de una planta de enfriadoras para una instalación hotelera comprende tres fases fundamentales: fase I: análisis estadístico de perfiles de demanda de enfriamiento; fase II: configuración de plantas enfriadoras y la fase III: optimización.
2. A diferencia de los métodos de diseño de plantas, la fase I permite examinar mediante técnicas descriptivas el comportamiento de los perfiles térmicos y encontrar patrones de uso que lleven a establecer la capacidad nominal de las enfriadoras a través de un procedimiento estadístico matemático con carácter iterativo.
3. La metodología aporta en su fase III un procedimiento matemático para establecer configuraciones de plantas enfriadoras de acuerdo a los límites establecidos por el diseñador, eliminando el enfoque determinista ofrecido en las metodologías de diseño actuales.
4. La fase III de la metodología posibilita incorporar en el análisis energético, que se utiliza en el diseño robusto, la solución de un problema de optimización de OCL y OCS, empleando un algoritmo genético.
5. Para la solución al problema de OCS se estableció una línea base estratégica con el objetivo de combinar el control de la secuencia a través del consumo directo de potencia y de la carga de enfriamiento, facilitando que la planta de enfriadoras resultante sea capaz de adaptarse a todos los escenarios de ocupación del hotel con el mínimo consumo energético.

### **CAPÍTULO 3. CASO DE ESTUDIO. INSTALACIÓN HOTELERA PROTOTIPO.**

## **CAPITULO 3: APLICACIÓN DE LA METODOLOGIA A UN CASO DE ESTUDIO.**

### **3.1 Introducción**

La diversidad de destinos turísticos que ofrece Cuba ha permitido el crecimiento constante de visitantes y con ello la apertura de más espacios de alojamiento. Debido a esto, en la política económica del país se ha priorizado el avance del desarrollo de la planta hotelera en la isla. En la zona turística de la provincia de Cienfuegos se planifica la construcción de un hotel con características similares al Jagua By Meliá, hotel ícono de la ciudad, pero con una capacidad de alojamiento menor, proyecto que se toma como estudio de caso en este capítulo para validar la metodología propuesta.

El proyecto de referencia comprende un hotel con tres áreas funcionales. El área de habitaciones está compuesta por 87 habitaciones, 45 de ellas formarán parte del edificio principal y 42 en el módulo cabañas. El área funcional comprende áreas públicas como un lobby con climatización natural, una tienda especializada, un restaurante-cocina y un cabaret. Finalmente, el área de servicio a tener en cuenta en la capacidad de acondicionamiento de aire estará compuesta por un módulo de oficinas. La composición detallada de cada área funcional, definidas como zonas térmicas tipo, se encuentra en el anexo 6.

La edificación principal será construida con una estructura de concreto, con paredes exteriores de bloque doble de quince centímetros, un espacio de aire en el centro para que estas paredes mejoren sus propiedades acústicas y paredes interiores de bloque sencillo, con ventanas de cristal en el edificio principal con vista a la parte norte. Las cabañas serán construidas de forma similar, sólo que la pared del lado sur de éstas es de cristal. La tienda y el restaurante también incorporan áreas acristaladas muy grandes. Las propiedades térmicas de los materiales constructivos de dichas zonas térmicas se detallan en el anexo 7.

En el anexo 8 se muestran las dimensiones de cada zona, así como las ganancias de calor por concepto de ocupación y empleo de equipos, definidas según la norma ISO 7730. Además, se consideraron otros elementos como las ganancias por luz artificial y los diferentes equipos electrónicos obtenidos de la guía CIBSE, Guide A. (2018). Se propone emplear el software TRNSYS 16 para la generación de los perfiles de carga de la instalación hotelera. El intervalo de tiempo para su análisis será de 24 horas de un día típico verano. Para cada zona se construye la interfaz gráfica en el programa TRNBUILD (ver Anexo 9). Los materiales de los elementos principales, así como las propiedades térmicas de los mismos, se obtienen de la biblioteca digital del TRNSYS.

Para las ganancias por infiltración, se asumió un factor de 0,8. La fracción convección/radiación de la ganancia de calor por el empleo de equipos electrónicos es de 0,3/0,7. Las condiciones de confort para cada zona térmica se establecieron según la NC 217:2002 (anexo 4).

La simulación en el TRNBUILD se efectuó a través del control de nivel de potencia. Se calcularon los requisitos de energía (cargas de refrigeración) del edificio considerando la información anterior. En la tabla 3.1 se puede apreciar el valor pico de demanda térmica de cada zona térmica calculado, según el método tradicional de diseño, con las condiciones críticas de diseño, condiciones climatológicas y ganancias de calor por concepto de ocupación y empleo de equipos.

Tabla 3.1. Valores máximos de demanda térmica de cada zona tipo

Área funcional	Zona térmica	(Dem <sub>máx</sub> ) (kW)	Área funcional	(Dem <sub>máx</sub> )
Habitaciones (edificio principal)	1	4,52	Áreas	9 47,56
	2	4,45	públicas	10 63,51
	3	4,19		11 6,39
	4	3,02	Áreas	12 2,19
	5	3,15	servicios	13 2,15

Área funcional	Zona térmica	(Dem <sub>máx</sub> ) (kW)	Áreas servicios	Zona térmica	(Dem <sub>máx</sub> )
Habitaciones (Cabañas)	6	4,66	Áreas servicios	14	2,16
	7	4,57		15	1,91
	8	4,32			

Se aprecia que las zonas térmicas de mayor carga térmica son las zonas 10 y 9, pertenecientes al cabaret y restaurante. Ello está dado porque las dimensiones de estos lugares son superiores a las del resto, así como las ganancias de calor internas. En la figura 3.1 se muestra el perfil de demanda térmica para 24 horas correspondiente a un día típico de verano.

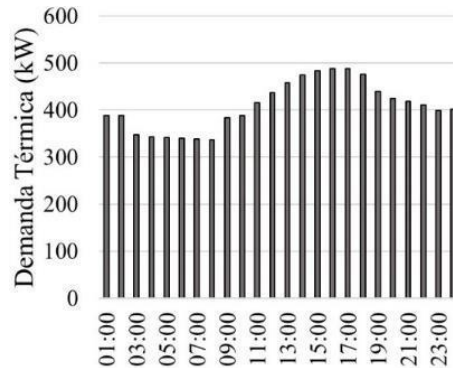


Figura 3.1: Perfil de demanda térmica del hotel en fase de diseño considerando condiciones críticas.

Al considerar la estructura del hotel, se observa que las necesidades de climatización lo ocupan, en primer lugar, las habitaciones con un 72,46 % de la demanda de enfriamiento total, seguido por las áreas públicas con el 24,33 % y las áreas de servicios con el 3,19 %. Tomando en cuenta la NC-220:2009, el valor de demanda pico define que la capacidad total instalada deberá ser de 500 kW con un incremento del 12 % del factor de seguridad (empleado por el departamento de diseño) y que es similar al empleado en la instalación hotelera Jagua by Meliá. Por lo que la capacidad frigorífica total será de 560 kW. Este valor debe dividirse entre el número de unidades disponibles

(enfriadoras de agua) según el procedimiento tradicional, lo que resulta en 2 enfriadoras condensadas por aire de 280 kW de potencia frigorífica cada una. Esta configuración será tomada como la configuración de referencia. A continuación, se empleará la metodología para determinar la distribución óptima de la capacidad de frigorífica de la planta de enfriadoras para esta instalación hotelera.

### **3.2. Fase 1. Análisis estadísticos de los perfiles de cargas de enfriamiento.**

#### **3.2.2. Análisis de las cargas térmicas de enfriamiento**

A diferencia de lo establecido en las normas tradicionales de diseño de las plantas enfriadoras de agua, se incluyen diversos escenarios de simulación que reflejen la diversidad de la demanda térmica en este tipo de edificación. Según lo definido para esta fase se utilizan patrones de funcionamiento y ocupación de hoteles que se encuentren en explotación y compartan características comunes referentes al tipo de servicio que ofrecen, características constructivas y ubicación.

Se toma como referencia el Hotel Jagua By Meliá, instalación próxima a la ubicación del proyecto caso de estudio. El Hotel Jagua By Meliá ha sido objeto de estudio por varios autores: (Montelier, 2008); (Rojas, 2007); (Cebeira, 2006); (Christian 2007); (Valdivia, 2007); (Geroy, 2009); (Alfaro, 2010); (Cuza, 2010); (Espín, 2012); (Díaz, Monteagudo & Bravo 2015); (Díaz, Valdivia, Monteagudo & Miranda, 2017); (Valdivia, Díaz & Lapidó, 2015) que permiten resumir las siguientes características:

- ✓ Este hotel se considera un hotel de tránsito. Existe una interrupción del servicio entre las 10:00 horas hasta las 16:00 hrs.
- ✓ Este hotel ha servido de anfitrión en importantes eventos gubernamentales, sustituyendo la modalidad de hotel de tránsito.

- ✓ La tienda, el cabaret y el restaurante ofrecen servicios no exclusivos a los huéspedes.
- ✓ Las oficinas están ocupadas según horario laboral establecido.
- ✓ El indicador Habitación ocupada (Hdo) fluctúa según la temporada turística, considerado los siguientes niveles: baja ocupación ( $Hdo \leq 10\%$ ), media ocupación ( $45\% \leq Hdo \leq 50\%$ ); alta ocupación ( $75\% \leq Hdo \leq 90\%$ ) y hotel totalmente ocupado ( $Hdo = 100\%$ ).

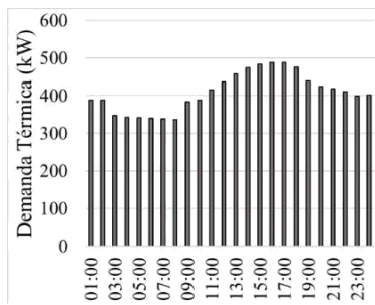
Esta información permite la construcción de varios esquemas de trabajo en las áreas funcionales.

Además, para el cálculo de los perfiles de demanda ( $k_i$ ) se consideró lo siguiente:

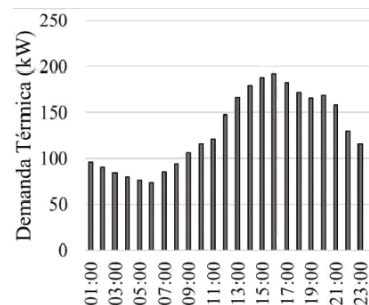
- ✓ Asumir la recomendación dada por Udawatta, Perera & Witharana (2010) de aplicar el concepto de habitación "parcialmente cargada" (habitaciones desocupadas pero acondicionadas con una temperatura de  $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Objetivo: minimizar el impacto del alto nivel de humedad que afectan a las instalaciones construidas en zonas de clima tropical.
- ✓ Simular tasas de ocupación del 10, 50, 75, y 100% para el hotel en las habitaciones y áreas públicas.
- ✓ Asumir el estudio presentado por Yang, Cheng & Cai (2016) sobre la eliminación de la diversidad de las cargas a través de estrategias de ocupación aplicando la siguiente estrategia operacional: para el 75% de ocupación y el 50 % de ocupación, ocupar las habitaciones de menor demanda térmica.

Además del perfil de demanda térmica con las condiciones críticas de diseño (escenario 1) se simulan siete escenarios de ocupación según el horario de trabajo establecido en el anexo 10.

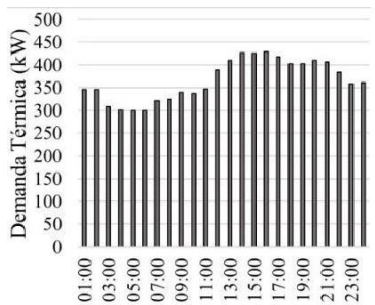
Cada uno representa una razón de carga del (RC, %) edificio, como se puede apreciar en la figura 3.2.



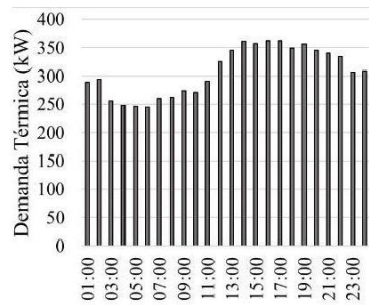
Escenario 1, RC=100



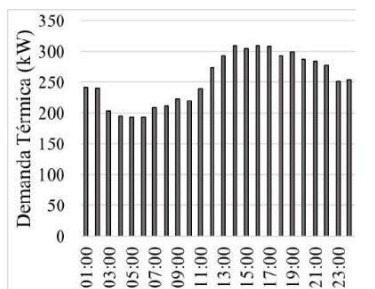
Escenario 2, RC=31,5



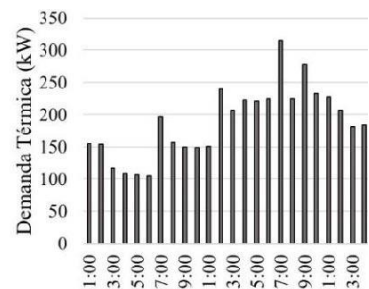
Escenario 3, RC=89,6



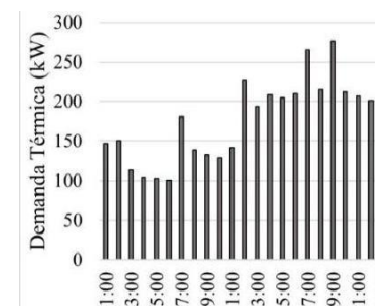
Escenario 4, RC=75,4



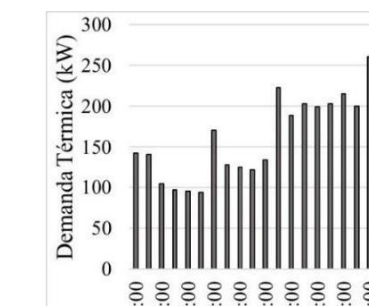
Escenario 5, RC=62,4



Escenario 6, RC=46



Escenario 7, RC=42,9



Escenario 8, RC=40,2

Figura 3.2: Perfiles de carga térmica y RC de la edificación frente a los 8 escenarios de simulación calculados.

Al comparar todos estos perfiles de demanda térmica se puede observar una gran diversidad de las cargas de enfriamiento a lo largo de un día de trabajo (Ver Figura 3.3).

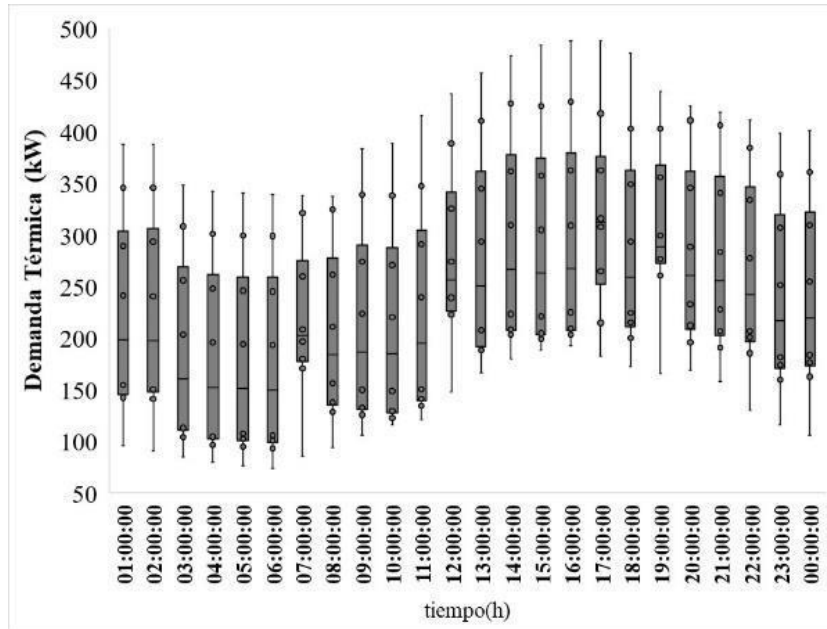


Figura 3.3. Rango del perfil carga para 24 h de trabajo considerando los escenarios descritos en el anexo 10.

Esto confirma la influencia tan notable de este factor en el funcionamiento del sistema de climatización.

### 3.2.2. Análisis estadístico de los perfiles de carga. Selección de las capacidades nominales de las enfriadoras.

Para el análisis estadístico de los valores de demanda de enfriamiento mostrados en la figura 3.3 se obtiene una muestra (n) de 194 valores de (Demi). Sustituyendo la expresión (2.13), se construyen un total de 18 histogramas con la selección del número de clases entre 6 hasta 23 clases y un valor inicial igual al valor mínimo de demanda igual a 73, 67 kW.

Para la construcción de los histogramas se utiliza la plataforma estadística Statgraphics 18. Sus resultados se muestran en el anexo 11. La figura 3.3 revela los gráficos de caja y bigotes que permiten identificar el valor del percentil  $P_{83.33}$  para cada gráfica construida.

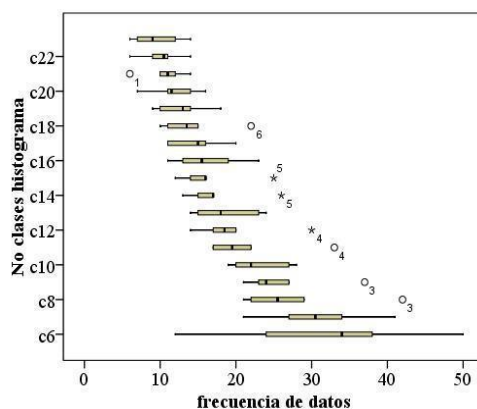


Figura 3.4. Gráficos de caja y bigotes construidos con los valores de frecuencia absoluta de cada histograma construido.

El valor de la frecuencia absoluta que define la selección de las clases predominantes, obtenido por la expresión (2.14), se muestra en el anexo 12. Así mismo se determina el valor del punto medio que describen esas clases predominantes en cada uno de los histogramas construidos. Con este conjunto de valores se construye el diagrama de tallo y hoja, figura 3.5, que muestra la frecuencia de los valores de las demandas frigoríficas predominantes.

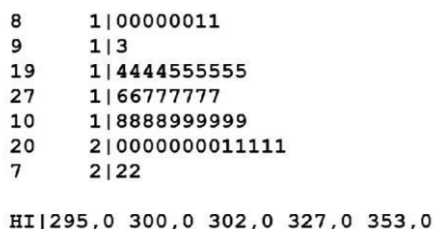


Figura 3.5 Diagrama de Tallo y hoja de los valores de frecuencia absoluta de las clases predominantes.

Se puede apreciar que los valores de demanda térmica de mayor frecuencia son 100-110 kW, 140-150 kW, 160-170 kW, 200-210 kW y 220 kW. Se incluyen valores entre 295-353 kW para ampliar las posibilidades de configuraciones de plantas. Estos resultados se toman como base para la selección de las capacidades frigoríficas de las enfriadoras, a partir de localizar enfriadoras comerciales de capacidades similares, y su información técnica es el producto de la primera fase del diseño de la planta. Para ello se selecciona el catálogo de enfriadoras de tornillo condensadas por aire marca Climaveneta.

Un total de 11 enfriadoras de agua son consideradas para el estudio. Se incrementa además una capacidad individual de 280 kW con el objetivo de simular y comparar los resultados obtenidos de las combinaciones de plantas respecto a la planta de referencia. Las características principales se encuentran en el anexo 13.

### **3.3. Fase II. Configuración de plantas enfriadoras de agua.**

#### **3.3.1. Construcción y selección de modelos matemáticos.**

En este paso se construyen los modelos matemáticos de caja negra que permitan explicar las variables (POT) y (CAP) de una enfriadora de agua. Empleando los datos del fabricante de las enfriadoras seleccionadas, que aparecen en el anexo 13, se evalúan los modelos matemáticos a través del método de los mínimos cuadrados. Para aplicar los modelos de regresión al ajuste de los datos de las mediciones del fenómeno en estudio, se utilizó el software *Eviews7*.

Los resultados de la capacidad de ajuste de los modelos, la calidad del modelo, así como los coeficientes de regresión se muestran en las tablas 3.2 y 3.3. En los test efectuados se establece el valor de  $p\text{-value} \geq 0.05$  para el cumplimiento de la hipótesis nula. Se muestra que los modelos seleccionados cumplen tres de los supuestos estadísticos establecidos, en este caso no se cumple el supuesto de la no existencia de auto correlación. Esto está dado por el carácter cíclico de los

datos empleados para la construcción de estos. Finalmente, se cumple el cuarto supuesto: la hipótesis nula que dicta normalidad en los datos. Se resalta que este es un requisito inviolable de la regresión.

Tabla 3.2. Resultados de la calidad de los modelos seleccionados

Test diagnóstico	T student	Prueba White	de Prueba de Godfrey	Breuch- Prueba Jaque - Bera
estadígrafo	$-7,822 \cdot 10^{-14}$	10,947	29,046	4,152
p-value	0,99	0,952	$4,929 \cdot 10^{-7}$	0,125

Los coeficientes de regresión de cada enfriadora seleccionada, así como los resultados de la medida de ajuste de los mismos, se muestran en la tabla 3.3. Se observa que los mismos poseen un elevado porcentaje explicativo, con un  $R^2$  por encima del 99%, y valores de MAE y AIC cercanos a cero. Considerando estos resultados y teniendo en cuenta que el incumplimiento del tercer supuesto no invalida que los estimadores obtenidos por el método de los mínimos cuadrados sean insesgados, consistentes y eficientes; se emplean los modelos obtenidos en la simulación energética de las plantas enfriadoras de agua.

Tabla 3.3 Coeficientes de regresión para determinar la capacidad nominal y potencia eléctrica de las enfriadoras seleccionadas. Medidas de ajuste de los modelos.

enfriadora	*	m (kg/s)	Capacidad frigorífica						Potencia eléctrica					
			Coeficientes de regresión			Medidas de ajuste del modelo			Coeficientes de regresión			Medidas de ajuste del modelo		
			x <sub>0</sub>	x <sub>1</sub>	x <sub>2</sub>	R <sup>2</sup>	MAE	AIC	a <sub>0</sub>	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	R <sup>2</sup>	MAE	AIC
1	98,2	4,69	108,53	-1,177	3,839	99,77	0,470	0,29	11,391	0,464	0,167	98,81	0,381	0,41
2	119	5,69	133,76	-1,531	4,866	99,83	0,519	0,26	12,312	0,592	0,139	98,95	0,453	0,39
3	135,1	6,47	149,70	-1,659	5,367	99,67	0,805	0,322	15,07	0,648	0,185	99,02	0,481	0,40
4	151,2	7,22	166,81	-1,796	5,874	99,78	0,707	0,28	17,343	0,702	0,250	98,83	0,668	0,40
5	161,7	7,72	179,63	-2,017	6,500	99,65	0,988	0,32	18,100	0,787	0,232	99,24	0,512	0,40
6	181,3	8,67	203,13	-2,300	7,218	99,68	1,083	0,32	19,557	0,844	0,240	99,09	0,600	0,408
7	199,8	9,56	221,04	-2,429	7,919	99,77	0,974	0,286	22,931	0,928	0,339	98,85	0,747	0,409
8	203,1	9,72	226,05	-2,518	8,070	99,75	1,042	0,298	22,695	0,935	0,377	98,94	0,714	0,398
9	229,9	11	257,03	-2,874	9,123	99,84	0,934	0,275	24,579	1,182	0,266	98,81	0,967	0,402
10	273	13,06	302,70	-3,376	10,93	99,66	1,644	0,323	30,155	1,298	0,377	99,08	0,934	0,404
11	312,2	14,92	345,3	-3,801	12,42	99,77	1,517	0,279	34,968	1,398	0,531	98,87	1,109	0,418
12	360	17,22	403,59	-4,553	14,28	99,67	2,159	0,32	39,075	1,688	0,477	99,13	1,180	0,40

\*Capacidad frigorífica nominal bajo condiciones de: temperatura de agua helada a la salida-entrada del evaporador :7/12°C y temperatura del aire a la entrada del condensador 32 oC

### 3.3.2. Generación de alternativas de plantas enfriadoras.

La primera restricción que se impone a la planta es el total de enfriadoras del sistema, este valor dependerá de factores como: espacio establecido para el cuarto de máquinas, presupuesto destinado para la inversión, disponibilidad de equipos, entre otros. Para este caso de estudio, el departamento de diseño selecciono 2 enfriadoras. La segunda restricción está dada por el FS empleado, para lo cual se utiliza un FS según recomendación de la ASHRAE entre el 10-20 % de la capacidad total instalada.

Empleando el algoritmo matemático mostrado en el epígrafe 2.2.2 y el modelo matemático (2.17) evaluado con los coeficientes de regresión mostrados en la tabla 3.3, se contabilizan un total de 6 combinaciones. En la tabla 3.4, se resume la configuración de las plantas.

Tabla 3.4. Configuraciones de plantas enfriadoras

plantas	enf 1	enf 2	CAP1	CAP 2	Distribución de la capacidad frigorífica (%)	CAP <sub>total</sub>	Factor de seguridad
1	6	12	180,1	357,8	33/67	537,92	10,2
2	7	12	198,7	357,8	36/64	556,59	14,1
3	8	12	201,6	357,8	36/64	559,82	14,7
4	9	11	228,9	310,6	42/58	539,53	10,6
5	10	10	271,2	271,2	50/50	542,46	11,7
6	10	11	271,2	310,6	47/53	581,85	19,2

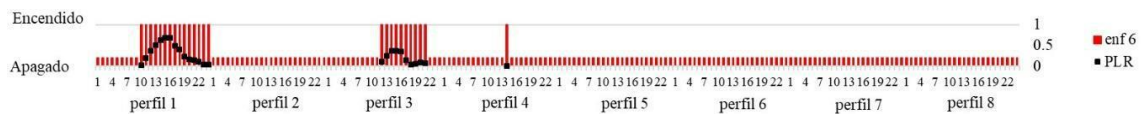
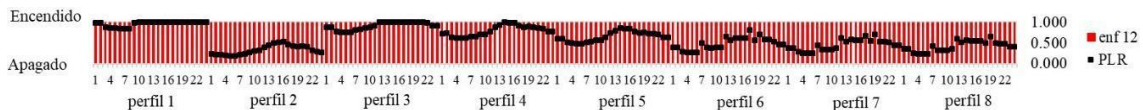
Se resalta la configuración 5 que representa la configuración de referencia, compuesta por enfriadoras simétricas y con un FS similar al hotel Jagua By Melia. El próximo objetivo es evaluar el funcionamiento de cada alternativa ante cada perfil de demanda calculada.

### 3.4. Fase III. Optimización del desempeño energético de las plantas enfriadoras de agua.

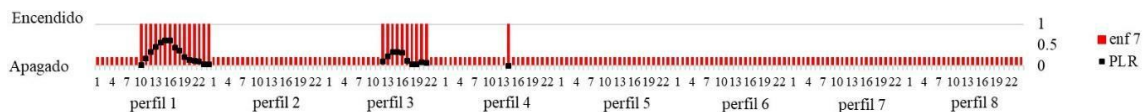
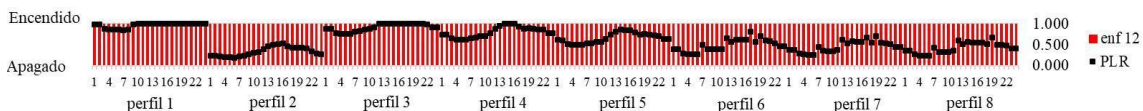
#### 3.4.1. Caso de estudio 1. Análisis energético de las enfriadoras considerando el Método tradicional de secuencia de puesta en marcha de enfriadoras de agua.

Para la comprobación energética de las enfriadoras de agua se emplean los modelos matemáticos de las enfriadoras de agua (expresiones 2.17 y 2.18) con sus coeficientes de correlación (tabla 3.3). Se utilizan los valores de demanda térmica mostrados en la figura 3.1. Se considera un valor de set point igual a 7 °C, y se emplean los mismos valores de temperatura ambiente utilizados en el cálculo de la demanda térmica.

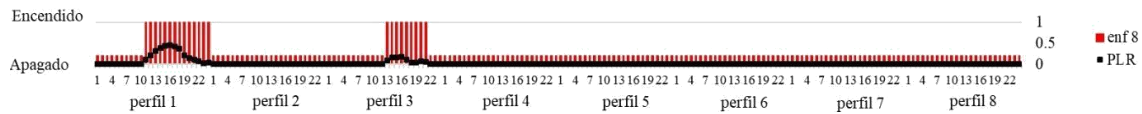
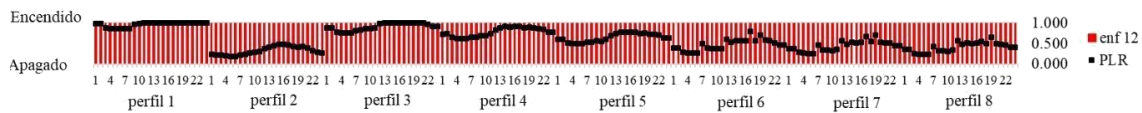
Para la definición de la secuencia de trabajo se utilizó el enfoque de secuencia de enfriadoras empleadas en la comprobación energética según el diseño robusto (explicado en el epígrafe 2.3.2). Para simular el comportamiento energético de las enfriadoras se utilizó el software Matlab 2018. Los resultados del estatus de encendido y apagado, así como el valor del PLR en cada punto de demanda térmica se muestran en la figura 3.6.



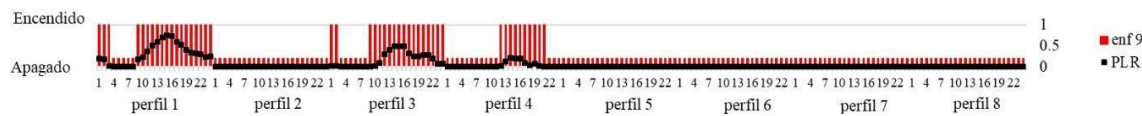
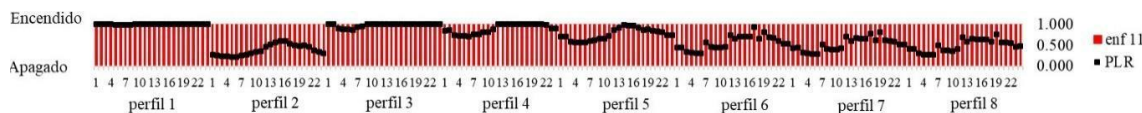
Planta de enfriadora 1



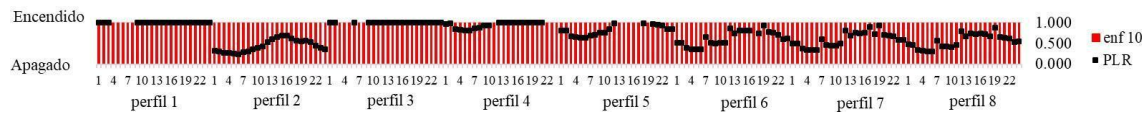
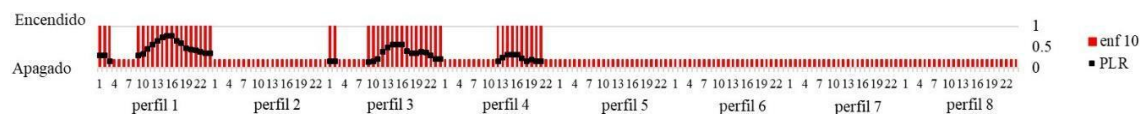
Planta de enfriadora 2



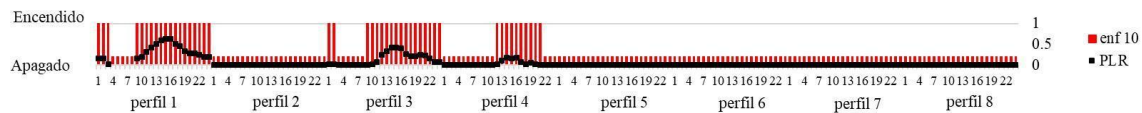
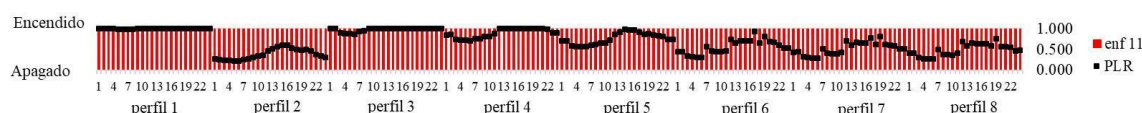
Planta de enfriadora 3



Planta de enfriadora 4



Planta de enfriadora 5



Planta de enfriadora 6

Figura 3.6. Estatus de encendido y apagado y valores de PLR de las planta de enfriadoras (1-6).

El consumo energético total de cada planta, así como la eficiencia promedio de las mismas se muestran en la tabla 3.5.

Tabla 3.5: Consumo de energía eléctrica y eficiencia de las plantas enfriadoras seleccionadas

plantas	Distribución de la carga (%)	Factor de seguridad	Consumo de energía (kWh)	Incremento del consumo (%)*	COP
1	33/67	10,2	14088,54	1,5	2,43
2	36/64	14,1	14187,96	2,2	2,35
3	36/64	14,7	14162,84	2,0	2,22
4	42/58	10,6	14186,33	2,2	2,68
5	50/50	11,7	13882,52	0	2,78
6	47/53	19,2	14619,42	5,3	2,53

\*Respecto a la planta de enfriadoras de menor consumo energético

Según los resultados, no hay diferencias significativas en el desempeño energético entre las plantas enfriadoras. El valor más alto del consumo lo ocupó la planta 6 con un incremento del 5,3 % respecto a la que presentó el mínimo consumo de energía eléctrica. Empleando la metodología tradicional de secuencia, la planta 5, compuesta por una configuración simétrica, es la que se debe seleccionar para la instalación hotelera.

#### **3.4.2. Caso de estudio 2 Análisis energético de las plantas enfriadoras a través de la solución del problema de carga óptima y secuencia óptima para cada combinación de enfriadoras.**

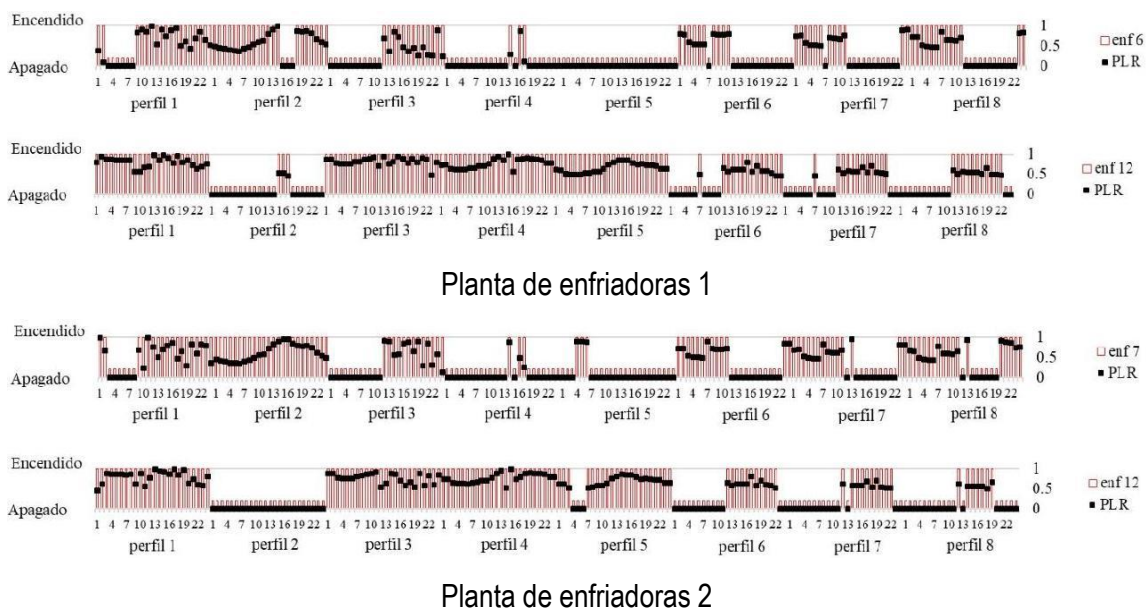
Para la selección de la alternativa óptima mediante la solución del problema OCL y OCS se asumen los mismos valores de temperatura ambiente empleados en la simulación térmica de los perfiles de demanda mostrados en la figura 3.1. Se define como principio, no solo alcanzar el punto óptimo de cada enfriadora individual, sino que la planta alcance su carga óptima. Se aplica la metodología expuesta en la figura 2.6. Se evalúa la FO expresada en la ecuación (2,27), considerando las

restricciones expuestas en las expresiones (2,28-2,31). La configuración de un AG se ajustó a través los parámetros de control que se muestran en la tabla 3.6.

Tabla 3.6: Parámetros de control del AG.

Tamaño de la población	150
Operador de selección	Estocástico uniforme
Reproducción (etilismo)	2
Factor de cruzamiento	0,8
Mutación (uniforme)	0,01
Cruzamiento (heurístico)	1,5

El AG se determinó a través del programa de computadora en ambiente Matlab 2018. El AG va obteniendo progresivamente mejores soluciones y detiene la búsqueda cuando se alcanza el número máximo de generaciones, o cuando el valor de la función de adaptación converge a una asíntota. Se identificaron los valores de PLR que mejor desempeño energético para cada planta de enfriadoras, mostrados en la figura 3,7.



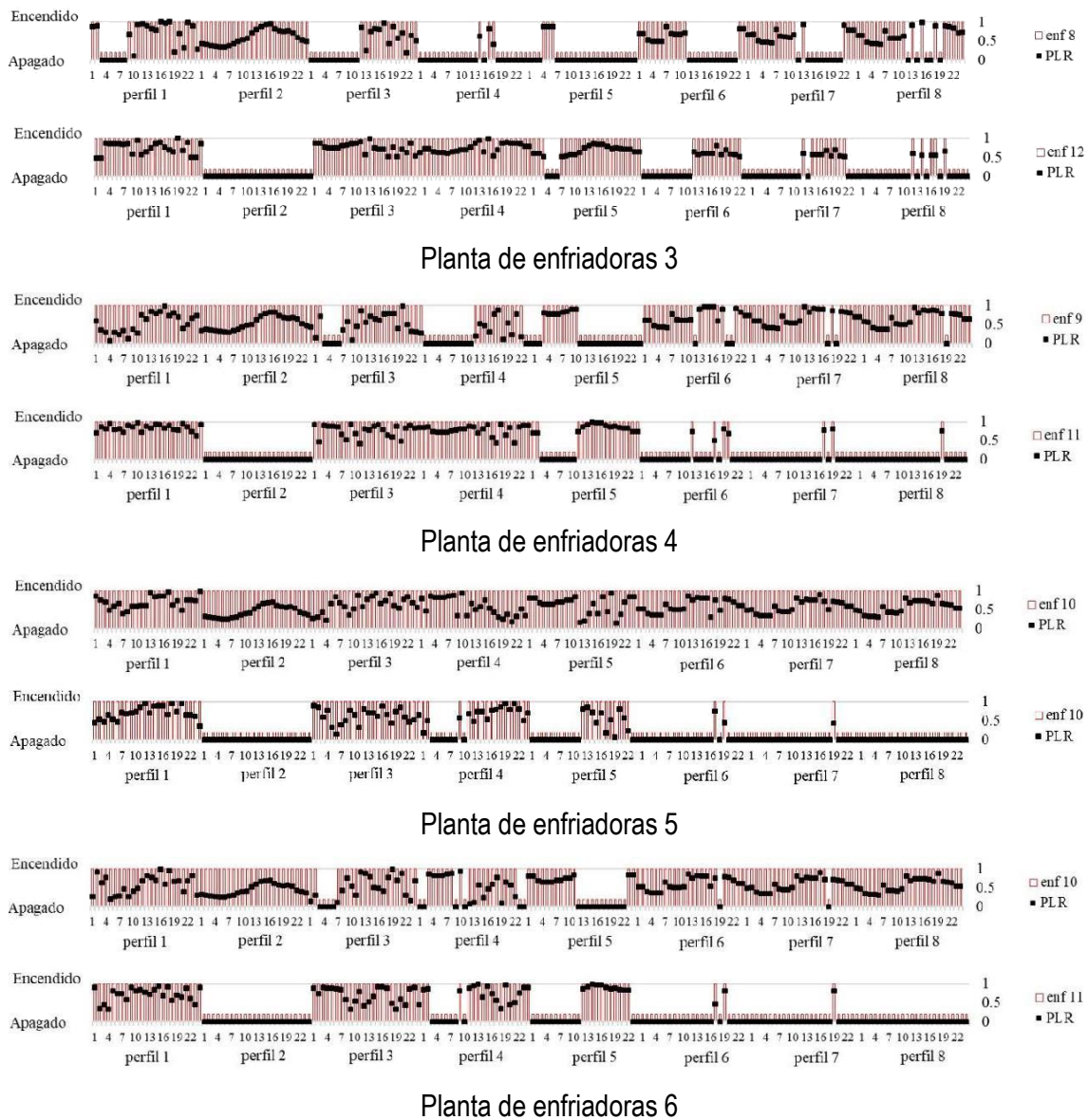


Figura 3.7: Estatus de encendido y apagado y valores de PLR de las plantas enfriadoras (1-6).(Enfoque optimizado)

La figura 3,5 representa el esquema de funcionamiento de cada planta de enfriadoras frente a los 8 perfiles de demanda térmica de la edificación. El consumo energético total de cada planta, así como la eficiencia promedio de las mismas se muestran en la tabla 3,7.

Tabla 3.7: Consumo de energía eléctrica y eficiencia de las plantas enfriadoras

seleccionadas

plantas	Distribución de la carga (%)	Factor de seguridad	Consumo de energía (kWh)	Incremento del consumo (%)*	COP
1	33/67	10,2	10446,25	0	4,44
2	36/64	14,1	10681,53	2,3	4,31
3	36/64	14,7	10696,96	2,4	4,30
4	42/58	10,6	10596,2	1,4	4,48
5	50/50	11,7	11953,83	14,4	3,87
6	47/53	19,2	11707,87	12,1	3,99

\*Respecto a la planta de enfriadoras de menor consumo energético

Los resultados expuestos en la tabla 3.7 muestran un comportamiento diferente a los obtenidos en el caso de estudio 1. Empleando la optimización matemática, la planta 1 de configuración asimétrica fue la de menor consumo energético. La misma demuestra que será capaz de adaptarse a todos los regímenes de carga manteniendo una elevada eficiencia. Considerando que la herramienta AG proporciona una búsqueda aproximada se efectuaron tres corridas del programa para verificar el resultado, ver tabla 3.8, corroborando el resultado obtenido.

Tabla 3.8. Verificación de los resultados obtenidos con la herramienta AG.

plantas	corrida 1	corrida 2	corrida 3	Coef. de variación (%)
1	10446,25	10446,29	10446,25	0.02
2	10681,53	10681,51	10681,55	0.02
3	10696,96	10696,82	10696,9	0.07
4	10596,2	10595,67	10594,91	0.61
5	11953,83	11953,83	11953,83	0.00
6	11707,87	11708,7	11709,26	0.60

Se comparan los resultados entre la comprobación energética obtenido en el caso de estudio 1 y 2 observándose diferencias entre ellas, ver tabla 3.9.

Tabla 3.9. Análisis comparativo entre los resultados obtenidos por distintos enfoques de simulación energética.

plantas	caso estudio 1 (kWh)	caso estudio 2 (kWh)	Diferencia del consumo (kWh)	Ahorro energético (%)
1	14088,54	10446,25	3642,29	34,9
2	14187,96	10681,53	3506,42	32,8
3	14162,84	10696,96	3465,87	32,4
4	14186,33	10596,2	3590,12	33,9
5	13882,52	11953,83	1928,69	16,1
6	14619,42	11707,87	2911,55	24,9

Se aprecia como el desempeño energético obtenido en el caso de estudio 2 posee mejor comportamiento que en el caso de estudio 1, con una disminución en el consumo de

aproximadamente el 30%. Se evidencia como en el caso de la planta compuesta por enfriadoras simétricas, la diferencia del consumo cae a la mitad del valor del resto de las plantas propuestas, corroborando las sugerencias expuestas por los diferentes autores mencionados en el acápite 1.3.3, que resaltan las potencialidades del empleo de una configuración asimétrica.

Finalmente, respecto a los resultados individuales de cada planta, se genera una diferencia en el criterio de selección que afectaría la explotación del sistema. En el caso 1, la planta 6, de configuración simétrica se destaca como la de mejor desempeño energético y al efectuar el cálculo empleando un enfoque de optimización esta planta es la de peores prestaciones. Se sugiere emplear la planta 1, de configuración asimétrica para el diseño final del sistema de climatización centralizada en la instalación hotelera.

Para verificar la distribución específica de las plantas enfriadoras, se procede a efectuar otro experimento. Se emplean 21 enfriadoras de agua de diferentes capacidades, incluyendo las obtenidas en el análisis estadístico mostrado en el acápite 3.1. En el anexo 14 se muestran los coeficientes de correlación de las enfriadoras seleccionadas.

En el estudio se generaron un total de 121 variantes de plantas enfriadoras. La capacidad frigorífica total varió desde 489 kW hasta 587 kW. Se efectuó la simulación energética bajo las mismas condiciones descritas en el epígrafe. Los resultados se muestran en el anexo 15. El total de combinaciones analizadas permitió agrupar la distribución frigorífica interna. Los resultados para las configuraciones compuestas por 2 enfriadoras se observan en la figura 3.8.

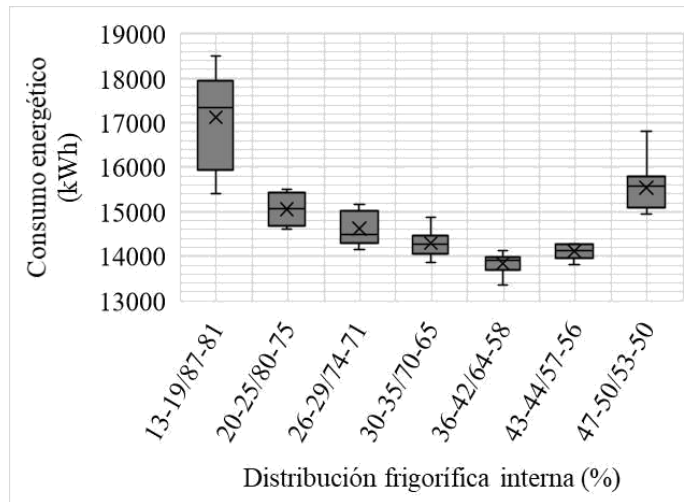


Figura 3.8: Comportamiento energético de las plantas de 2 enfriadoras según su distribución interna.

El comportamiento energético frente a todos los perfiles de demanda mostrados en la figura 3.2 definió, que en este caso de estudio, las mejores plantas están distribuidas con la primera enfriadora entre 36-42 % de la capacidad total y la segunda entre el 64-58 %, esto es independientemente de la capacidad total instalada. Se observa además como las configuraciones simétricas o casi simétricas y las que están compuesta por una enfriadora de pequeña capacidad, 13-19 %/87-81 % fueron las de comportamiento más desfavorable.

### 3.5. Análisis económico e impacto ambiental de las plantas enfriadoras.

Para efectuar el análisis económico de CCV de las plantas enfriadoras se considera los siguientes aspectos:

- ✓ Se emplea el resultado energético utilizado en el caso de estudio 2
- ✓ El valor de la depreciación del equipo en el último año se considera el 20 % de la inversión inicial

- ✓ Para determinar el costo total de la inversión se toman diferentes valores de enfriadoras de referencia, perteneciente a la compañía Shenzhen Hero-Tech Refrigeration Equipment Co., Ltd (2020) y se calcula el promedio del resultado.
- ✓ Según el decreto Ley 327/2014 del Consejo de ministros establece para el Banco Central de Cuba, tasas de actualización para personas jurídicas, entre el 7-15 % a considerar en préstamos a largo plazo para el proceso inversionista. Según Cardoso, García & García (2019) para inversiones en el turismo la tasa de actualización es del 12 %.
- ✓ Para efectuar el análisis del impacto ambiental se considera que el ahorro energético de cada planta analizada será determinado a partir de la planta de referencia según la Norma Cubana NC-220:2009.
- ✓ Se considera que la generación de electricidad es asumida por la termoeléctrica del territorio Carlos Manuel de Céspedes, cuyo índice de consumo es 3.88 g/kWh según entrevista concedida a Barreras (2019). Como no se especifica el tipo de combustible empleado, se procede a evaluar el impacto ambiental con el empleo de Fuel Oil y el Crudo Cubano.

Aplicando las expresiones de cálculo expuestas en el epígrafe 2.3.2, se obtiene un FVP igual a 7,8431. El CCV para cada planta de enfriadora y el impacto ambiental indirecto, se muestra en tabla 3.10.

Tabla 3.10. Resultados del CCV y el impacto ambiental indirecto para cada planta de enfriadora.

plantas	Costos de inversión (cuc)	Valor del equipo para el último año	Costo anual (cuc)		CCV (cuc)	Ton CO <sub>2</sub> /año
			operación	mantenimiento		
1	107434,39	21486,87	85628,95	2655,19	798595,39	63,35
2	109301,98	21860,39	87375,33	2747,35	814860,98	53,46
3	109613,72	21922,7	87445,89	2763,27	815846,72	52,81
4	108749,37	21749,8	86385,6	2663,13	805891,37	57,05
5	109289,77	21857,9	97337,39	2342,89	889810,77	0
6	112335,2	22467	95298,99	2872,03	880982	10,34

En el anexo 16 se muestra el impacto por emisiones de CO, NO<sub>x</sub> y SO<sub>2</sub>. El análisis comparativo entre cada configuración se observa en la figura 3.9. En el gráfico se puede apreciar que las plantas 1, 4, 2 y 3, de configuración asimétrica alcanzaron resultados energéticos similares con un incremento de hasta el 2 % del CCV e impacto ambiental.

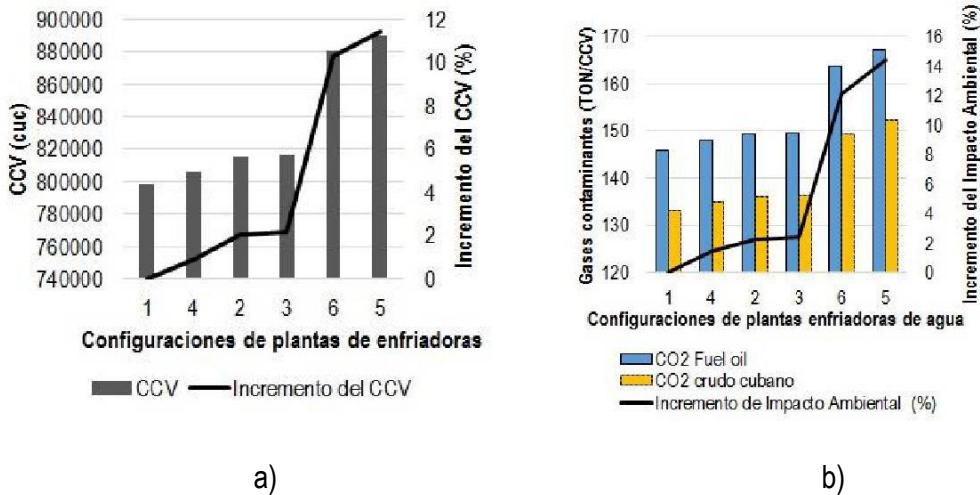
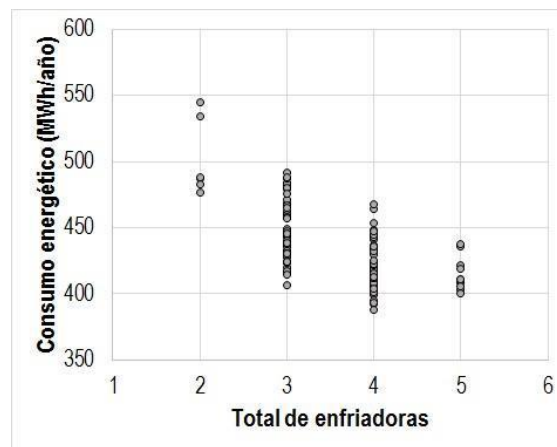
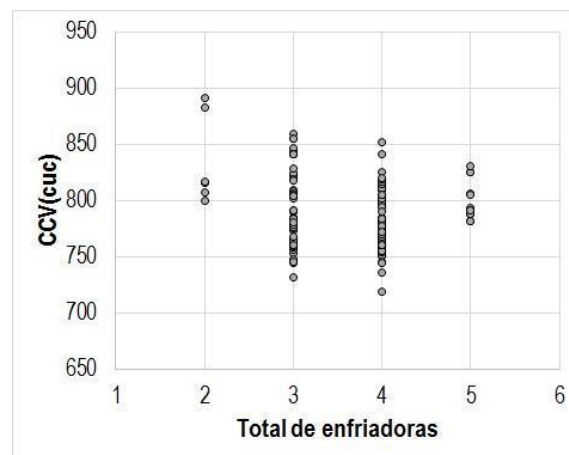


Figura 3.9: Análisis comparativo de las plantas enfriadoras: a) CCV. b) impacto ambiental

Estas plantas logran disminuir hasta el 11,8 % el CCV y el 15 % el impacto ambiental indirecto respecto a la planta de referencia. Se sugiere extender las posibilidades de diseño con el incremento del número de enfriadoras, considerando el montaje de hasta 5 enfriadoras de agua para cada planta. Se obtienen un total de 139 configuraciones de plantas, las características de cada una se muestran en el anexo 17. Se efectúa el análisis energético similar al presentado en el caso 2, además, el análisis de CCV e impacto ambiental empleando los mismos supuestos. Los resultados de cada planta se observan en la figura 3.10.



a)



b)

Figura 3.10. Análisis comparativo del consumo energía anual y CCV para plantas enfriadoras configuradas con 5 enfriadoras como máximo.

Se aprecia que un conjunto de plantas compuestas por 3 y 4 enfriadoras, permite obtener mejor desempeño energético del sistema en el hotel. La tabla 3.11 muestra la configuración de las plantas con el mínimo CCV alcanzado, con un incremento entre ellas hasta el 4 %.

Tabla 3.11: Opciones de plantas enfriadoras con menor CCV

Total de enfriadoras	Capacidad frigorífica (kW)				FS (%)	Distribución de la capacidad frigorífica (%)	Consumo energético (MWh/año)	CCV (MMcuc)	Incremento del CCV (%)
	1	2	3	4					
4	119	119	134	180	12,9	22/22/24/33	387,7	718,53	0
3	134	180	229		11,1	25/33/42	406,6	732,06	1,9
4	119	119	119	180	9,7	22/22/22/34	392,2	736,27	2,5
4	119	119	161	180	18,3	21/21/28/31	392,9	743,9	3,5
3	119	199	229		11,7	22/36/42	416	744,67	3,6
4	119	119	150	180	16,2	21/21/26/32	394,8	745,03	3,7
3	119	229	229		17,9	21/40/40	414,2	745,79	3,8
3	119	202	229		12,4	22/37/42	417,5	747,27	4

Estas plantas propuestas logran disminuir hasta el 24 % el CCV respecto a la planta de referencia, como se observa en la figura 3.11.

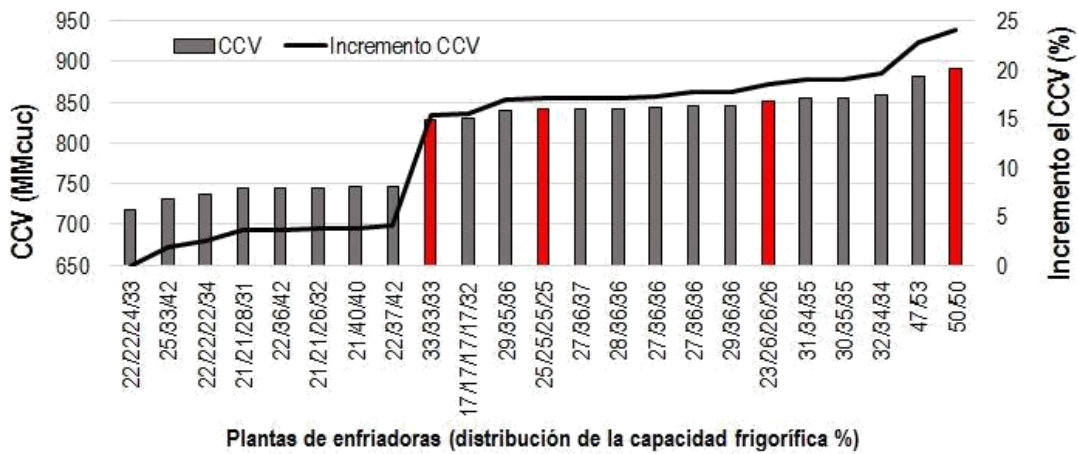
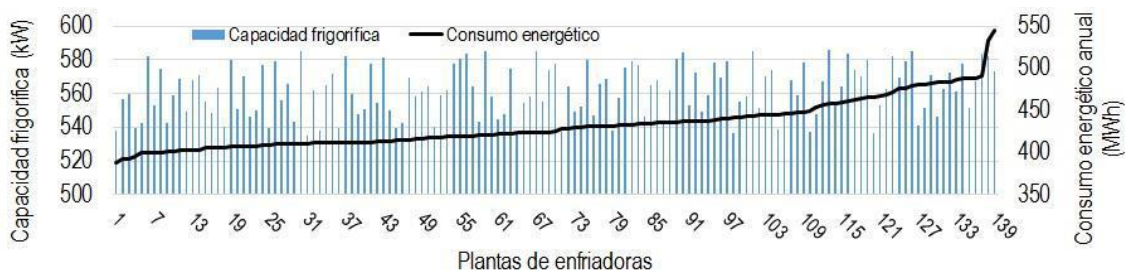


Figura 3.11. CCV de las plantas de mejor y peor desempeño energético respectivamente.

Se resalta en la figura que, de forma general, las configuraciones simétricas y casi simétricas poseen un elevado CCV respecto a las enfriadoras asimétricas.

### 3.6. Análisis estadístico entre el consumo energético de las plantas enfriadoras y las variables de diseño, total de enfriadora, capacidad frigorífica instalada, distribución de la capacidad frigorífica.

Al analizar los datos de consumo energético y CCV de las 139 variantes de plantas enfriadoras de agua generadas, se observó un comportamiento inusual relacionada con la capacidad frigorífica total como se observa en la figura 3.12.



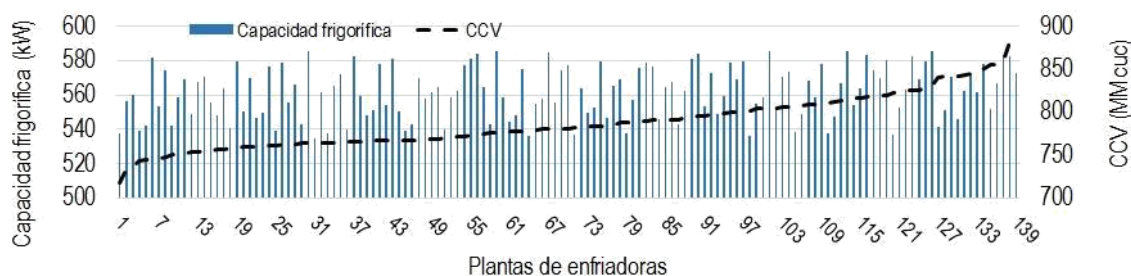


Figura 3.12: Representación gráfica de la capacidad frigorífica instalada Vs consumo energético capacidad frigorífica instalada Vs CCV.

Se puede apreciar en la figura anterior como no existe relación aparente entre las variables. Por lo que se procede a efectuar el análisis estadístico entre la variable de operación, consumo energético, con la capacidad frigorífica instalada, el número de enfriadoras y la distribución de la capacidad frigorífica. Para efectuar dicho análisis primeramente se confirmr la condición de normalidad de la variable dependiente. Para eso se efectúan varios test de normalidad empleando para ello la plataforma STATGRAPFICS-18. Ver tabla 3.12.

Tabla 3.12: Análisis de la condición de normalidad de la variable consumo energético (P-value)

Variable (Y) Consumo				
Test estadístico	(Y)	Transformaciones		
		Log (Y),	raíz(Y),	1/Y
Chi cuadrado	4,08E-8	1,02E-7	0,000007	4,55E-9
Kolmogorov-Smirnov D	<0,01	<0,01	<0,01	<0,01
Cramer-Von Mises $W^2$	4,85E-7	0,000007	0,00008	0,000001
Anderson-Darling $A^2$	1,11E-8	6,16E-7	0,00001	9,09E-8
Variable (Y) CCV				
Chi cuadrado	0,006	0,009	0,006	0,02
Kolmogorov-Smirnov D	<0,01	<0,01	<0,01	<0,05
Cramer-Von Mises $W^2$	0,0001	0,0005	0,0002	0,0001
Anderson-Darling $A^2$	0,00005	0,003	0,0001	0,001

Como se aprecia en la tabla, el valor  $p$  es inferior al establecido en la prueba de hipótesis ( $p \geq 0.05$ ) para que se cumpla la condición de normalidad de la variable. Por lo que se aplican pruebas no paramétricas para determinar la relación entre el consumo energético, CCV y las variables dependientes: total de enfriadoras, capacidad frigorífica de la planta y distribución de la capacidad frigorífica.

La variable distribución de la capacidad frigorífica es una variable ordinal. Para analizar la correlación de la misma con el resto de las variables se requiere que la misma sea tabulada por rangos. Para tabularla se mide esta variable según su grado de afectación, reflejado por el incremento del consumo de cada combinación respecto a la planta de menor consumo energético. Para dividir en rangos de clase este valor se emplea un histograma de frecuencias debido a la presencia de valores atípicos se aplica la regla de Freedman-Diaconis (1981). Se generan un total de 15 clases o pares de rangos se utilizan estos rangos para convertir la variable ordinal en numérica y proceder con el análisis estadístico.

El análisis de la relación entre las variables operacionales y de diseño se efectúa a través del paquete estadístico SPSS 20.0. Los resultados muestran que existe una asociación moderada e inversa entre las variables consumo energético y total de enfriadoras. Esta relación también es fuerte con la variable de la distribución de la capacidad frigorífica. Estos resultados fueron avalados según la prueba de significación bilateral, confirmando una correlación significativa del 99 %. Por otro lado, se evidencia ausencia de asociación entre las variables consumo energético y capacidad frigorífica instalada. Este resultado difiere de lo expuesto por numerosos autores que afirman que el mal funcionamiento de las plantas está dado por el sobredimensionamiento de las mismas, por ejemplo: Yik & Lam. (1998) Haviland, J. & CEM. (2002); Deng. (2002); Chan (2004); Domínguez-Muñoz et al (2010); Djunaedy, Wymelenberg, Acker & Thimmana (2011); Sun et al (2014); Menezes

et al. (2014); Woradechjumroen et al (2014); Huang et al (2015); Cheng et al. (2015); Cheng et al. (2016); Wang et al. (2016); Cheng et al. (2017); Li M. et al (2017); Kang et al (2017); Huang, Huang & Sun (2018); Chai et al (2019). Los resultados se muestran en la tabla 3.13.

Tabla 3.13: Resultados de la relación estadística entre las variables de diseño y las variables operacionales

Variables de operación		Variables de diseño		
		Total de enfriadoras	Capacidad frigorífica	Distribución de la capacidad frigorífica
Consumo energético	$r_s$	-0.630**	-1.114	0.986**
	Sig. (bilateral)	0.00	0.182	0.00
Consumo energético	$\tau$	-5.508**	-0.078	0.923**
	Sig. (bilateral)	0.00	0.171	0.00
CCV	$r_s$	-0.124	0.005	0.782**
	Sig. (bilateral)	0.147	0.955	0.000
CCV	T	-0,088	0	0.626**
	Sig. (bilateral)	0.187	0.994	0.00

\*\* . La correlación es significativa al nivel 0,01 (bilateral).

Respecto al CCV la asociación con la variable total de enfriadoras es débil e inversa y muy débil y directa respecto a la capacidad frigorífica instalada. Similar al consumo de energía, su relación con la distribución frigorífica es fuerte y directa. Esto permite concluir que el incremento del consumo y del CCV está influenciado, en gran medida, por la incorrecta distribución de la capacidad nominal de las enfriadoras que la componen. Esta conclusión ratifica la importancia de la implementación de la metodología que soporta esta investigación para definir, según el tipo de edificación y régimen de demanda, la configuración óptima.

## Conclusiones parciales

1. Para la comprobación de la metodología propuesta se realiza un estudio de caso a partir de un proyecto de edificación hotelera en la ciudad de Cienfuegos. Se establecieron 8 perfiles de demanda térmica que reflejan la variación de la ocupación según datos reales de un hotel en operación y se generaron 6 combinaciones de plantas enfriadoras compuestas por 2 enfriadoras, con un FS entre el 10 y 20 %.
2. La simulación energética empleando los dos enfoques de análisis mostró diferencias en el desempeño energético de las plantas enfriadoras. El enfoque basado en la optimización matemática arrojó mejores resultados con una disminución del 30 % del consumo de energía eléctrica.
3. Los resultados del CCV y del impacto ambiental permitieron identificar un conjunto de plantas enfriadoras que disminuyen hasta el 11.42 % su CCV respecto a la configuración de referencia, las que deben ser valoradas para la selección final.
4. Al incrementar hasta 5 el total de enfriadoras de agua a considerar en el diseño, se comprobó un mejor desempeño energético frente a la fluctuación de las cargas. El CCV de las plantas con mejor desempeño logró una disminución del 24 % respecto a la configuración de referencia.
5. El análisis estadístico evidenció que la variable distribución de la capacidad frigorífica tiene una asociación fuerte y directa con el consumo energético.
6. El análisis energético efectuado a 121 configuraciones de plantas enfriadoras de agua definió que, con el empleo de dos enfriadoras, las mejores plantas están distribuidas con la primera enfriadora entre 36-42 % de la capacidad total y la segunda entre el 64-58 %, independientemente de la capacidad total instalada.

## CONCLUSIONES

1. Las metodologías de diseño de plantas enfriadoras que se utilizan en la actualidad efectúan la distribución de la capacidad frigorífica a través de reglas o recomendaciones. Las mismas no analizan el impacto de la diversidad de la demanda térmica en la selección de las máquinas
2. La metodología de diseño de plantas propuesta incluye el análisis estadístico de las cargas térmicas, la generación de alternativas de diseño de plantas y la optimización del desempeño energético a través de la solución de un problema de carga y secuencia óptima de una enfriadora.
3. El análisis estadístico de la fase I permite considerar la variabilidad de la demanda térmica de la instalación, seleccionar las clases predominantes y establecer la capacidad nominal de las enfriadoras a través de un procedimiento estadístico matemático con carácter iterativo.
4. La metodología aporta en su fase II un procedimiento matemático para establecer configuraciones de plantas enfriadoras de acuerdo a los límites establecidos por el diseñador, eliminando el enfoque determinista ofrecido en las metodologías de diseño actuales.
5. La optimización del desempeño energético, a través de la solución de un problema de carga y secuencia óptima, permitió incrementar la eficiencia energética de la planta respecto a la obtenida utilizando una secuencia tradicional de carga. Ello facilita la selección de la planta que mejor se adapte a la variabilidad de la demanda térmica de la instalación.

6. El análisis estadístico entre el consumo energético y las variables de diseño permite concluir que el parámetro de diseño más influyente en el consumo energético y el CCV es la distribución de la capacidad frigorífica, mostrando una asociación fuerte y directa.
7. Los resultados del caso de estudio muestran que las plantas enfriadoras con menor CCV e impacto ambiental corresponden a aquellas con configuración asimétrica, distribuidas con la primera enfriadora entre 36-42 % de la capacidad total y la segunda entre el 64-58 %; independientemente de la capacidad total instalada. Al incrementarse el número de enfriadoras hasta 5 máquinas se observa un mejor desempeño energético respecto a las plantas compuestas por 2 enfriadoras, disminuyendo hasta el 24 % el CCV respecto a la planta de referencia.

## RECOMENDACIONES

- Considerando que el análisis de secuencia de una planta de enfriadores define las condiciones en que las máquinas deben trabajar o no, según la demanda térmica de enfriamiento maximizando la eficiencia se propone estudiar otros enfoques de secuencia óptima para las enfriadoras que no impliquen el apagado y encendido de las máquinas como son: el control de la secuencia mediante la temperatura de retorno o el flujo másico, técnicas empleadas en el control automático de estos sistemas.
- Extender el estudio al caso de enfriadoras de agua condensadas por agua, con la implementación además del análisis de carga y frecuencia en el circuito del condensador.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Acosta, A., González, A.I., Zamarreño, J.M., & Alvares, V., (2015). Controlador predictivo no lineal para la gestión energética del sistema centralizado de aire acondicionado de un inmueble hotelero. *Revista iberoamericana de automática e informática industrial*.12,376– 384. <http://dx.doi.org/10.1016/j.riai.2015.07.003>
- Alfaro. Y. (2010) Procedimiento para la selección de la estrategia físico estructural que garantice mínimo consumo del sistema de climatización centralizada por agua helada del hotel Jagua. (Tesis de grado). Universidad de Cienfuegos Cuba.
- Anderson, D., Sweeney, D., & Williams, T. (2018). *Essentials of modern business statistics with Microsoft Excel* (7ma ed.). Mason, OH: South-Western.
- Ardakani, A. J. Ardakani, F. & Hosseinian, S.H. (2008). A novel approach for optimal chillers loading using particle swarm optimization. *Energy and Buildings*.40, 2177–2187. <http://dx.doi:10.1016/j.enbuild.2008.06.010>
- ASHRAE (2013). ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1-2013. Energy Standard for buildings Except Low-Rise Residential Buildings (I-P edition)
- ASHRAE (2017) ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1-2016 Performance Rating Method Reference Manual. <https://www.osti.gov/biblio/1398228>
- ASHRAE (2017) *Fundamentals Handbook* capítulo 18. Edition. by ASHRAE. Atlanta ASHRAE
- ASHRAE Handbook. ( 2015). HVAC Applications. Edition. by Ashrae.
- ASHRAE Standard. (2016). Ventilation for acceptable indoor air quality 62.2
- ANSI/ASHRAE (2018) Standard 188. Legionellosis: Risk Management for Building Water Systems*
- Atta, A. Rezek S F. & Saleh A M. (2015) Fuzzy logic control of air-conditioning system in residential buildings. *Alexandria Engineering Journal* 54, 395-403. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2015.03.023>
- Bahar Y, Pere C, Landrieu J, & Nicolle, Ch. (2013). Thermal Simulation Tool for Building and Its Interoperability through the Building Information Modeling (BIM) Platform. *buildings*. 3, 380-98. <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01142691/document>

- Beghi, A. Cecchinato, L. & Rampazzo, M. (2011). A multi-phase genetic algorithm for the efficient management of multi- Chillers systems. *Energy Conversion and Management*. 52,1650–1661. <http://dx.doi:10.1016/j.enconman.2010.10.028>
- Bendat, S. J., Piersol, A.G., (1966). *Measurements and Analysis of Random Data*. John Wiley & SONS, Inc., New York. <https://doi.org/10.1080/00207176608921391>
- Bhaskoro P, U. Haq S, & Shiraz M. (2013) Simulation of energy saving potential of a centralized HVAC systems in an academic building using adaptive cooling technique *Energy Conversion and Management*. 75,617-28. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.06.054>
- Bitondo M. & Tosí. J. (1999) "Chiller control plant". Carrier Corporation, Syracuse, New York. EUA. <https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=11&ved=2ahUKEwjSnczur67mAhULy1kKHdZGA70QFjAKegQIARAC&url=http%3A%2F%2Ftrane.ipublishpro.com%2F505100235BASSLC011E40414%2Fib%2Fpdf.pdf&usq=AOvVaw3mxaCPUNvq--r1xO1RJsDw>
- Brase, C. H., & Brase, C. P. (2019). *Understanding basic statistics* (8va ed.). CA: Houghton Mifflin.
- Breusch, T.S.(1978) Testing for autocorrelation in dynamic linear models. *Australian Economic Papers*. December. <https://doi.org/10.1111/j.1467-8454.1978.tb00635.x>
- Cardoso, A I. García, D M. & García, JF.(2019) Evaluación de la factibilidad económico financiera del proyecto de inversión: Centro Cultural Julio Antonio Mella. *Cienfuegos. Universidad y Sociedad*, 11(5), 8-18. <http://rus.ucf.edu.cu/index.php/rus>
- Cebeira, M. (2006). *Determinación de las cargas de enfriamiento del Hotel Jagua en función de variables climatológicas y constructivas*. (Tesis de grado). Universidad de Cienfuegos. Cuba.
- Cencov, N.N., (1962). Evaluation of an Unknown Distribution Density From Observations. *Soviet Mathematics*, 3, 1559-1562. <https://ieeexplore.ieee.org/document/1448714>
- Cengel Y, & Boles M. (2008) *Thermodynamics: an engineering approach*. 5th ed. New York: McGraw-Hill.
- CIBSE, Guide A. (2018) *Environmental design*. The Chartered Institution of Building Services Engineers London.
- Cohran, W.G., (1954). Some Methods for Strengthening the Common Chi Square Test. *Biometrics*, 10 (4), 417-451. <https://www.jstor.org/stable/pdf/3001616.pdf>

- Correia, R. & Diaz Y. (2020). Análisis estadístico de perfiles de demanda térmica. (Tesis de Grado). Universidad de Cienfuegos. Cuba. [http://biblioteca.ucf.edu.cu/biblioteca/tesis/tesis-de-grado/ingenieria/mecanica/curso-2019-2020/Tesis\\_G%20Rosildo%20Correia%20de%20Oliveira.pdf/view](http://biblioteca.ucf.edu.cu/biblioteca/tesis/tesis-de-grado/ingenieria/mecanica/curso-2019-2020/Tesis_G%20Rosildo%20Correia%20de%20Oliveira.pdf/view)
- Craft, J. L. (1990). *Statistics and data analysis for social workers*. Itasca, IL: Peacock (2da ed.)
- Cuza, Victor (2010) Estudio energetico Del Sistema de climatizacion del hotel Jagua. (Tesis de maestría). Universidad de Cienfuegos. Cuba
- Chai, Jiale. Huang, P. & Sun, Y. (2019) Life-cycle analysis of nearly zero energy buildings under uncertainty and degradation impacts for performance improvements. *Energy Procedia* 158, 2762–2767. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.02.035>
- Chan K.T. & Yu F.W. (2002) Part load efficiency of air-cooled multiple- Chillers plant. *Building services engineering research and technology*. 23, 31. <https://doi.org/10.1191/0143624402bt028oa>
- Chan KT & Yu FW (2004). How chillers react to building loads. *ASHRAE Journal*, 46 (8),52-58. <https://es.scribd.com/document/216435430/ASHRAE-How-Chillers-React-to-Building-Loads>
- Chan KT & Yu FW. (2006). Thermodynamic-behaviour model for air-cooled screw Chillers with a variable set-point condensing temperature. *Appl Energy*; 83 (3), 265–279. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2005.01.009>
- Chan, R. Lee, E. & Yuen, R. (2011) An integrated model for the design of air-cooled chiller plants for commercial buildings. *Building and Environment*.46, 196-209. <https://doi:10.1016/j.buildenv.2010.07.013>
- Chan, Tien-Shun. Chang, Yung-Chung. & Lu, Jyun-Ting.(2015). An analysis of a chiller energy savings using an adaptive neuro-fuzzy inference system. *Energy and Mechanical engineering. Proceeding of 2015 International Conference on Energy and Mechanical Engineering (EME2015)*. Recuperado de: [https://doi.org/10.1142/9789814749503\\_0041](https://doi.org/10.1142/9789814749503_0041)
- Chan, Yung-Chung. Chan, Tien-Shun. & Lee Wen-Shing (2010). Economic dispatch of chiller plant by gradient method for saving energy. *Applied Energy*. 46, 1096-1101. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.05.004>

- Chang, Y.C. Chen, C.Y. Lu, J.T. Lee, J.K. Jan, T.S. Chen, C.L. (2013) Verification of chiller performance promotion and energy saving, *Engineering* 5 141–145. [http://refhub.elsevier.com/S0378-7788\(16\)31124-0/sbref0080](http://refhub.elsevier.com/S0378-7788(16)31124-0/sbref0080)
- Chang, Yung-Chung (2006) An innovative approach for demand side management—optimal Chillers loading by simulated annealing. *Energy*, 31,1883–1896. <http://dx.doi:10.1016/j.energy.2005.10.018>
- Chang, Yung-Chung (2007). Sequencing of Chillers by estimating Chillers power consumption using artificial neural networks. *Building and Environment*, 42,180–188. <http://dx.doi:10.1016/j.buildenv.2005.08.033>
- Chang, Yung-Chung. (2004). A novel energy conservation method—optimal Chillers loading. *Electric Power Systems Research* 69 (2004) 221–226. <http://dx.doi:10.1016/j.epsr.2003.10.012>
- Chang, Yung-Chung. Lin, Fu-Ann. & Lin,Chin Huang. (2005). Optimal Chillers sequencing by branch and bound method for saving energy. *Energy Conversion and Management*, 46 ,2158–2172. [doi:10.1016/j.enconman.2004.10.012](http://dx.doi:10.1016/j.enconman.2004.10.012)
- Chang,Y.C. Lin, J.K. & Chuang, M.H. (2005) Optimal chiller loading by genetic algorithm for reducing energy consumption, *Energy Build.* 37, 147–155. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2004.06.002> .
- Cheng, Q. Wang, S. & Yan, Ch. (2016) Sequential Monte Carlo simulation for robust optimal design of cooling water system with quantified uncertainty and reliability. *Energy* (2016) ,1-13. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.10.051>
- Cheng, Q. Wang, S. Yan, CH. & Xiao, F. (2017). Probabilistic approach for uncertainty-based optimal design of chiller plants in buildings. *Applied Energy* 185 (2017), 1613–1624. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.10.097>
- Cheng, Q. Yan, Ch. & Wang, S.(2015) Robust optimal design of chiller plant based on cooling load distribution. *Energy Procedia.* 75 ,1354-1359. <https://doi:10.1016/j.egypro.2015.07.212>
- Christian, F. (2007). Estrategias de operación del sistema de climatización centralizada por Agua Helada del Hotel Jagua. (Tesis de grado). Universidad de Cienfuegos. Cuba
- Deng Shiming (2002) Sizing replacement chiller Plants. *ASHRAE journal*. June
- Devore, J. L., & Peck, R. (2012). *The exploration and analysis of data* (12<sup>th</sup> ed.). Belmont, CA: Brooks/Cole.

- Díaz Y. Valdivia, Y. Monteagudo, JP. & Miranda, Y. (2017) Application of building energy simulation in the validation of operational strategies of HVAC systems on a tropical hotel. *Ingeniería Mecánica*. 20, 31-38.
- Díaz, Y. Monteagudo, JP. & Bravo, D. (2015). Análisis energético de un sistema híbrido de producción de frío. *Ingeniería Energética*. 1, 38-49.
- Díaz, Y. Guerra, MA. Viego, P. Crespo, G. Diaz, M (2020) Chiller plant design. Review of the aspects that involve its efficient design. *Ingeniería energética*.41 (1). <https://rie.cujae.edu.cu/index.php/RIE/article/view/584/pdf>
- Díaz, Y. Santana, M. Francisco, G. Álvarez L. Álvarez-Guerra, MA: (2020). Methodology for the preparation and selection of black box mathematical models for the energy simulation of screw type chillers. *Ingeniería mecánica* 23 (3). <https://ingenieriamecanica.cujae.edu.cu/index.php/revistaim/article/view/641>
- Djunaedy, E. Wymelenberg, K Acker, B. & Thimmana, H. (2011) Oversizing of HVAC system: signatures and penalties, *EnergyBuild*. 43,468–475. [http://refhub.elsevier.com/S0378-7788\(15\)00032-8/sbref0210](http://refhub.elsevier.com/S0378-7788(15)00032-8/sbref0210)
- Doane, D.P., (1976) Aesthetic Frequency Classifications. *The American Statistician*, 30 (4), 181-183. [https://www.jstor.org/stable/2683757?seq=1#metadata\\_info\\_tab\\_contents](https://www.jstor.org/stable/2683757?seq=1#metadata_info_tab_contents)
- Doğan, N. & Doğan, I (2010). Determination of the number of bins/clases used in histograms and frequency tables: a short bibliography. *TurkStat, Journal of statistical research*, December. 07, 77-86.
- Domínguez-Muñoz, F. Cejudo López, J. & Carrillo-Andrés. (2010) Uncertainty in Peak cooling load calculations. *Energy and Buildings*. 42, 1010-1018. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.01.013>
- Duan, P.Y. Li, J.Q. Wang, Y. Sang, H.Y. & Jia, B.X. (2017) Solving chiller loading optimization problems using an improved teachin-learnin-based optimization algorithm, *Optim. Control Appl. Methods* 4. <http://dx.doi.org/10.1002/oca.2334>.
- Espín M. (2012). Análisis de estrategias para el almacenamiento de frío y su efecto en el comportamiento energético de los sistemas de climatización centralizado. Caso de estudio hotel Jagua. (Tesis de grado). Universidad de Cienfuegos Cuba

- Fan, Bo. Jin, X. & Du, Z. (2011). Optimal control strategies for multi-chiller system based on probability density distribution of cooling load ratio. *Energy and Building* 43, 2813-2821. <http://doi:10.1016/j.enbuild.2011.06.043>
- Fang, X. Jin, X. Du, Z. Wang, Y. & Shi, W. (2017). Evaluation of the design of chilled water system based on the optimal operation performance of equipments. *Applied Thermal Engineering* 113, 435–448. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.11.053>
- Freedman, D., & Diaconis, P. (1981). On the histogram as a density estimator: L2 theory. *Zeitschrift für Wahrscheinlichkeitstheorie und Verwandte Gebiete*, 57, 453-476. <https://doi.org/10.1007/BF01025868>
- Freund, J. E. (1998). *Modern elementary statistics* (12th ed.). Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall.
- Gang W, Wang S, Augenbroe G, & Xiao F, (2015 b) Robust optimal design of building cooling systems concerning uncertainties using mini-max regret theory. *Science and Technology for the Built Environment*. 21(6),789-799. <http://dx.doi.org/10.1080/23744731.2015.1056657>
- Gang W, Wang S, Augenbroe G, & Xiao F. (2016) Robust optimal design of district cooling systems and the impacts of uncertainty and reliability. *Energy Build.* 122, 11–22. Recuperado de: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.04.012>
- Gang W, Wang S, Augenbroe G, Xiao F, & Gao, D. (2015 a) Robust optimal design cooling systems considering coling load uncertainty and equipment reliability. *Applied Energy*.159, 265-275. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.08.070>
- Geem, Zoo Woo & Sim, K. (2010) Parameter-setting-free harmony search algorithm, *Applied Mathematics and Computation*.217 (8), 3881-3889
- Geem, Zoo Woo. (2011) Solution quality improvement in chiller loading optimization. *Applied Thermal Engineering*. 31, 1848-1851. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.02.030>.
- Geroy, I. (2009). *Propuesta de un sistema de monitoreo y control energético en el hotel Gran Caribe Jagua*. (Tesis de grado). Universidad de Cienfuegos. Cuba
- Gidwani, B.N. (1987). Optimization of chilled water systems, *Energy Engineering*. *Energy Engineering: Journal of the Association of Energy Engineering*. 84(5) 30–50
- Glasnapp, D. R., & Poggio, J. P. (1985). *Essentials of statistical analysis for the behavioral sciences*. OH: Charles E. Merrill.

- Goldberg, D. E. (1989). *Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning*. Reading: Addison-Wesley.
- Gordon J.M.; Ng, K.C. & Chua, H.T. (1997) Optimizing chiller operation based on finite time thermodynamics: universal modeling and experimental confirmation. *Int. J. Refrig.* 20, 191-200. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(96\)00074-6](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(96)00074-6)
- Gravetter, F. J., & Wallnau, L. B. (2016). *Statistical for the behavioral sciences* (10th ed.). CA: Wadsworth/Thomson Learning.
- GreenBiz Group (2014), 'State of Green Business', in: World Travel & Tourism Council. <https://www.greenbiz.com/research/report/2014/01/19/state-green-business-report-2014?ms=45828>
- Groebner, D. F., Shannon, P. W. & Fry, P. (2017). *Business statistics: A decision-making approach*. (10th ed.). OH: Charles E. Merrill. Hamburg,
- Guideline. (2014). *Guideline 14–2014, Measurement of Energy and Demand Savings*. Atlanta: ASHRAE.
- Haupt, R. L., & Haupt, S. E. (2004). *Practical Genetic Algorithms*. (2 da Ed.) Hoboken: Wiley.
- Haviland, J. & CEM. (2002) Central Plant Retrofit Considerations. *Energy Engineering*. 99(3), 48-58. <https://doi.org/10.1080/01998590209509351>
- Hildebrand, D. K. (1986). *Statistical thinking for behavioral scientists*. Boston, MA: Duxbury.
- Hinkle, D. E., Wiersma, W., & Jurs, S. G. (2003). *Applied statistics for the behavioural sciences* (5th ed.). MA: Houghton Mifflin
- Honeywell (1997) *Engineering Manual of Automatic Control for Commercial Buildings*, Honeywell SI Edition, Minneapolis, MN, 1997. <http://refhub.elsevier.com/S0378-7788%2814%2900621-5/sbref0025>
- Huang, P. Huang, G. & Wang, Y. (2015). HVAC system design under peak load prediction uncertainty using multiple-criterion decision making technique. *Energy and Buildings* 91, 26-36. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.01.026>
- Huang, P. Huang, G. Augenbroe, G. & Li, S. (2018). Optimal configuration of multiple-chiller plants under cooling load uncertainty for different climate effects and building types. *Energy and Building*, 158, 684-697. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.10.040>

- Huang, S. Zou, W. & Sohn, M. (2016) Amelioration of the cooling load based Chillers sequencing control. *Applied Energy*. 168, 204-215. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.01.035>
- Huang, S. Zuo, W. & Sohn, M. (2015) A New method for the optimal chiller sequencing control. *Proceedings of BS2015: 14th Conference of International Building Performance Simulation Association*, Hyderabad, India, Dec. 7-9.  
<https://www.researchgate.net/publication/330505499> A New Method for the Óptimal Chiller Sequencing Control
- Huang, P. Huang, G. & Sun, Y. (2018). Uncertainty-based life-cycle analysis of near-zero energy buildings for performance improvements. *Applied Energy* 213 (2018), 486–498. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.01.059>
- Isaac, S., & Michael, W. B. (1997). *Handbook in research and evaluation* (4th ed.). San Diego, CA: Educational and Industrial Testing Services .
- Ishikawa, K., (1986). *Guide to Quality Control*. White Plains, New York: Unipub, Kraus International.
- Jarque, C.M. & Bera, A.K.(1987). A test for normality of - observations and regression residual, *International Statistical Review*, 55, 163-172. <https://www.jstor.org/stable/1403192>
- Junwei, Y. Cheng, Ch. Dongmei, P. & Xuan, Z. (2017) A numerical study on the optimization method to optimize the cooling load sharing for a multi-chiller system in a shopping mall. *Energy Procedia*. 142, 1977-1984. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.12.398>
- K.C.Ng, H.T. Chua, W.Ong, S.S.Lee, & J.M.Gordon. (1996) Diagnostics and optimization of reciprocating chillers: theory and experiment. *Appl.Therm.Eng.*17(3):263–276. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(96\)00031-2](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(96)00031-2)
- Kang, Y., Q. Augenbroe, G. & Wang (2017) Effects of scenario uncertainty on chiller sizing method. *Applied Thermal Engineering*. 123, 187-195. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.041>
- Kapoor, K. & Edgar, T. (2015). Chapter 2: Energy efficient chiller configuration-A design Perspective. *Computer Aided Chemical Engineering*, 36, 1570-7946. <http://dx.doi.org/10.1016/B978-0-444-63472-6.00002-1>
- Kaya, D. & Alidrisi, H. (2016). Energy savings potential in air conditioner and chiller systems. *Turkish Journal of Electrical Engineering & Computer Sciences*. 24, 935-945. doi:10.3906/elk-1311-204

- Keller, G. (2001). *Applied statistics with Microsoft Excel*. Pacific Grove, CA: Duxbury.
- Keller, G., & Warrack, B. (2014). *Statistics for management and economics* (11th ed.). Pacific Grove, CA: Brooks/Cole
- Kiess, H. O. (2008). *Statistical concepts for the behavioral sciences* (4th ed.). Needham Heights, MA: Allyn & Bacon.
- Korin, B. P. (1975). *Statistical concepts for the social sciences*. Cambridge, MA: Winthrop. □
- Kumbhar, A. Gulhane, N. & Pandure, S. (2017). Effect of various parameters on working condition of chiller. International Conference on Recent Advances in Air Conditioning and Refrigeration RAAR 2016, 10-20 November, Bhubaneswar, India. *Energy Procedia* 109, 479-486. <http://doi:10.1016/j.egypro.2017.03.076>
- Knut, K. (2013) Optimal data based binning for histograms. Recuperado de: <https://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.468.5995&rep=rep1&type=pdf>
- Labus, J. Korolija, I. Marjanovic-Halburd, L. & Coronas, A. (2010) The influence of weather conditions on energy performance of HVAC system and absorption cooling system configuration coupling. 7th International Conference on Indoor Air Quality Ventilation and Energy Conservation, At Syracuse, USA. <https://www.researchgate.net/publication/295547513> The influence of weather conditions on energy performance of HVAC system and absorption cooling system coupling
- Lapin, L. L. (1980). *Statistics: Meaning and method* (2nd ed.). New York: Harcourt Brace Jovanovich □
- Lapin, L. L. (1990). *Statistics for modern business decisions* (5th ed.). CA: Harcourt Brace Jovanovich.
- Larson, H.J., (1975). *Statistics: An Introduction*. John Wiley & SONS, Inc., New York
- Larson, R., & Farber, B. (2014). *Elementary statistics: Picturing the world* (6th ed.). Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall .
- Lee, W.L. & Lee, S.H. (2007). Developing a simplified model for evaluating chiller-system configurations. *Applied Energy*, 84, 290-306. <http://doi:10.1016/j.apenergy.2006.07.006>

- Levin, R., & Rubin, D. (1983). Short course in business statistics. Englewood Cliffs, N.J.: Prentice-Hall .
- Levine, D. M. (2001). *Applied statistics for engineers and scientists: Using Microsoft Excel and MINITAB*. Upper Saddle River, NJ: Prentice-Hall. □
- Li, H. Munk, A. & Sieling, H. (2020). The Essential histogram. *Biometrika*. 1-18. [http://dx. doi: 10.1093/biomet/asz081](http://dx.doi.org/10.1093/biomet/asz081)
- Li, H. Wang, S. & Xiao, Fu. (2019). Probabilistic optimal design and on-site adaptative commissioning of building air-conditioning systems concerning uncertainties. *Energy Procedia*. 158, 2725-2730. <http://doi:10.1016/j.egypro.2019.02.029>
- Li, M. Qin, Ch. Feng, Y. Zhou, M. Mu, H. Li, N. & Ma, Q. (2017) Optimal design and analysis of CCHP system for a hotel application. 9th International Conference on Applied Energy, ICAE2017, 21-24. <https://doi:10.1016/j.egypro.2017.12.162>
- Li, X. & Wen, J. (2014). Review of building energy modeling for control and operation. *Renewable and sustainable energy reviews*. 37,-517-537. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.05.056>
- Li, Z. Huang G, & Sun Y. (2014) Stochastic chiller sequencing control. *Energy Build*; 84, 203– 13. Recuperado de: <http://refhub.elsevier.com/S0306-2619%2816%2930015-0/h0045>
- Liao, Y. Huang, G. Ding, Y. Wu, H. & Feng, Z. (2018) Robustness enhancement for chiller sequencing control under uncertainty. *Applied Thermal Engineering* 141,811–818. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.06.031>
- Lu Lu & Cai Wenjiang.(2001) Application of genetic algorithms for optimal Chillers selection in HVAC systems. 13 th Int. Conference on Process Control. Slovakia
- Mak, Barry L. Chan, W. Li, D. Liu, L. & Wong, K. (2013) Power consumption modeling and energy savings practices of hotel chillers. *International Journal of Hospitality Management*. 33, 1-5. <https://doi.org/10.1016/j.ijhm.2012.12.008>
- Mann, H. B., Wald, A., (1942). On the Choice of the Number of Class Intervals in the Application of the Chi Square Test. *The Annals of Mathematical Statistics*, 13 (3), 306-317. <https://projecteuclid.org/euclid.aoms/1177731569>
- Mason, R. D., Lind, D. A., & Marchal, W. G. (1994). *Statistics: An introduction* (4<sup>th</sup> ed.). Forth Worth, TX: Harcourt Brace

- Mathew, P. & Greenberg, S. (2005) Labs 21 sustainable design programming checklist version 1.0. Lawrence Berkeley National Laboratory. <https://escholarship.org/uc/item/3f2214sp>
- McClave, J. T., Benson, P. G., & Sincich, T. (2017). *Statistics for business and economics* (13th ed.). Upper Saddle River, N.J: Prentice-Hall, Inc.
- Meneses, E. Roig, A. Paz, E. Alonso, D. & Alvarado, J (2018) Factores de emisión de CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> y SO<sub>2</sub> para instalaciones generadoras de electricidad en Cuba. *Revista Cubana de Meteorología*. 24 (1), 1-9
- Menezes, A.C. Cripps, A. Buswell, R.A. Wright, J. & Bouchlaghem, D. (2014). Estimating the energy consumption and power demand of small power equipment in office building. *Energy and Buildings*. 75, 199-209. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.02.011>
- Mitchell, M. (1995). Genetic Algorithms: An Overview. *Complexity*. 1 (1), 31-39. Recuperado de: <https://doi.org/10.1002/cplx.6130010108>
- Montelier, S. (2008) Reducción del consume de energía en instalaciones con sistemas de climatización centralizada Todo Agua a Flujo constante. (Tesis Doctoral). Universidad de Cienfuegos. Cuba
- Mori, T., (1974). An Optimal Length of Class Interval for Histogram. *Japan Journal of Applied Statistics*, 4(1),.17-24.
- Mosteller, F., Tukey, J.W., (1977). *Data Analysis and Regression, A Second Course in Statistics*. Addison-Wesley, Reading, MA.
- Navigant Consulting Inc, EIA (2014)– Technology Forecast Updates – Residential and Commercial Building Technologies – Reference Case.
- Niu, J. Tian, Z. Lu, Y. Zhao, & H. Lan, B. (2019) A robust optimization model for designing the building cooling source under cooling load uncertainty. *Applied Energy*. 241, 390-403. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.03.062>
- Norma Cubana NC 220-3:2009. (2009) Edificaciones-Requisitos de diseño para la eficiencia energética-Parte 3: Sistemas y Equipamiento de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado. Oficina Nacional de Normalización, Ciudad de La Habana. Cuba. Recuperado de: Web: [www.nc.cubaindustria.cu](http://www.nc.cubaindustria.cu)
- Önüt S. & Soner, S. (2006) Energy efficiency assessment for the Antalya Region hotels in Turkey. *Energy and Buildings*. 38, 964-971. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2005.11.006>

- Pacific Northwest National Laboratory (PNNL) (2016) ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1-2010 Performance Rating Method Reference Manual. Recuperado de: [https://www.pnnl.gov/main/publications/external/technical\\_reports/PNNL-25130.pdf](https://www.pnnl.gov/main/publications/external/technical_reports/PNNL-25130.pdf)
- Priyadarsini, R., Xuchao, W., & SiewEang, L., (2009). A study on energy performance of hotel buildings in Singapore. *Energy and Buildings*, 41, 1319–1324. [doi:10.1016/j.enbuild.2009.07.02](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.07.02)
- Qui, S. Zhang, W. Li, J. Chen, J. Li, Z. & Li, Z. (2018) A Chillers operation strategy based on multiple-objective optimization. *Energy Procedia*, 152, 318-323. <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2018.09.140>
- R. C. TRANE., (2005). Conferencia de la Asociación de Ingenieros de Servicios en Refrigeración", Saint John, New Brunswick. Canadá
- Rampazzo, M.(2010). Efficient management of HVAC System. (Tesis Doctoral). UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA
- Rojas, Y. (2007) Estudio de factibilidad de la utilización de técnicas de acumulación de frío en instalaciones turísticas. (Tesis de grado). Universidad de Cienfuegos. Cuba
- Rosenquist, G. Coughlin, K. Dale, L. McMahon, J. & Meyers, S. (2004) Life-cycle cost and payback period analysis for commercial unitary Air conditioners, Lawrence Berkeley National Laboratory. <https://escholarship.org/content/qt5pk732h5/qt5pk732h5.pdf>
- Rosselló-Batle, B. Moιά, A. Cladera, A. & Martínez, V. (2010). Energy use, CO2 emissions and waste throughout the life cycle of a sample of hotels in the Balearic Islands. *Energy and Buildings*. 42 ,547-558. [doi:10.1016/j.enbuild.2009.10.024](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.10.024)
- Rossi, T.M., & J.E. Braun. (1997). A statistical, rule-based fault detection and diagnostic method for vapor compression air conditioners. *HVAC&R Research* 3(1):19–37.
- Ryu, J.-H., Hong, W.-H., & Seo, Y.K. (2014). Characteristic Analysis of Peak Load in Electricity on Large Scale Hotels Considering the Energy Efficiency. *International Journal of Smart Home* 8, 207–222. <http://dx.doi.org/10.14257/ijsh.2014.8.3.20>
- Sanders, D. H (1990). *Statistics: A fresh approach*. McGraw-Hill Collegue
- Sandy, R. (1990). *Statistics for business and economics*. McGraw-Hill. □

- Santos, L. Klein, C. Sabat, S. & Cocco, V. (2014). Optimal Chillers loading for energy conservation using a new differential cuckoo search approach. *Energy* 75,237-243. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2014.07.060>
- Scott, D. W. (1979, September). On optimal data based histograms. *Biometrika*, 66(3),605-610. <https://doi.org/10.1093/biomet/66.3.605>
- Schloss, P. J., & Smith, M. A. (1999). *Conducting research*. Upper Saddle River: Prentice-Hall
- Seo, B. M. & Lee, K.H. (2016) Detailed analysis on part load ratio characteristics and cooling energy savings of Chillers staging in a office building. *Energy and Buildings* ,119,309-322. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.03.067>
- Shenzhen Hero-Tech Refrigeration Equipment Co., Ltd (2020). <https://hero-tech.en.made-in-china.com/product-group/LMQJDqllsgkP/Air-cooled-screw-chiller-catalog-2.html>
- Shiming, Deng. (2002) Sizing Replacement chiller plants. *ASHRAE Journal*. June.
- Simpson, M.C.; Gössling, S.; Scott, D.; Hall, C.M. & Gladin, E. (2008), *Climate Change Adaptation and Mitigation in the Tourism Sector: Frameworks, Tools and Practices*, UNEP, University of Oxford, UNWTO, WMO, Paris. <http://www.unep.fr/shared/publications/pdf/DTIx1047xPA-ClimateChange.pdf>
- Sincich, T., Levine, D. M., & Stephan, D. (2001). *Practical statistics by example using Microsoft Excel*. (2da ed.) Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall
- Song, Y. Akashi, Y. & Yee, J. (2007). Energy performance of a cooling plant system using the inverter chiller for industrial building. *Energy and Buildin.* 39,289-297. <https://dx.doi:10.1016/j.enbuild.2006.07.004>
- Sowden M. (2002) Oversized and under-achieving. *World Pumps*; 433: 38-41
- Stanford III, & Hebert W. (2016). *HVAC Water Chillers and Cooling Towers. Fundamentals, Application, and Operation*. Second Edition Marcel Dekker, Inc. 270 Madison Avenue, New York, NY.
- Sturges. H. (1926) The choice of a class interval. *Journal of the American Statistical Association*. 21. (153), 65-66. <https://doi.org/10.1080/01621459.1926.10502161>
- Sun Y, Wang S, & Huang G. (2009) Chillers sequencing control with enhanced robustness for energy efficient operation. *Energ Build*, 41(11), 1246–55. [http://refhub.elsevier.com/S0306-2619\(16\)30015-0/h0100](http://refhub.elsevier.com/S0306-2619(16)30015-0/h0100)

- Sun Y, Wang S, & Xiao F.(2013) In situ performance comparison and evaluation of three chiller sequencing control strategies in a super high-rise building. *Energ Build.* (61), 333–43. [http://refhub.elsevier.com/S0306-2619\(16\)30015-0/h0105](http://refhub.elsevier.com/S0306-2619(16)30015-0/h0105)
- Sun, Y. Gu, L. Wu, C.F. &Augenbroe, G. (2014). Exploring HVAC system sizing under uncertainty. *Energy and Buildings.* 81, 243-252. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.06.026>
- Swider, D.J. Browne, M.W. & Bansal, P. K. (2001) Modelling of vapour-compression liquid chillers with neural networks. *Applied Thermal Engineering* 21, 311-329. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(00\)00036-3](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(00)00036-3)
- T.S. Lee,(2004)Thermodynamic modeling and experimental validation of screw liquid chillers. *ASHRAE Trans.*Vol 110(1)pp 206–216
- Taal, M. Bulatov, I. Klemes, J.& Stehlik, P. (2003) Cost estimation and energy price forecasts for economic evaluation of retrofit projects. *Applied Thermal Engineer.* 23 (14), 1819-1835 <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431103001364>
- Taylor, Steven (2012) Optimizing design & control of chiller plant. *ASHRAE Journal*, march.
- Taylor, Steven (2017) *Fundamentals of Design and Control of Central Chilled-Water Plans (I-P)* Capítulo 6. Atlanta ASHRAE
- Terrel, G.R., Scott, D.W., (1985). Oversmoothed Nonparametric Density Estimates. *Journal of the American Statistical Association*,80 (389), 209-214.
- Thangavelu, S.R. Myat, A. & Khambadkone, A. (2017). Energy optimization methodology of multi-chiller plant in commercial buildings. *Energy.* 123, 64-76. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2017.01.116>
- Thorndike, R. M., & Dinnel, D. L. (2001). *Basic statistics for the behavioral sciences*. Upper Saddle River, NJ: Prentice-Hall.
- Tian, W. & de Wilde, P.(2011). Uncertainty and sensitivity analysis of building performance using probabilistic climate projections: A UK case study. *Automation in Construction.* 20, 1096-1109. <http://dx.doi.org/10.1016/j.autcon.2011.04.011>
- Tingting, H. Caihua, L. Xia, B. Zhihui, F. & Feng, W.(2019) Study on the feature-recognition-based modeling approach of chillers. *International Journal of Refrigeration*, 100, 326-334. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.02.010>
- Tosí. M., & Bitondo. J. (1999) "Chiller plant control ". Carrier Corporation, Syracuse, New Cork. EUA,. <https://dms.hvacpartners.com/docs/1001/Public/09/WP024.pdf>

- TRANE. R. C. (2003), "Variable-Primary-Flow Chilled-Water Systems." Saint John, New Brunswick. Canadá. <https://www.trane.com/commercial/north-america/canada/en/education-training/educational-resources-by-type/engineers-newsletter-live-programs/variable-primary-flow-chilled-water-systems--2003-.html>
- Tredinnick, S. (2011) Inside-Benefits of economic analyses (part 2): real-world examples. *Distric Energy*. 97 (3) ,66. <https://www.scopus.com/home.uri>
- Udawatta, L., & Perera, A., (2010). Analysis of Sensory Information for Efficient Operation of energy Management Systems in Commercial Hotels. *EJSE Special Issue: Wireless Sensor Networks and Practical Applications*. <http://www.ejse.org/Archives/Fulltext/2010/Special/Paper10.pdf>
- Udawatta L, Perera A & Witharana S.(2010) Analysis of sensory information for efficient operation of energy management systems in commercial hotels. *Electron J Struct Eng*,113, 20. <http://refhub.elsevier.com/S2352-4847%2820%2931338-X/sb37>
- Underwood, C.P. & Yik, F.W.H. (2004). *Modelling methods for energy in buildings*. Blackwell Publishing Ltd
- UNWNT0 (2018) *Tourism for development. Volume I: Key Areas for Action*. Accedido 15-marz-2019 <https://www.e-unwto.org/doi/pdf/10.18111/9789284419722>
- Vaidyanathan, R., & Vaidyanathan, G. (1987). *College business statistics with Canadian applications*. Toronto, Ontario, Canada: Allyn and Bacon. ASIN: B005DSKH0W
- Valdivia Nodal, Y., Díaz Torres, Y., & Lapido Rodríguez, M. (2015). Alternativas de producción de agua caliente sanitaria en instalaciones hoteleras con climatización centralizada. *Revista Universidad y Sociedad [seriada en línea]*, 7 (3), 88-94. <http://rus.ucf.edu.cu/>
- Valdivia, Y. (2007). Optimización termo económica de un sistema de climatización centralizada por agua helada. (Tesis de maestría). Universidad de Cienfuegos. Cuba.
- Vega, B. Castellanos, L.M. Yanez J.P. (2015) Modeling and identification of the cooling dynamics of a tropical island hotel. *Energy and Buildings* 92, 19-28. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.01.036>
- Velleman, P.F., (1976). *Interactive Computing for Exploratory Data Analysis I: Display Algorihms*. 1975 Proceedings of the Statistical Computing Section, 142-147, Washington DC: American Statistical Association.

- W.L. Lee, & S.H. Lee, (2007) Developing a simplified model for evaluating chiller-system configurations, *Applied Energy*. 84 (3), 290–306. <http://refhub.elsevier.com/S0378-7788%2817%2931501-3/sbref0040>
- Wand, M.P., (1997). Data-Based Choice of Histogram Bin Width. *The American Statistician*, 51 (1), 59-64.
- Wang SK. (2000) *Handbook of air conditioning and refrigeration*. 2nd ed. New York: McGraw-Hill.
- Wang, F. Lin, H. Tu, W. Wang, Y. & Huang, Y. (2015). Energy Modeling and chillers sizing of HVAC system for a hotel building. *Procedia Engineering*.21,1812-1818. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.09.161>
- Wang, H. (2017) A steady-state empirical model for evaluating energy efficient performance of centrifugal water chillers. *Energy and Buildings*.154, 415-429 <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.08.072>
- Wang, H. (2017) Empirical model for evaluating power consumption of centrifugal chillers. *Energy and Buildings*.140, 359-370. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.02.019>
- Wang, J.-J. Fu, C. Yang, K.. Zhang, X.-T Shi, G. & Zhai, J. (2013). Reliability and availability analysis of redundant BCHP (building cooling, heating and power) system, *Energy*, 61, 531–540. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.09.018>
- Wang, L. Lee, W.M. & Yuen, R. (2018) A practical approach to chiller plants' optimization. *Energy & Buildings* 169 (2018), 332–343. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.03.076>
- Wang, W. Augenbroe, G. Wang, S. Fan, Ch. & Xiao, F. (2016) An uncertainty-based design optimization method for district cooling systems. *Energy*.102, 516-527. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.02.107>
- Wang, Y. Jin, X. Du, Z. & Zhu, X. (2018). Evaluation of operational performance of a multi-chiller using a data-based chiller model. *Energy & Buildings*. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.04.046>
- Wei, X. Xu, G. & Kusiak, A. (2014) Modeling and optimization of a chiller plant, *Energy*. 73, 898–907. 669. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2014.06.102>
- White, H. (1980) “A Heteroskedasticity-Consistent Covariance Matrix and a Direct Test for Heteroskedasticity”, *Econometrica*. 48, 817–838. <https://doi.org/10.2307/1912934>

- Woradechjumroen, D. Y.B. Yu, H.R. Li, D.H. Yu, & H.J. Yang, (2014) Analysis of HVAC system oversizing in commercial buildings through field measurements, *Energy Build.* 69, 131– 143. [http://refhub.elsevier.com/S0378-7788\(15\)00032-8/sbref0195](http://refhub.elsevier.com/S0378-7788(15)00032-8/sbref0195)
- Wyatt, W. W., & Bridges, C. M. (1967). *Statistics for the behavioral sciences*. Englewood, IN: D.C. Heath and Company. ASIN: B002BB1QOK
- Xue, X. Sun, T. Shi, W. & Li, X. (2017) A novel method of minimizing power consumption for existing chiller plant. *Procedia Engineering*, 205, 1959-1966. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.058>
- Yan, Ch. Cheng, Q. & Cai, H. (2019) Life-Cycle optimization of a chiller plant with quantified analysis of uncertainty and reliability in commercial buildings. *Applied sciences* 9, 1548. <http://dx.doi:10.3390/app9081548>
- Yao, Y. Wang, W.W. & Huang M.W. (2015) A state-space dynamic model for vapor compression refrigeration system based on moving-boundary formulation. *Int. J. Refrig.* 60, 174–189. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.07.027>
- Yik, F. & Lam. V. (1998) Chiller model for plant design studies, *Build. Serv. Eng.Res. Technol.* 19 (4), 233–241. [http://refhub.elsevier.com/S0378-7788\(16\)31124-0/sbref0060](http://refhub.elsevier.com/S0378-7788(16)31124-0/sbref0060)
- Yik, F.W. Lee, W.L. Burnett, J. & Jones, P. (1999) Chiller plant sizing by cooling load simulation as a means to avoid oversized plant. *HKIE Transactions*,6(2),19-25. <https://doi.org/10.1080/1023697X.1999.10667801>
- Yu, F., & Chan, K.T., 2010. Economic benefits of optimal control for water-cooled chiller systems serving hotels in a subtropical climate. *Energy and Buildings*, 42, 203–209. <http://doi:10.1016/j.enbuild.2009.08.016>
- Yu, F.W. & Chan K.T. (2006) Low-energy design for air-cooled chiller plants in air –conditioned buildings. *Energy and Buildings* , 38 (4), 334-339.<http://doi:10.1016/j.enbuild.2005.07.004>
- Yu, F.W. & Chan, K.T. (2007). Strategy for designing more energy efficient chiller plants serving air-conditioned buildings. *Building and Environment* 42 (10), 3737–3746. <http://doi:10.1016/j.buildenv.2006.09.004>
- Yu, F.W. & Chan, K.T. (2009). Environmental performance and economic analysis of all variable speed chiller system with load-based speed control. *Applied Thermal Engineering*. 29, 1721-1729. <https://dx.doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.08.003>

- Yu, F.W. & Ho, H.T. (2019) Assessing operating statuses for chiller system with Cox regression. *International Journal of Refrigeration*. 98, 182-193.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.10.028>
- Yu, F.W. & Ho, W.T. (2019) Analysis of a chiller system performance with different component combination. *Applied thermal Engineering*. 154, 699-710.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.113>
- Yu, F.W. Chan K.T. Sit, R.K.Y. & Yang, J. (2014) Review of standards for energy performance of chiller systems serving commercial buildings. *Energy Procedia* 61, 2778-2782  
<http://doi:10.1016/j.egypro.2014.12.308>
- Zeller, R. A., & Carmines, E. G. (1978). *Statistical analysis of social data*. IL: Rand McNally.
- Zheng, Z. & Li, J (2018). Optimal chiller loading by improved invasive weed optimization algorithm for resucing energy consumption. 161, 80-88.<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.12.020>
- Zheng, Z. Li, J. & Duan, P. (2019). Optimal chiller loading by improved artificial fish swarm algorithm for energy saving. *Mathematics and computers in simulation*. 155,227-243.  
<https://doi.org/10.1016/j.matcom.2018.04.013>
- Zogou O, Stamatelos A. (2007). Optimization of thermal performance of a building with ground source heat pump system (TRNSYS). *Energy Conversion & Management.*; 48, 2853-63.

## ANEXOS

### Anexo 1 Nomenclatura (Por orden de aparición)

Símbolo	Unidades	Significado
$q_s$	$\text{kJ/h}$	Flujo de calor por conducción desde la pared hacia la superficie
$T_s$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura de la superficie
$A_s, b_s, c_s, d_s$	Adimensional	Coefficiente de series de tiempo
$S_s$	$\text{kJ/h}$	Flujo de calor por radiación absorbida por la superficie de la pared
$A_s$	$\text{m}^2$	Área de la superficie
$R_{\text{equivalente}}$	$\text{hm}^2\text{K/kJ}$	Resistencia equivalente entre la pared y el nodo
$T_{\text{star}}$	$^{\circ}\text{K}$	Temperatura artificial del nodo
$Q_{c,s}$	$\text{kJ/h}$	Flujo de calor por convección en la superficie interna de la pared
$Q_{r,s}$	$\text{kJ/h}$	Flujo de calor por radiación de onda larga de la superficie interna de la pared
$Q_{\text{comb},s}$	$\text{kJ/hm}^2\text{K}$	Coefficiente combinado de convección y radiación de onda larga de la superficie
$H_{\text{conv},s}$	$\text{kJ/hm}^2\text{K}$	Coefficiente de calor por convección en la superficie de la pared
$T_{a,s}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura ambiente
$T_{\text{fky}}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura ficticia equivalente del cielo
$T_c$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura de confort
$\sigma$	$\text{kJ/hm}^2\text{K}^4$	Constante de Stephan–Boltzmann
$\varepsilon_s$	Adimensional	Emisividad de la superficie
$q_{s,i} / q_{s,o}$	$\text{kJ/h}$	Flujo de calor por conducción en la pared
$S_{s,i} / S_{s,o}$	$\text{kJ/h}$	Flujo de calor por radiación absorbido en la superficie de la pared
$Q_{\text{latente}}$	$\text{kJ/h}$	Flujo de calor latente
$Q_{\text{sensible}}$	$\text{kJ/h}$	Flujo de calor sensible
$W_{\text{allgain}}$	$\text{kJ/h}$	Ganancias de calor definida por el usuario dentro de la pared o superficies acristaladas
$m_a$	$\text{kg}$	Masa de aire
$C_p$	$\text{kJ/kgK}$	Calor específico del aire

$V_a$	$m^3/h$	Flujo másico
$\rho$	$Kg/m^3$	Densidad del aire exterior
$h_{fg,32}$	$kJ/kg$	Calor latente por vaporización a 32 oC
$V_{min}$	1/s	Tasa mínima de ventilación recomendada
$R_p$	L/s persona	componente de ventilación relacionando con la cantidad de ocupantes
$R_a$	$L/sm^2$	Componente de ventilación del edificio
$N_a$	Adimensional	Número de ocupantes en la zona térmica
$A$	$m^2$	Área de la zona térmica (habitación)
$N_{p\ ki}$	Adimensional	Número de ocupantes
$Demi$	Adimensional	Escenario de simulación
	$kW$	Demanda térmica para cada intervalo de tiempo $i$
$D_{m\acute{a}x}$	$kW$	Demanda térmica máxima en un intervalo de tiempo $i$
$Cap_{total}$	$kW$	Capacidad frigorífica total instalada
$FS$	Adimensional	Factor de seguridad
$n$	Adimensional	Tamaño de la muestra
$k$	Adimensional	Intervalo de clase
$Hk$	Adimensional	Conjunto de intervalos de clases
$P_{83,33}$	Adimensional	Percentil que representa la posición correspondiente al 5/6 sextil de los datos
$J$	%	Porcentaje de casos del percentil
$L_i$	Adimensional	límite inferior de la puntuación
$F_i$	Adimensional	Frecuencia acumulada hasta el límite inferior de la puntuación
$f_i$	Adimensional	Frecuencia absoluta de la puntuación
$x_i$	Adimensional	Valor medio de la clase predominante
$Cap_{te\acute{o}rica}$	Adimensional	Valor teórico de la capacidad frigorífica nominal
$POT$	$kW$	Potencia eléctrica
$CAP$	$kW$	Capacidad frigorífica nominal
$COP$	Adimensional	Coefficiente de funcionamiento

$T_{sup}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura de suministro de agua helada
$T_{amb}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura del aire a la entrada del condensador
$x_0, x_1, x_2$	Adimensional	coeficientes de correlación del modelo de caja negra de la capacidad Frigorífica nominal
$a_0, a_1, a_2$	Adimensional	Coefficientes de correlación del modelo de caja negra de la potencia eléctrica
$T_{ret}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura de retorno del agua helada
$\dot{m}_i$	Kg/s	Flujo másico de agua helada
$C_p$	KJ/Kg $^{\circ}\text{C}$	Capacidad calorífica del agua a 7 $^{\circ}\text{C}$
$\frac{MAE}{2}$	Adimensional	Media del error absoluto
PLR	Adimensional	Coefficiente de determinación
$C_{elect\ ki}$	Adimensional	Razón de carga parcial de una enfriadora
$T_{elect}$	kWh	Energía eléctrica en cada perfil de demanda
$CE_{anual}$	\$/kWh	Precio de la tarifa eléctrica según el horario establecido
$C_{lo}$	\$	Costo anual de la electricidad de cada planta de enfriadoras
	\$	Costo inicial de una enfriadora de referencia con capacidad de $CAP_0 (kW)$
$CM_n$		
$\mu$	\$	Costo de mantenimiento de la planta de enfriadora
CCV	Adimensional	Factor de equilibrio
N	\$	Costo de ciclo de vida
r	Años	Tiempo de vida útil de las plantas enfriadoras de agua
t	%	Tasa de actualización
CO	Años	Año en el cual el costo anual es determinado
FVP	\$	Costos de operación
LAI	Adimensional	Factor de valor presente
	CO <sub>2</sub> /kWh	Impacto ambiental indirecto causado por la generación de electricidad empleando combustibles
$E_{anual}$		
$\varepsilon_{CO_2}$	kWh	Energía eléctrica consumida de cada planta
	$\frac{\text{kg CO}_2}{\text{kWh}}$	Índice de emisiones

## Superíndices

k

Término de las series de tiempo

i

dentro

o

fuera

**Anexo 2: Requisitos mínimos del sistema HVAC para hoteles según la Organización Mundial del Turismo 25**

---

Calificación del hotel	Servicio HVAC recomendado
*	Calefacción o climatización si se requiere
**	Calefacción o climatización individual
***	Calefacción o climatización centralizada. Control de calor individual en las habitaciones. La temperatura se mantiene dentro del rango de 18-25 ° C
**** y *****	Calefacción y/o climatización centralizada. Confort disponible en todo el hotel. Control individual de calor y aire acondicionado en todas las habitaciones. Equipo de alta calidad con un nivel de emisión de ruido muy bajo.

---

### Anexo 3: Características generales de las áreas funcionales en un hotel y requerimientos de confort individual

	Habitaciones	Áreas publicas	Áreas de servicio
Características *	Comprende las habitaciones y suites con baños privados. La principal característica son los espacios individuales, a menudo con acristalamientos fachada y con un régimen de uso de energía y cargas extremadamente desequilibrado	Incluye la recepción, vestíbulo, bares, tiendas, restaurantes, salas de banquetes, reuniones y conferencias, piscina, sauna, casino, etc. Esas áreas tienen una alta tasa de transferencia de calor con el espacio al aire libre y altas cargas internas	Lo constituyen la cocina, instalaciones de personal, almacén, lavandería, el área administrativa, oficinas etc. Algunos de estos espacios se caracterizan por una iluminación intensa, numerosos aparatos electrónicos y/o con una alta tasa de calor latente.
Temperatura** (invierno)	Habitaciones : 19-21 Baños : 19-21	20-22; Corredores, lobby: 19-21; Restaurantes:21-23; Tiendas : 19-21; Piscinas : 23-26	Cocinas: 15-18; Oficinas: 21-23 Lavanderías:16-19
Temperatura** (verano)	Habitaciones : 23-25 Baños : 23-25	21-23; Corredores, lobby: 21-23; Restaurantes:24-25; Tiendas : 21-23; Piscinas : 23-26	Cocinas: 18-21; Oficinas: 22-24 Lavanderías: 20-22
Tasa de cambio de aire recomendado /L*s-1	Habitaciones 12; Baños : 10	Corredores, lobby: 10; Restaurantes:10; Tiendas : 10; Piscinas : 0-15L*s-1(of wet area	Cocinas: 17; Oficinas: 10 Lavanderías: según norma técnica para estos locales
**Noise ratings NR	Habitaciones : 20-30; Baños : 40	20-30; Corredores, lobby: 40; Restaurantes:35-40; Tiendas : 35-40; Piscinas : 40-50	Cocinas: 40-45; Oficinas: 35 Lavanderías:45
Fuente : *Milojković, A. et al, 2010; ** Condiciones de diseño interior CIBSE 2006			

**Anexo 4: Criterios de confort térmico de las diferentes zonas térmicas de una instalación hotelera (NC 217:2002. Climatización. Especificaciones de diseño. Temperatura de locales climatizados).**

Locales	Temperaturas interiores			
	Bulbo seco		Bulbo húmedo	
	(oC)	Desviación	(oC)	Desviación
Oficinas	24	+2	19	+2
Tiendas	24		19	
Bares	24		19	
Restaurantes	24		19	
Habitaciones	24		19	
Vestíbulos y pasillos	25		20	
Cabaret	23		18	
Discotecas	23		18	

**Anexo 5: recomendaciones de intervalos de clase según autores**

**Número de clases apropiado según el número de observaciones**

Numero de observaciones	Número de clases según autores		
	Sincich, Levine & Stephan (2001) McClave, Benson & Sincich (2017)	Keller (2001) Keller & Warrack (2014)	Hinkle Wiersma, & Jurs (2003)
-25	5-6	5-7	
25-50	7-14		6-12
50-100		7-9	
100-200			
200-500		9-10	
500-1000	15-20	10-11	
1000-5000		11-13	10-20
5000-50000		13-17	
Más de 50000		17-20	

**Recomendación de intervalos de clases según varios autores**

Vaidyanathan & Vaidyanathan (1987) y Gravetter & Wanau, (2016)	Recomiendan 10 clases como el valor óptimo y 30 clases como el valor máximo
Zeller & Carmines (1978); Levin & Rubin (1983); Schloss & Smith (1999); Kiess (2008); Thorndike & Dinnel (2001); Larson & Farber (2014) y Anderson, Sweeney, & Williams (2018)	Sugieren entre 10 y 20 clases
Wyatt & Bridges (1967)	Sugieren un número de intervalos están entre 10 y 14 clases
Korin (1975); Sanders, (1990); Hildebrand (1986); Lapin (1990); Craft (1990); Sandy (1990); Mason, Lind, & Marchal (1994); Isaac & Michael (1997); Freund (1998); Levine (2001); Devore & Peck (2012); Larson & Farber (2014); Groebner, Shannon & Fry (2017); Brase & Brase (2019)	Sugieren intervalos entre 5 y 15 clases.

### Anexo 6. Definición de las zonas térmicas tipo

Área funcional	Nomenclatura	Zona térmica tipo	total
Habitaciones (edificio principal)  (Cabañas)	1	Planta alta (este)	3
	2	Planta alta (oeste)	3
	3	Planta alta (habitaciones intermedias)	9
	4	Planta baja (habitaciones intermedias)	18
	5	Planta baja (habitaciones intermedias esquina este-oeste)	12
	6	Esquina oeste	3
	7	Esquina este	3
	8	Habitaciones intermedias	36
Áreas publicas	9	Restaurante	1
	10	Cabaret	1
	11	Tiendas	2
Áreas servicios	12	Oficina doble	3
	13	Oficina norte	1
	14	Oficina sur	1
	15	Oficina intermedia	4

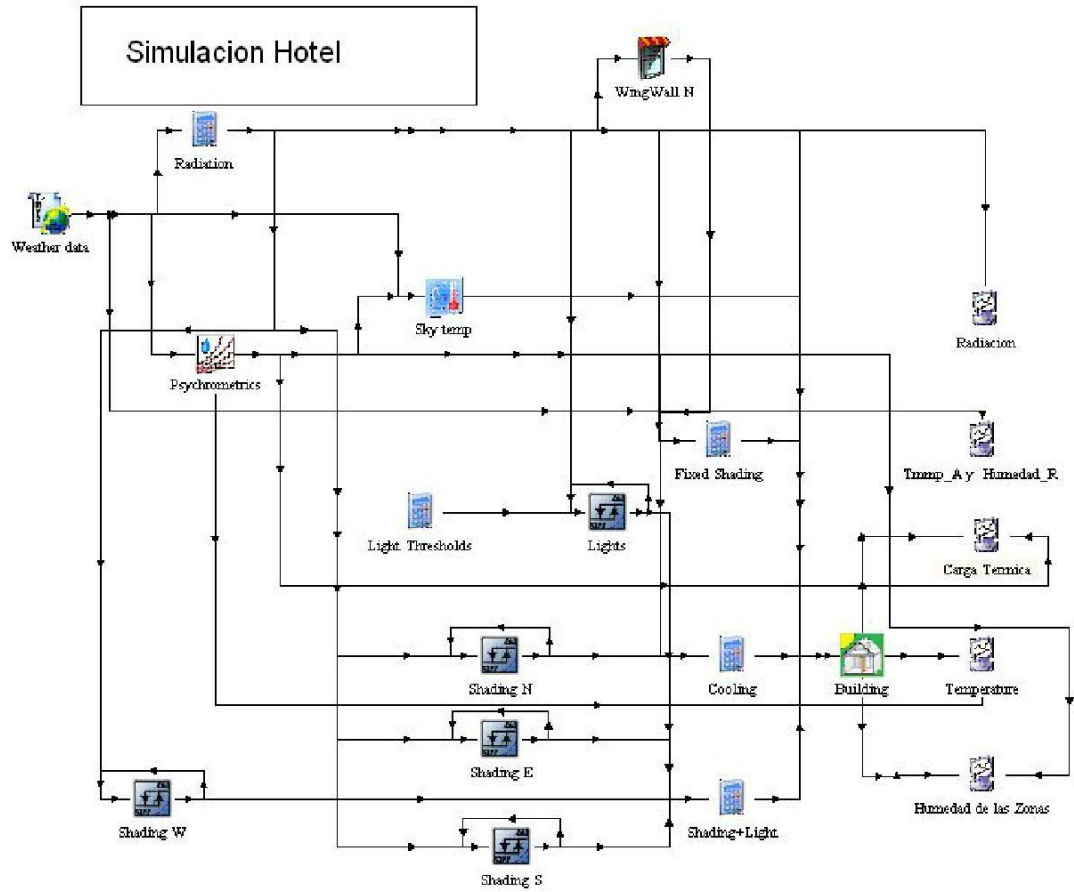
**Anexo 7. Propiedades térmicas para los tipos de pared. (Planos o superficies)**

Planos o superficies	Capas	Conductividad térmica ( $W/mK$ )	Coefficiente global de transferencia de calor ( $W/mK$ ) <sup>2</sup>	Espesor ( $m$ )
Pared Exterior	Bloques	2,05954	11,40879	0,15
	Cemento_Arcilla			0,02
	Cemento_Arcilla			0,01
Pared Interior	Bloques	2,09029	11,67302	0,15
	Cemento_Arcilla			0,01
	Cemento_Arcilla			0,01
Piso	Hormigón	3,40909	29,18919	0,24
	Cerámica			0,01
	Cemento_Arcilla			0,01
Techo	Concreto	3,25960	26,31854	0,24
	Rasilla			0,02
Ventana	Cristal sencillo	5,8	5400	0,008

**Anexo 8: Dimensiones de las zonas térmicas y ganancias de calor por ocupación y empleo de equipos**

Zona térmica	Dimensiones (m <sup>3</sup> )/ cardinal de la zona acristalada(N/S)	Orientación zona	Ganancias de calor
1	108 (N)		Equipos electrónicos 1 643 (W)
2	108 (N)		Iluminación 13 (W/m <sup>2</sup> )
3	108 (N)		Max 3 Huéspedes (sensible/latente 65/55 W/u)
4	108 (N)		
5	108 (N)		
6	111.38 (S)		
7	111.38(S)		
8	111.38(S)		
9	951.34 (S)		Equipos eléctricos: 21 080 (W)  Iluminación 16 (W/m <sup>2</sup> ) Max 58 Huéspedes (sensible/latente 65/55 W/u) Max 9 Empleados (sensible/latente 75/55 W/u)
10	1 463 (S)		Equipos eléctricos: 7 317,61 (W)  Iluminación 10 (W/m <sup>2</sup> ) Max 500 Huéspedes (sensible/latente 90/160 W/u) Max 9 Empleados (sensible/latente 65/55 W/u)*
11	111.38(N)		Equipos eléctricos: 700 (W)  Iluminación 13 (W/m <sup>2</sup> ) Max 12 Huéspedes (sensible/latente 65/55 W/u) Max 3 Empleados (sensible/latente 75/55 W/u)
12	47.73(N)		Equipos eléctricos: 413 (W)
13	23.4 (S)		Iluminación 13 (W/m <sup>2</sup> )
14	23.4 (N)		Max 2 Empleados (sensible/latente 63/52 W/u)
15	23.4 (N)		

**Anexo 9: Ambiente de trabajo en TRNSYS del estudio de simulación con todas las conexiones que conforman el esquema del hotel.**



<b>Anexo 10. Diferentes escenarios (esc) de ocupación empleados en un hotel para 24 horas</b>						
Esc	Esquemas de ocupación (tiempo de servicio, h)					Observaciones
	Zonas térmicas tipo					
	1-8	9	10	11	12-15	
1	00:00-24:00	07:00-10:00, 12:00-16:00, 20:00-22:00	21:00 - 02:00	00:00-24:00	00:00-24:00	Escenario crítico; 100 % de ocupación durante las 24 horas; altas tasas de ganancia de calor por concepto de empleo de equipos
2	<i>Desocupado</i>	07:00-10:00, 12:00-16:00, 20:00-22:00	<i>Desocupado</i>	09:00-22:00	08:00-17:00	Escenario crítico; mínima demanda térmica; tasa de ocupación inferior al 10 %; solo se ofrecen servicio de restaurante y tiendas; 90 % de las habitaciones parcialmente cargadas
3	00:00-23:00	07:00-10:00, 12:00-16:00, 20:00-22:00	21:00 - 02:00	09:00-22:00	08:00-17:00	100 % de ocupación ; las áreas públicas y áreas de servicio con tiempo de trabajo limitado
4	00:00-23:00	07:00-10:00, 12:00-16:00, 20:00-22:00	21:00 - 02:00	09:00-22:00	08:00-17:00	75 % de ocupación; las áreas públicas y servicio con tiempo de trabajo limitado
5	00:00-23:00	07:00-10:00, 12:00-16:00, 20:00-22:00	21:00 - 02:00	09:00-22:00	08:00-17:00	50% de ocupación las áreas públicas y áreas de servicio con tiempo de trabajo limitado
6	00:00-10:00, 16:00-23:00	07:00-10:00, 12:00-16:00, 20:00-22:00	21:00 - 02:00	09:00-22:00	08:00-17:00	Hotel de tránsito. 100 % de ocupación; las áreas de servicios ofrecen servicios generales (no solo a huéspedes); desde las 07:00 hasta 16:00 horas; habitaciones parcialmente cargadas.
7	00:00-10:00, 16:00-23:00	07:00-10:00, 12:00-16:00, 20:00-22:00	21:00 - 02:00	09:00-22:00	08:00-17:00	Hotel de tránsito 75 % de ocupación; las áreas de servicios ofrecen servicios generales (no solo a huéspedes); desde las 07:00 hasta 16:00 horas; habitaciones parcialmente cargadas.
8	00:00-10:00, 16:00-23:00	07:00-10:00, 12:00-16:00, 20:00-22:00	21:00 - 02:00	09:00-22:00	08:00-17:00	Hotel de tránsito 50% de ocupación; las áreas de servicios ofrecen servicios generales (no solo a huéspedes); desde las 07:00 hasta 16:00 horas; habitaciones parcialmente cargadas.

**Anexo 11 resumen estadístico de la construcción de los histogramas de frecuencia a los valores de Demanda Térmica**

<i>Resumen estadístico. Histograma con 6 clases</i>				
<i>Clase</i>	<i>Límite superior</i>	<i>Límite inferior</i>	<i>Punto medio</i>	<i>Frecuencia</i>
	menos	73,0		0
1	73,0	142,3	107,6	35
2	142,3	211,6	177,0	50
3	211,6	281,0	246,3	33
4	281,0	350,3	315,6	38
5	350,3	419,6	385,0	24
6	419,6	489,0	454,3	12
	Mas	489,0		0
<i>Resumen estadístico. Histograma con 7 clases</i>				
<i>Clase</i>	<i>Límite superior</i>	<i>Límite inferior</i>	<i>Punto medio</i>	<i>Frecuencia</i>
	menos	73,0		0
1	73,0	132,4	102,7	73,0
2	132,4	191,8	162,1	132,4
3	191,8	251,2	221,5	191,8
4	251,2	310,7	281,0	251,2
5	310,7	370,1	340,4	310,7
6	370,1	429,5	399,8	370,1
7	429,571	489,0	459,2	429,5
	Mas	489,0		0
<i>Resumen estadístico. Histograma con 8 clases</i>				
<i>Clase</i>	<i>Límite superior</i>	<i>Límite inferior</i>	<i>Punto medio</i>	<i>Frecuencia</i>
	menos	73,0		0
1	73,0	125,0	99,0	26
2	125,0	177,0	151,0	29
3	177,0	229,0	203,0	42
4	229,0	281,0	255,0	21
5	281,0	333,0	307,0	22
6	333,0	385,0	359,0	25
7	385,0	437,0	411,0	20
8	437,0	489,0	463,0	7
	Mas	489,0		0
<i>Resumen estadístico. Histograma con 9 clases</i>				
<i>Clase</i>	<i>Límite superior</i>	<i>Límite inferior</i>	<i>Punto medio</i>	<i>Frecuencia</i>
	menos	73,0		0
1	73,0	119,22	96,111	24
2	119,222	165,44	142,33	24
3	165,444	211,66	188,55	37
4	211,667	257,88	234,77	23

5	257,889	304,11	281,0	21
6	304,111	350,33	327,22	27
7	350,333	396,55	373,44	13
8	396,556	442,77	419,66	17
9	442,778	489,0	465,88	6
	Mas	489,0		0

*Resumen estadístico. Histograma con 10 clases*

Clase	Límite superior	Límite inferior	Punto medio	Frecuencia
	menos	73,0		0
1	73,0	114,6	93,8	21
2	114,6	156,2	135,4	23
3	156,2	197,8	177,0	27
4	197,8	239,4	218,6	28
5	239,4	281,0	260,2	19
6	281,0	322,6	301,8	20
7	322,6	364,2	343,4	25
8	364,2	405,8	385,0	10
9	405,8	447,4	426,6	13
10	447,4	489,0	468,2	6
	Mas	489,0		0

*Resumen estadístico. Histograma con 11 clases*

Clase	Límite superior	Límite inferior	Punto medio	Frecuencia
	menos	73,0		0
1	73,0	110,81	91,909	20
2	110,818	148,63	129,72	19
3	148,636	186,45	167,54	22
4	186,455	224,27	205,36	33
5	224,273	262,09	243,18	17
6	262,091	299,90	281,0	17
7	299,909	337,72	318,81	14
8	337,727	375,54	356,63	21
9	375,545	413,36	394,45	14
10	413,364	451,18	432,27	9
11	451,182	489,0	470,09	6
	Mas	489,0		0

*Resumen estadístico. Histograma con 12 clases*

Clase	Límite superior	Límite inferior	Punto medio	Frecuencia
	menos	73,0		0
1	73,0	107,66	90,333	18
2	107,667	142,33	125,0	17
3	142,333	177,0	159,66	20
4	177,0	211,66	194,33	30
5	211,667	246,33	229,0	19

6	246,333	281,0	263,66	14
7	281,0	315,66	298,33	18
8	315,667	350,33	333,0	20
9	350,333	385,0	367,66	9
10	385,0	419,66	402,3	15
11	419,667	454,33	437,0	6
12	454,333	489,0	471,66	6
	Mas	489,0		0

*Resumen estadístico. Histograma con 13 clases*

<i>Clase</i>	<i>Límite superior</i>	<i>Límite inferior</i>	<i>Punto medio</i>	<i>Frecuencia</i>
	menos	73,0		0
1	73,0	105,0	89,0	15
2	105,0	137,0	121,0	17
3	137,0	169,0	153,0	19
4	169,0	201,0	185,0	23
5	201,0	233,0	217,0	24
6	233,0	265,0	249,0	14
7	265,0	297,0	281,0	13
8	297,0	329,0	313,0	15
9	329,0	361,0	345,0	20
10	361,0	393,0	377,0	9
11	393,0	425,0	409,0	12
12	425,0	457,0	441,0	6
13	457,0	489,0	473,0	5
	Mas	489,0		0

*Resumen estadístico. Histograma con 14 clases*

<i>Clase</i>	<i>Límite superior</i>	<i>Límite inferior</i>	<i>Punto medio</i>	<i>Frecuencia</i>
	menos	73,0		0
1	73,0	102,71	87,857	13
2	102,714	132,42	117,57	17
3	132,429	162,14	147,28	17
4	162,143	191,85	177,0	17
5	191,857	221,57	206,71	26
6	221,571	251,28	236,42	15
7	251,286	281,0	266,14	13
8	281,0	310,71	295,85	18
9	310,714	340,42	325,57	11
10	340,429	370,14	355,28	16
11	370,143	399,85	385,0	7
12	399,857	429,57	414,7	14
13	429,571	459,28	444,42	3
14	459,286	489,0	474,14	5
	Mas	489,0		0

<i>Resumen estadístico. Histograma con 15 clases</i>				
<i>Clase</i>	<i>Límite superior</i>	<i>Límite inferior</i>	<i>Punto medio</i>	<i>Frecuencia</i>
	menos	73,0		0
1	73,0	100,73	86,866	12
2	100,733	128,46	114,6	16
3	128,467	156,2	142,33	16
4	156,2	183,93	170,06	16
5	183,933	211,66	197,8	25
6	211,667	239,4	225,53	14
7	239,4	267,13	253,26	13
8	267,133	294,86	281,0	13
9	294,867	322,6	308,73	13
10	322,6	350,33	336,46	18
11	350,333	378,06	364,2	7
12	378,067	405,8	391,93	10
13	405,8	433,53	419,66	11
14	433,533	461,26	447,4	3
15	461,267	489,0	475,13	5
	Mas	489,0		0
<i>Resumen estadístico. Histograma con 16 clases</i>				
<i>Clase</i>	<i>Límite superior</i>	<i>Límite inferior</i>	<i>Punto medio</i>	<i>Frecuencia</i>
	menos	73,0		0
1	73,0	99,0	86,0	11
2	99,0	125,0	112,0	15
3	125,0	151,0	138,0	16
4	151,0	177,0	164,0	13
5	177,0	203,0	190,0	19
6	203,0	229,0	216,0	23
7	229,0	255,0	242,0	10
8	255,0	281,0	268,0	11
9	281,0	307,0	294,0	13
10	307,0	333,0	320,0	9
11	333,0	359,0	346,0	19
12	359,0	385,0	372,0	6
13	385,0	411,0	398,0	11
14	411,0	437,0	424,0	9
15	437,0	463,0	450,0	2
16	463,0	489,0	476,0	5
	Mas	489,0		0
<i>Resumen estadístico. Histograma con 17 clases</i>				
<i>Clase</i>	<i>Límite superior</i>	<i>Límite inferior</i>	<i>Punto medio</i>	<i>Frecuencia</i>
	menos	73,0		0
1	73,0	97,470	85,235	11

2	97,4706	121,94	109,70	14
3	121,941	146,41	134,17	11
4	146,412	170,88	158,64	16
5	170,882	195,35	183,11	16
6	195,353	219,82	207,58	20
7	219,824	244,29	232,05	14
8	244,294	268,76	256,52	10
9	268,765	293,23	281,0	10
10	293,235	317,70	305,47	15
11	317,706	342,17	329,94	12
12	342,176	366,64	354,41	14
13	366,647	391,11	378,88	6
14	391,118	415,58	403,35	9
15	415,588	440,05	427,82	8
16	440,059	464,52	452,29	1
17				
	Mas	489,0		0

*Resumen estadístico. Histograma con 18 clases*

<i>Clase</i>	<i>Límite superior</i>	<i>Límite inferior</i>	<i>Punto medio</i>	<i>Frecuencia</i>
	menos	73,0		0
1	73,0	96,111	84,555	10
2	96,1111	119,22	107,66	14
3	119,222	142,33	130,77	11
4	142,333	165,44	153,88	13
5	165,444	188,55	177,0	15
6	188,556	211,66	200,11	22
7	211,667	234,77	223,22	13
8	234,778	257,88	246,33	10
9	257,889	281,0	269,44	10
10	281,0	304,11	292,55	11
11	304,111	327,22	315,66	11
12	327,222	350,33	338,77	16
13	350,333	373,44	361,88	7
14	373,444	396,55	385,0	6
15	396,556	419,66	408,11	11
16	419,667	442,77	431,22	6
17	442,778	465,88	454,33	1
18	465,889	489,0	477,44	5
	Mas	489,0		0

*Resumen estadístico. Histograma con 19 clases*

<i>Clase</i>	<i>Límite superior</i>	<i>Límite inferior</i>	<i>Punto medio</i>	<i>Frecuencia</i>
	menos	73,0		0
1	73,0	94,894	83,947	9

2	94,8947	116,78	105,84	14
3	116,789	138,68	127,73	10
4	138,684	160,57	149,63	14
5	160,579	182,47	171,52	12
6	182,474	204,36	193,42	18
7	204,368	226,26	215,31	18
8	226,263	248,15	237,21	10
9	248,158	270,05	259,10	7
10	270,053	291,94	281,0	10
11	291,947	313,84	302,89	14
12	313,842	335,73	324,78	5
13	335,737	357,63	346,68	17
14	357,632	379,52	368,57	5
15	379,526	401,42	390,47	7
16	401,421	423,31	412,36	10
17	423,316	445,21	434,26	6
18	445,211	467,10	456,1	1
19	467,105	489,0	478,05	5
	Mas	489,0		0

*Resumen estadístico. Histograma con 20 clases*

<i>Clase</i>	<i>Límite superior</i>	<i>Límite inferior</i>	<i>Punto medio</i>	<i>Frecuencia</i>
	menos	73,0		0
1	73,0	93,8	83,4	7
2	93,8	114,6	104,2	14
3	114,6	135,4	125,0	11
4	135,4	156,2	145,8	12
5	156,2	177,0	166,6	11
6	177,0	197,8	187,4	16
7	197,8	218,6	208,2	17
8	218,6	239,4	229,0	11
9	239,4	260,2	249,8	10
10	260,2	281,0	270,6	9
11	281,0	301,8	291,4	11
12	301,8	322,6	312,2	9
13	322,6	343,4	333,0	11
14	343,4	364,2	353,8	14
15	364,2	385,0	374,6	2
16	385,0	405,8	395,4	8
17	405,8	426,6	416,2	9
18	426,6	447,4	437,0	4
19	447,4	468,2	457,8	1
20	468,2	489,0	478,6	5
	Mas	489,0		0

<i>Resumen estadístico. Histograma con 21 clases</i>				
<i>Clase</i>	<i>Límite superior</i>	<i>Límite inferior</i>	<i>Punto medio</i>	<i>Frecuencia</i>
	menos	73,0		0
1	73,0	92,809	82,904	6
2	92,8095	112,61	102,71	14
3	112,619	132,42	122,52	10
4	132,429	152,23	142,33	12
5	152,238	172,04	162,14	11
6	172,048	191,85	181,95	11
7	191,857	211,66	201,76	21
8	211,667	231,47	221,57	12
9	231,476	251,28	241,38	8
10	251,286	271,09	261,19	8
11	271,095	290,90	281,0	9
12	290,905	310,71	300,81	14
13	310,714	330,52	320,61	4
14	330,524	350,33	340,42	16
15	350,333	370,14	360,23	7
16	370,143	389,95	380,04	6
17	389,952	409,76	399,85	5
18	409,762	429,57	419,66	10
19	429,571	449,38	439,47	2
20	449,381	469,19	459,28	1
21	469,19	489,0	479,09	5
	Mas	489,0		0
<i>Resumen estadístico. Histograma con 22 clases</i>				
<i>Clase</i>	<i>Límite superior</i>	<i>Límite inferior</i>	<i>Punto medio</i>	<i>Frecuencia</i>
	menos	73,0		0
1	73,0	91,909	82,454	6
2	91,9091	110,81	101,36	14
3	110,818	129,72	120,27	9
4	129,727	148,63	139,18	10
5	148,636	167,54	158,09	11
6	167,545	186,45	177,0	11
7	186,455	205,36	195,90	17
8	205,364	224,27	214,81	16
9	224,273	243,18	233,72	8
10	243,182	262,09	252,63	9
11	262,091	281,0	271,54	7
12	281,0	299,90	290,45	10
13	299,909	318,81	309,36	9
14	318,818	337,72	328,27	5

15	337,727	356,63	347,18	15
16	356,636	375,54	366,09	6
17	375,545	394,45	385,0	6
18	394,455	413,36	403,90	8
19	413,364	432,27	422,81	7
20	432,273	451,18	441,72	2
	Mas	489,0		0

*Resumen estadístico. Histograma con 23 clases*

<i>Clase</i>	<i>Límite superior</i>	<i>Límite inferior</i>	<i>Punto medio</i>	<i>Frecuencia</i>
	menos	73,0		0
1	73,0	91,1	82.043	6
2	91,1	109,2	100.13	14
3	109,2	127,3	118.21	7
4	127,3	145,3	136.30	9
5	145,3	163,4	154.39	12
6	163,4	181,5	172.47	9
7	181,5	199,6	190.56	15
8	199,6	217,7	208.65	16
9	217,7	235,8	226.73	10
10	235,8	253,9	244.82	8
11	253,9	272,0	262.91	7
12	272,0	290,0	281.0	8
13	290,0	308,1	299.08	11
14	308,1	326,2	317.17	8
15	326,2	344,3	335.26	4
16	344,3	362,4	353.34	11
17	362,4	380,5	371.43	2
18	380,5	398,6	389.52	3
19	398,6	416,7	407.60	9
20	416,7	434,7	425.69	6
21	434,7	452,8	443.78	2
22	452,8	470,9	461.87	1
23	470,9	489,0	479.95	5
	Mas	489,0		0

**Anexo 12. Valor de la frecuencia absoluta de las clases predominantes**

<b>Histograma</b>	<b>No clases</b>	<b>Valor del 5/6 sextil de (fi)</b>	<b>Punto medio de las clases predominantes</b>
1	6	44	177
2	7	34	162;221
3	8	29	151;203
4	9	27	188;327
5	10	27	177;218
6	11	22	167.5;205
7	12	19.5	159;194
8	13	19	153;185;217
9	14	17.0	117;147;177;206;295
10	15	16	114;142;170;197
11	16	16	138;190;216
12	17	16	158;183;207
13	18	13.5	107;177;200
14	19	14	105;149;193;215;302
15	20	13	104;187;208;353
16	21	12	102;142;201;221;300
17	22	11	101;158;177;195;214
18	23	12	100;154;190;208;

**Anexo 13 datos de fabricante de enfriadoras seleccionadas**

<b>Modelo climaveneta 0501 (98,2 kW)</b>						
<b>CAP(kW)</b>	<b>POTelect(kW)</b>	<b>COP</b>	<b>Ts</b>	<b>Tr</b>	<b>Tcond</b>	<b>tamb</b>
112,6	20,9	5,39	6	11,7	30	15
107,7	22,5	4,79	6	11,5	35	20
102,4	24,4	4,20	6	11,2	40	25
96,9	26,7	3,63	6	10,9	45	30
91	29,3	3,11	6	10,6	50	35
84,8	32,3	2,63	6	10,3	55	40
116,7	21,1	5,53	7	13,0	30	15
111,6	22,7	4,92	7	12,7	35	20
106,3	24,6	4,32	7	12,4	40	25
100,6	26,9	3,74	7	12,1	45	30
94,6	29,5	3,21	7	11,8	50	35
88,3	32,5	2,72	7	11,5	55	40
120,8	21,3	5,67	8	14,2	30	15
115,6	22,9	5,05	8	13,9	35	20
110,1	24,8	4,44	8	13,6	40	25
104,3	27,1	3,85	8	13,3	45	30
98,2	29,7	3,31	8	13,0	50	35
91,7	32,7	2,80	8	12,7	55	40
125	21,5	5,81	9	15,4	30	15
119,7	23,1	5,18	9	15,1	35	20
114,1	25,1	4,55	9	14,8	40	25
108,1	27,3	3,96	9	14,5	45	30
101,8	29,9	3,40	9	14,2	50	35
95,2	32,9	2,89	9	13,9	55	40
129,2	21,7	5,95	10	16,6	30	15
123,8	23,3	5,31	10	16,3	35	20
118	25,3	4,66	10	16,0	40	25
111,9	27,5	4,07	10	15,7	45	30
105,5	30,1	3,50	10	15,4	50	35
98,7	33,1	2,98	10	15,0	55	40
133,4	21,9	6,09	11	17,8	30	15
127,9	23,5	5,44	11	17,5	35	20
122	25,5	4,78	11	17,2	40	25
115,8	27,7	4,18	11	16,9	45	30
109,2	30,3	3,60	11	16,6	50	35
102,3	33,2	3,08	11	16,2	55	40

<b>Modelo climaveneta 0551 (119)</b>						
<b>CAP(kW)</b>	<b>POTelect(kW)</b>	<b>COP</b>	<b>Ts</b>	<b>Tr</b>	<b>Tcond</b>	<b>tamb</b>
138,5	23,7	5,84	6	11,8	30	138,5
131,9	25,7	5,13	6	11,5	35	131,9
124,9	28,1	4,44	6	11,3	40	124,9
117,7	31	3,80	6	10,9	45	117,7
110,2	34,3	3,21	6	10,6	50	110,2
102,4	38,1	2,69	6	10,3	55	102,4
143,7	23,8	6,04	7	13,0	30	143,7
136,9	25,8	5,31	7	12,8	35	136,9
129,8	28,3	4,59	7	12,5	40	129,8
122,4	31,2	3,92	7	12,1	45	122,4
114,7	34,5	3,32	7	11,8	50	114,7
106,7	38,3	2,79	7	11,5	55	106,7
148,9	23,9	6,23	8	14,3	30	148,9
142	26	5,46	8	14,0	35	142
134,7	28,5	4,73	8	13,7	40	134,7
127,1	31,4	4,05	8	13,3	45	127,1
119,2	34,7	3,44	8	13,0	50	119,2
111,1	38,5	2,89	8	12,7	55	111,1
154,2	24	6,43	9	15,5	30	154,2
147,1	26,2	5,61	9	15,2	35	147,1
139,6	28,7	4,86	9	14,9	40	139,6
131,9	31,6	4,17	9	14,5	45	131,9
123,9	34,9	3,55	9	14,2	50	123,9
115,5	38,7	2,98	9	13,9	55	115,5
159,6	24,1	6,62	10	16,7	30	159,6
152,3	26,3	5,79	10	16,4	35	152,3
144,7	28,9	5,01	10	16,1	40	144,7
136,7	31,8	4,30	10	15,7	45	136,7
128,5	35,1	3,66	10	15,4	50	128,5
120	38,8	3,09	10	15,0	55	120
165	24,2	6,82	11	17,9	30	165
157,5	26,5	5,94	11	17,6	35	157,5
149,7	29	5,16	11	17,3	40	149,7
141,7	32	4,43	11	17,0	45	141,7
133,2	35,3	3,77	11	16,6	50	133,2
124,5	39	3,19	11	16,2	55	124,5

<b>climaveneta 0651 (135,1)</b>						
<b>CAP(kW)</b>	<b>POTelect(kW)</b>	<b>COP</b>	<b>Ts</b>	<b>Tr</b>	<b>Tcond</b>	<b>tamb</b>
155	27,7	5,60	6	11,7	30	15
148,4	30	4,95	6	11,5	35	20
141,1	32,8	4,30	6	11,2	40	25
133,3	35,9	3,71	6	10,9	45	30
124,7	39,5	3,16	6	10,6	50	35
115,6	43,6	2,65	6	10,3	55	40
160,7	28	5,74	7	12,9	30	15
153,9	30,3	5,08	7	12,7	35	20
146,5	33	4,44	7	12,4	40	25
138,5	36,2	3,83	7	12,1	45	30
129,8	39,8	3,26	7	11,8	50	35
120,4	43,8	2,75	7	11,5	55	40
166,4	28,2	5,90	8	14,2	30	15
159,5	30,5	5,23	8	13,9	35	20
151,9	33,3	4,56	8	13,6	40	25
143,7	36,4	3,95	8	13,3	45	30
134,8	40,1	3,36	8	13,0	50	35
125,3	44,1	2,84	8	12,6	55	40
172,1	28,4	6,06	9	15,4	30	15
165,1	30,7	5,38	9	15,1	35	20
157,4	33,5	4,70	9	14,8	40	25
149	36,7	4,06	9	14,5	45	30
140	40,3	3,47	9	14,2	50	35
130,2	44,3	2,94	9	13,8	55	40
177,9	28,6	6,22	10	16,6	30	15
170,8	30,9	5,53	10	16,3	35	20
162,9	33,7	4,83	10	16,0	40	25
154,4	36,9	4,18	10	15,7	45	30
145,1	40,5	3,58	10	15,4	50	35
135,2	44,6	3,03	10	15,0	55	40
183,8	28,7	6,40	11	17,8	30	15
176,5	31,1	5,68	11	17,5	35	20
168,5	33,9	4,97	11	17,2	40	25
159,8	37,1	4,31	11	16,9	45	30
150,4	40,7	3,70	11	16,6	50	35
140,2	44,8	3,13	11	16,2	55	40

<b>climaveneta 0751 (151,2)</b>						
<b>CAP(kW)</b>	<b>POTelect(kW)</b>	<b>COP</b>	<b>Ts</b>	<b>Tr</b>	<b>Tcond</b>	<b>tamb</b>
173,2	31,7	5,46	6	11,7	30	15
165,6	34,1	4,86	6	11,5	35	20
157,6	37	4,26	6	11,2	40	25
149,1	40,4	3,69	6	10,9	45	30
140,2	44,4	3,16	6	10,6	50	35
130,8	48,9	2,67	6	10,3	55	40
179,4	32	5,61	7	12,9	30	15
171,7	34,4	4,99	7	12,7	35	20
163,5	37,3	4,38	7	12,4	40	25
154,8	40,7	3,80	7	12,1	45	30
145,6	44,7	3,26	7	11,8	50	35
136	49,2	2,76	7	11,5	55	40
185,7	32,3	5,75	8	14,2	30	15
177,8	34,7	5,12	8	13,9	35	20
169,4	37,6	4,51	8	13,6	40	25
160,5	41,1	3,91	8	13,3	45	30
151,2	45	3,36	8	13,0	50	35
141,3	49,5	2,85	8	12,7	55	40
192,1	32,6	5,89	9	15,4	30	15
184	35	5,26	9	15,1	35	20
175,4	38	4,62	9	14,8	40	25
166,3	41,4	4,02	9	14,5	45	30
156,7	45,3	3,46	9	14,2	50	35
146,6	49,8	2,94	9	13,9	55	40
198,5	32,9	6,03	10	16,6	30	15
190,2	35,3	5,39	10	16,3	35	20
181,5	38,3	4,74	10	16,0	40	25
172,2	41,7	4,13	10	15,7	45	30
162,4	45,6	3,56	10	15,4	50	35
152	50,1	3,03	10	15,0	55	40
204,9	33,1	6,19	11	17,8	30	15
196,5	35,6	5,52	11	17,5	35	20
187,6	38,6	4,86	11	17,2	40	25
178,1	42	4,24	11	16,9	45	30
168,1	45,9	3,66	11	16,6	50	35
157,5	50,3	3,13	11	16,2	55	40

<b>climaveneta 0802 (161,7)</b>						
<b>CAP(kW)</b>	<b>POTelect(kW)</b>	<b>COP</b>	<b>Ts</b>	<b>Tr</b>	<b>Tcond</b>	<b>tamb</b>
185,9	33,4	5,57	6	11,8	30	15
177,9	36,4	4,89	6	11,5	35	20
169,1	39,8	4,25	6	11,2	40	25
159,5	43,6	3,66	6	10,9	45	30
149,2	47,9	3,11	6	10,6	50	35
138,1	52,6	2,63	6	10,3	55	40
192,8	33,7	5,72	7	13,0	30	15
184,6	36,7	5,03	7	12,7	35	20
175,6	40,1	4,38	7	12,4	40	25
165,8	43,9	3,78	7	12,1	45	30
155,2	48,2	3,22	7	11,8	50	35
143,9	53	2,72	7	11,5	55	40
199,7	34	5,87	8	14,2	30	15
191,3	36,9	5,18	8	13,9	35	20
182,1	40,4	4,51	8	13,6	40	25
172,2	44,2	3,90	8	13,3	45	30
161,4	48,5	3,33	8	13,0	50	35
149,8	53,3	2,81	8	12,6	55	40
206,7	34,3	6,03	9	15,4	30	15
198,1	37,2	5,33	9	15,1	35	20
188,8	40,6	4,65	9	14,8	40	25
178,6	44,5	4,01	9	14,5	45	30
167,6	48,8	3,43	9	14,2	50	35
155,7	53,6	2,90	9	13,8	55	40
213,7	34,5	6,19	10	16,6	30	15
205	37,5	5,47	10	16,4	35	20
195,5	40,9	4,78	10	16,1	40	25
185,1	44,8	4,13	10	15,7	45	30
173,8	49,1	3,54	10	15,4	50	35
161,7	53,9	3,00	10	15,0	55	40
220,8	34,8	6,34	11	17,8	30	15
212	37,7	5,62	11	17,6	35	20
202,3	41,1	4,92	11	17,3	40	25
191,7	45	4,26	11	16,9	45	30
180,2	49,4	3,65	11	16,6	50	35
167,8	54,2	3,10	11	16,2	55	40

<b>climaveneta 0851 (181,7)</b>						
<b>CAP(kW)</b>	<b>POTelect(kW)</b>	<b>COP</b>	<b>Ts</b>	<b>Tr</b>	<b>Tcond</b>	<b>tamb</b>
209,20	36,00	5,81	6	11,8	30	15
200,00	39,10	5,12	6	11,5	35	20
189,90	42,60	4,46	6	11,2	40	25
179,00	46,70	3,83	6	10,9	45	30
167,20	51,40	3,25	6	10,6	50	35
154,60	56,60	2,73	6	10,3	55	40
216,80	36,30	5,97	7	13,0	30	15
207,40	39,40	5,26	7	12,7	35	20
197,10	42,90	4,59	7	12,4	40	25
186,00	47,10	3,95	7	12,1	45	30
173,90	51,70	3,36	7	11,8	50	35
161,00	56,90	2,83	7	11,4	55	40
224,50	36,60	6,13	8	14,2	30	15
214,90	39,60	5,43	8	13,9	35	20
204,40	43,20	4,73	8	13,6	40	25
193,00	47,40	4,07	8	13,3	45	30
180,70	52,10	3,47	8	13,0	50	35
167,60	57,30	2,92	8	12,6	55	40
232,30	36,80	6,31	9	15,4	30	15
222,50	39,90	5,58	9	15,1	35	20
211,80	43,50	4,87	9	14,8	40	25
200,20	47,70	4,20	9	14,5	45	30
187,60	52,40	3,58	9	14,2	50	35
174,20	57,60	3,02	9	13,8	55	40
240,10	37,10	6,47	10	16,6	30	15
230,10	40,20	5,72	10	16,4	35	20
219,20	43,80	5,00	10	16,1	40	25
207,40	48,00	4,32	10	15,7	45	30
194,60	52,70	3,69	10	15,4	50	35
180,90	57,90	3,12	10	15,0	55	40
248,00	37,30	6,65	11	17,8	30	15
237,80	40,40	5,89	11	17,6	35	20
226,70	44,10	5,14	11	17,3	40	25
214,60	48,30	4,44	11	16,9	45	30
201,60	52,90	3,81	11	16,6	50	35
187,60	58,20	3,22	11	16,2	55	40

<b>climaveneta 1002 (199,8)</b>						
<b>CAP(kW)</b>	<b>POTelect(kW)</b>	<b>COP</b>	<b>Ts</b>	<b>Tr</b>	<b>Tcond</b>	<b>tamb</b>
229,4	42	5,46	6	11,7	30	15
219,2	45,1	4,86	6	11,5	35	20
208,4	49	4,25	6	11,2	40	25
197	53,5	3,68	6	10,9	45	30
185	58,8	3,15	6	10,6	50	35
172,3	64,7	2,66	6	10,3	55	40
237,9	42,4	5,61	7	13,0	30	15
227,4	45,6	4,99	7	12,7	35	20
216,3	49,4	4,38	7	12,4	40	25
204,6	54	3,79	7	12,1	45	30
192,3	59,2	3,25	7	11,8	50	35
179,3	65,1	2,75	7	11,5	55	40
246,4	42,8	5,76	8	14,2	30	15
235,7	46	5,12	8	13,9	35	20
224,3	49,9	4,49	8	13,6	40	25
212,3	54,4	3,90	8	13,3	45	30
199,7	59,6	3,35	8	13,0	50	35
186,4	65,5	2,85	8	12,7	55	40
255	43,2	5,90	9	15,4	30	15
244,1	46,4	5,26	9	15,1	35	20
232,4	50,3	4,62	9	14,8	40	25
220,1	54,9	4,01	9	14,5	45	30
207,2	60	3,45	9	14,2	50	35
193,5	65,9	2,94	9	13,8	55	40
263,7	43,6	6,05	10	16,6	30	15
252,5	46,8	5,40	10	16,3	35	20
240,6	50,7	4,75	10	16,0	40	25
228	55,3	4,12	10	15,7	45	30
214,7	60,4	3,55	10	15,4	50	35
200,8	66,3	3,03	10	15,0	55	40
272,5	44	6,19	11	17,8	30	15
261	47,2	5,53	11	17,5	35	20
248,9	51,1	4,87	11	17,2	40	25
236	55,7	4,24	11	16,9	45	30
222,4	60,8	3,66	11	16,6	50	35
208,1	66,6	3,12	11	16,2	55	40

<b>climaveneta 0951 (203,1)</b>						
<b>CAP(kW)</b>	<b>POTelect(kW)</b>	<b>COP</b>	<b>Ts</b>	<b>Tr</b>	<b>Tcond</b>	<b>tamb</b>
234	42,3	5,53	6	11,8	30	15
223	45,5	4,90	6	11,5	35	20
212,2	49,4	4,30	6	11,2	40	25
200,4	54	3,71	6	10,9	45	30
187,8	59,2	3,17	6	10,6	50	35
174,6	65,1	2,68	6	10,3	55	40
242,5	42,7	5,68	7	13,0	30	15
231,8	46	5,04	7	12,7	35	20
220,3	49,9	4,41	7	12,4	40	25
208,1	54,5	3,82	7	12,1	45	30
195,3	59,7	3,27	7	11,8	50	35
181,7	65	2,80	7	11,5	55	40
251,2	43,2	5,81	8	14,2	30	15
240,2	46,4	5,18	8	13,9	35	20
228,4	50,4	4,53	8	13,6	40	25
216	54,9	3,93	8	13,3	45	30
202,8	60,1	3,37	8	13,0	50	35
188,9	66	2,86	8	12,6	55	40
259,9	43,6	5,96	9	15,4	30	15
248,7	46,9	5,30	9	15,1	35	20
236,7	50,8	4,66	9	14,8	40	25
223,9	55,4	4,04	9	14,5	45	30
210,4	60,6	3,47	9	14,2	50	35
196,2	66,5	2,95	9	13,8	55	40
268,8	44	6,11	10	16,6	30	15
257,3	47,3	5,44	10	16,3	35	20
245	51,2	4,79	10	16,0	40	25
232	55,8	4,16	10	15,7	45	30
218,2	61	3,58	10	15,4	50	35
203,6	66,9	3,04	10	15,0	55	40
277,7	44,5	6,24	11	17,8	30	15
265,9	47,7	5,57	11	17,5	35	20
253,4	51,7	4,90	11	17,2	40	25
240,1	56,2	4,27	11	16,9	45	30
226	61,5	3,67	11	16,6	50	35
211,1	67,4	3,13	11	16,2	55	40

<b>climaveneta1102 (229,9)</b>						
<b>CAP(kW)</b>	<b>POTelect(kW)</b>	<b>COP</b>	<b>Ts</b>	<b>Tr</b>	<b>Tcond</b>	<b>tamb</b>
266	47,2	5,64	6	11,8	30	15
253,5	51,1	4,96	6	11,5	35	20
240,4	55,9	4,30	6	11,2	40	25
226,8	61,6	3,68	6	10,9	45	30
212,6	68,3	3,11	6	10,6	50	35
197,9	76	2,60	6	10,3	55	40
275,7	47,4	5,82	7	13,0	30	15
262,9	51,4	5,11	7	12,7	35	20
249,5	56,3	4,43	7	12,4	40	25
235,6	62	3,80	7	12,1	45	30
221,1	68,7	3,22	7	11,8	50	35
206,1	76,4	2,70	7	11,5	55	40
285,5	47,6	6,00	8	14,2	30	15
272,4	51,7	5,27	8	13,9	35	20
258,7	56,6	4,57	8	13,6	40	25
244,5	62,4	3,92	8	13,3	45	30
229,7	69,1	3,32	8	13,0	50	35
214,3	76,7	2,79	8	12,7	55	40
295,3	47,8	6,18	9	15,4	30	15
282	52	5,42	9	15,1	35	20
268	57	4,70	9	14,8	40	25
253,5	62,8	4,04	9	14,5	45	30
238,4	69,5	3,43	9	14,2	50	35
222,7	77,1	2,89	9	13,8	55	40
305,2	48	6,36	10	16,6	30	15
291,6	52,3	5,58	10	16,3	35	20
277,4	57,3	4,84	10	16,0	40	25
262,6	63,2	4,16	10	15,7	45	30
247,2	69,9	3,54	10	15,4	50	35
231,1	77,4	2,99	10	15,0	55	40
315,2	48,2	6,54	11	17,9	30	15
301,4	52,5	5,74	11	17,6	35	20
286,9	57,6	4,98	11	17,2	40	25
271,8	63,5	4,28	11	16,9	45	30
256	70,2	3,65	11	16,6	50	35
239,6	77,7	3,08	11	16,2	55	40

<b>climaveneta 1302 (273)</b>						
<b>CAP(kW)</b>	<b>POTelect(kW)</b>	<b>COP</b>	<b>Ts</b>	<b>Tr</b>	<b>Tcond</b>	<b>tamb</b>
313,6	55,6	5,64	6	11,7	30	15
300,1	60,2	4,99	6	11,5	35	20
285,4	65,7	4,34	6	11,2	40	25
269,4	72	3,74	6	10,9	45	30
252,1	79,2	3,18	6	10,6	50	35
233,5	87,2	2,68	6	10,3	55	40
325,1	56	5,81	7	13,0	30	15
311,4	60,7	5,13	7	12,7	35	20
296,3	66,2	4,48	7	12,4	40	25
279,9	72,5	3,86	7	12,1	45	30
262,3	79,7	3,29	7	11,8	50	35
243,3	87,8	2,77	7	11,5	55	40
336,8	56,4	5,97	8	14,2	30	15
322,7	61,1	5,28	8	13,9	35	20
307,4	66,6	4,62	8	13,6	40	25
290,6	73	3,98	8	13,3	45	30
272,6	80,2	3,40	8	13,0	50	35
253,2	88,3	2,87	8	12,6	55	40
348,5	56,8	6,14	9	15,4	30	15
334,2	61,6	5,43	9	15,1	35	20
318,5	67,1	4,75	9	14,8	40	25
301,5	73,5	4,10	9	14,5	45	30
283	80,7	3,51	9	14,2	50	35
263,2	88,8	2,96	9	13,8	55	40
360,3	57,2	6,30	10	16,6	30	15
345,8	62	5,58	10	16,3	35	20
329,8	67,6	4,88	10	16,0	40	25
312,4	74	4,22	10	15,7	45	30
293,6	81,2	3,62	10	15,4	50	35
273,3	89,2	3,06	10	15,0	55	40
372,3	57,6	6,46	11	17,8	30	15
357,5	62,4	5,73	11	17,6	35	20
341,2	68	5,02	11	17,3	40	25
323,5	74,4	4,35	11	16,9	45	30
304,2	81,6	3,73	11	16,6	50	35
283,6	89,7	3,16	11	16,2	55	40

<b>climaveneta1502 (312,2)</b>						
<b>CAP(kW)</b>	<b>POTelect(kW)</b>	<b>COP</b>	<b>Ts</b>	<b>Tr</b>	<b>Tcond</b>	<b>tamb</b>
358,6	63,9	5,61	6	11,8	30	15
342,6	68,7	4,99	6	11,5	35	20
325,7	74,5	4,37	6	11,2	40	25
307,8	81,3	3,79	6	10,9	45	30
289,1	89,2	3,24	6	10,6	50	35
269,4	98,1	2,75	6	10,3	55	40
371,9	64,6	5,76	7	13,0	30	15
355,5	69,3	5,13	7	12,7	35	20
338,1	75,2	4,50	7	12,4	40	25
319,8	82	3,90	7	12,1	45	30
300,5	89,9	3,34	7	11,8	50	35
280,3	98,8	2,84	7	11,5	55	40
385,2	65,2	5,91	8	14,2	30	15
368,5	70	5,26	8	13,9	35	20
350,7	75,8	4,63	8	13,6	40	25
331,9	82,7	4,01	8	13,3	45	30
312,1	90,5	3,45	8	13,0	50	35
291,4	99,4	2,93	8	12,7	55	40
398,8	65,8	6,06	9	15,4	30	15
381,6	70,7	5,40	9	15,1	35	20
363,4	76,5	4,75	9	14,8	40	25
344,1	83,3	4,13	9	14,5	45	30
323,9	91,2	3,55	9	14,2	50	35
302,6	100	3,03	9	13,9	55	40
412,4	66,4	6,21	10	16,6	30	15
394,9	71,3	5,54	10	16,3	35	20
376,2	77,2	4,87	10	16,0	40	25
356,5	84	4,24	10	15,7	45	30
335,8	91,8	3,66	10	15,4	50	35
313,9	100,5	3,12	10	15,0	55	40
426,2	67	6,36	11	17,8	30	15
408,3	72	5,67	11	17,5	35	20
389,2	77,8	5,00	11	17,2	40	25
369	84,6	4,36	11	16,9	45	30
347,8	92,4	3,76	11	16,6	50	35
325,4	101,1	3,22	11	16,2	55	40

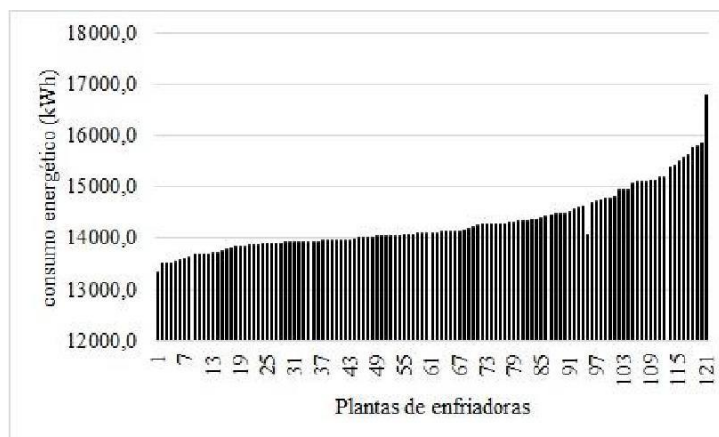
<b>climaveneta1702 (360)</b>						
<b>CAP(kW)</b>	<b>POTelect(kW)</b>	<b>COP</b>	<b>Ts</b>	<b>Tr</b>	<b>Tcond</b>	<b>tamb</b>
415,6	71,9	5,78	6	11,8	30	15
397,3	78	5,09	6	11,5	35	20
377,4	85,2	4,43	6	11,2	40	25
355,8	93,4	3,81	6	10,9	45	30
332,4	102,7	3,24	6	10,6	50	35
307,4	113,1	2,72	6	10,3	55	40
430,6	72,5	5,94	7	13,0	30	15
412	78,6	5,24	7	12,7	35	20
391,7	85,8	4,57	7	12,4	40	25
369,6	94,1	3,93	7	12,1	45	30
345,7	103,4	3,34	7	11,8	50	35
320,2	113,8	2,81	7	11,4	55	40
445,9	73	6,11	8	14,2	30	15
426,9	79,2	5,39	8	13,9	35	20
406,1	86,4	4,70	8	13,6	40	25
383,6	94,7	4,05	8	13,3	45	30
359,2	104	3,45	8	13,0	50	35
333,1	114,4	2,91	8	12,6	55	40
461,2	73,5	6,27	9	15,4	30	15
441,8	79,7	5,54	9	15,1	35	20
420,7	87	4,84	9	14,8	40	25
397,7	95,3	4,17	9	14,5	45	30
372,8	104,7	3,56	9	14,2	50	35
346,2	115,1	3,01	9	13,8	55	40
476,7	74	6,44	10	16,6	30	15
457	80,3	5,69	10	16,3	35	20
435,4	87,5	4,98	10	16,0	40	25
411,9	95,9	4,30	10	15,7	45	30
386,6	105,2	3,67	10	15,4	50	35
359,5	115,7	3,11	10	15,0	55	40
492,3	74,5	6,61	11	17,8	30	15
472,2	80,8	5,84	11	17,6	35	20
450,2	88,1	5,11	11	17,3	40	25
426,3	96,4	4,42	11	16,9	45	30
400,5	105,8	3,79	11	16,6	50	35
372,9	116,2	3,21	11	16,2	55	40

**Anexo 14: coeficientes de regresión de 21 enfriadoras de agua tipo screw condensada por aire.**

cap nom *	Flujo masico	Coef. regresión Capacidad frigorífica					Coef. regresión Potencia eléctrica				
		x0	x1	x2	R	MAE	a0	a1	a2	R	MAE
101	5.833	113.12	-1.265	3.725	99.7	0.279	3.221	2.65732	0,413	99,5	0,070
105	5.833	114.54	-1.115	3.406	99.7	0.225	5.971	1.58232	0,458	99,9	0,042
108	5.833	125.87	-1.468	3.769	99.8	0.272	5.845	1.30241	0,548	99,9	0,055
132	7.444	143.94	-1.401	4.304	99.7	0.301	7.500	1.96114	0,578	99,9	0,059
143	7.361	165.10	-1.941	5.233	99,7	0,409	4.544	2.98413	0,638	99,1	0,163
147	7.5	164.80	-1.843	5.411	99.7	0.389	6.177	3.07826	0,591	99,6	0,094
153	7.444	167.13	-1.628	4.973	99.7	0.340	8.068	2.01906	0,678	99,9	0,078
157	7.361	172.01	-1.673	5.137	99.7	0.350	8.270	1.99872	0,699	99,8	0,086
162	7.444	189.35	-2.210	5.663	99.7	0.414	7.613	1.76605	0,830	99,9	0,078
169	10	188.41	-2.120	6.232	99.7	0.447	5.362	4.44062	0,688	99,4	0,118
175	10	191.64	-1.872	5.731	99.7	0.390	9.887	2.5326	0,777	99,8	0,086
181	10	210.60	-2.459	6.316	99.8	0.447	7.978	2.41456	0,931	99,9	0,106
188	10	224.64	-2.745	6.634	99.7	0.510	10.29	2.6292	0,925	99,7	0,135
190	10	212.03	-2.160	6.152	99.7	0.455	9.317	2.57615	0,945	99,8	0,115
202	13.33	226.24	-2.530	7.448	99.7	0.555	6.075	5.98391	0,822	99,6	0,139
208	13.33	245.67	-3.053	7.821	99.7	0.568	5.761	5.04266	0,914	99,4	0,168
216	13.33	238.70	-2.695	8.368	99.7	0.613	11.10	4.29011	0,891	99,6	0,144
223	13.055	266.48	-3.254	7.876	99.7	0.620	11.59	3.34826	1.051	99,7	0,155
298	17.777	347.75	-4.058	10.40	99.7	0.762	14.28	4.10896	1.506	99,9	0,139
327	18.055	376.92	-4.426	11.98	99.7	0.927	9.979	7.23368	1.452	99,4	0,289
350	17.777	414.01	-4.956	12.29	99.7	0.924	17.93	4.38976	1.740	99,3	0,286

• Bajo condiciones de trabajo: Temperatura de set point 7°C y Temperatura a la entrada del condensador 30°C

**Anexo 15 Consumo energético de las 121 plantas enfriadoras de agua y configuración de las mismas.**



Configuración de las 121 plantas enfriadoras de agua									
planta	Capacidad frigorifica enf 1	Capacidad frigorifica enf 2	Capacidad frigorifica total	FS	planta	Capacidad frigorifica enf 1	Capacidad frigorifica enf 2	Capacidad frigorifica total	FS
1	208,8	315,5	524,3	7,4	61	190,3	348,0	538,3	10,3
2	202,5	315,5	518,0	6,1	62	225,9	351,4	577,3	18,3
3	202,5	289,8	492,2	0,9	63	224,0	307,5	531,5	8,9
4	208,8	348,0	556,9	14,1	64	224,0	351,4	575,4	17,9
5	208,8	298,8	507,6	4,0	65	225,9	289,8	515,7	5,7
6	175,6	315,5	491,1	0,6	66	188,7	328,0	516,7	5,9
7	208,8	307,5	516,3	5,8	67	147,4	348,0	495,4	1,5
8	208,8	328,0	536,8	10,0	68	188,7	348,0	536,8	10,0
9	202,5	298,8	501,2	2,7	69	168,4	417,8	586,3	20,1
10	181,0	315,5	496,6	1,8	70	168,4	351,4	519,8	6,5
11	209,9	289,8	499,7	2,4	71	168,4	351,4	519,8	6,5
12	216,4	315,5	531,9	9,0	72	188,7	325,4	514,1	5,3
13	208,8	351,4	560,2	14,8	73	224,0	298,8	522,8	7,1
14	202,5	348,0	550,5	12,8	74	225,9	298,8	524,7	7,5
15	216,4	348,0	564,5	15,7	75	224,0	272,2	496,2	1,7
16	202,5	307,5	510,0	4,5	76	175,6	351,4	527,0	8,0
17	181,0	307,5	488,5	0,1	77	225,9	272,2	498,1	2,1
18	190,3	315,5	505,8	3,6	78	164,0	351,4	515,4	5,6
19	168,4	328,0	496,4	1,7	79	157,8	351,4	509,2	4,3
20	168,4	328,0	496,4	1,7	80	153,1	417,8	571,0	17,0
21	202,5	328,0	530,4	8,7	81	252,5	315,5	568,0	16,4
22	175,6	328,0	503,6	3,2	82	181,0	351,4	532,4	9,1
23	184,0	328,0	512,0	4,9	83	153,1	351,4	504,5	3,4

planta	Capacidad frigorifica enf 1	Capacidad frigorifica enf 2	Capacidad frigorifica total	FS	planta	Capacidad frigorifica enf 1	Capacidad frigorifica enf 2	Capacidad frigorifica total	FS
24	184,0	328,0	490,7	0,5	84	190,3	351,4	541,7	11,0
25	216,4	328,0	490,7	0,5	85	162,7	351,4	514,1	5,3
26	209,9	325,4	535,2	9,7	86	188,7	351,4	540,1	10,7
27	188,7	315,5	504,2	3,3	87	147,4	351,4	498,8	2,2
28	216,4	307,5	523,9	7,4	88	143,5	351,4	494,9	1,4
29	216,4	328,0	544,4	11,6	89	157,8	404,9	562,7	15,3
30	216,4	272,2	488,7	0,1	90	202,9	305,9	508,8	4,3
31	225,9	348,0	573,9	17,6	91	147,4	417,8	565,2	15,8
32	164,0	325,4	489,3	0,3	92	166,2	328,9	495,1	1,5
33	216,4	325,4	541,8	11,0	93	202,9	328,9	531,8	9,0
34	216,4	298,8	515,2	5,6	94	132,0	417,8	549,9	12,7
35	209,9	351,4	561,3	15,0	95	224,0	328,0	552,0	13,1
36	181,0	328,0	509,0	4,3	96	184,0	328,0	491,5	0,7
37	224,0	348,0	572,1	17,2	97	216,4	328,0	505,0	3,5
38	216,4	298,8	515,2	5,6	98	189,8	326,6	516,4	5,8
39	190,3	307,5	497,8	2,0	99	256,0	307,5	563,5	15,5
40	216,4	351,4	567,8	16,4	100	164,0	380,6	544,6	11,6
41	168,4	348,0	516,5	5,8	101	132,0	404,9	537,0	10,0
42	225,9	315,5	541,4	10,9	102	256,0	289,8	545,8	11,8
43	202,5	351,4	553,9	13,5	103	213,0	326,6	539,6	10,6
44	224,0	315,5	539,5	10,6	104	108,2	417,8	526,1	7,8
45	175,6	348,0	523,6	7,3	105	104,9	417,8	522,8	7,1
46	164,0	348,0	512,0	4,9	106	264,1	298,8	562,9	15,3
47	157,8	348,0	505,8	3,6	107	256,0	256,0	511,9	4,9
48	190,3	298,8	489,1	0,2	108	256,0	256,0	512,0	4,9
49	188,7	307,5	496,2	1,7	109	264,1	264,1	528,1	8,2
50	225,9	307,5	533,4	9,3	110	179,5	326,6	506,1	3,7
51	153,1	348,0	501,1	2,7	111	243,5	328,9	572,3	17,3
52	225,9	328,0	553,8	13,5	112	101,2	417,8	519,1	6,4
53	216,4	289,8	506,2	3,7	113	90,5	417,8	508,4	4,2
54	190,3	328,0	518,3	6,2	114	243,5	278,5	522,0	7,0
55	181,0	348,0	529,1	8,4	115	90,5	404,9	495,4	1,5
56	225,9	307,5	533,4	9,3	116	272,2	298,8	571,0	17,0
57	190,3	328,0	518,3	6,2	117	267,6	305,9	573,5	17,5
58	162,7	348,0	510,7	4,7	118	272,2	272,2	544,5	11,6
59	224,0	328,0	552,0	13,1	119	289,8	289,8	579,6	18,8
60	225,9	264,1	489,9	0,4	120	166,2	328,9	495,1	1,5
					121	168,4	348,0	516,5	5,8

**Anexo 16: Resultado del impacto ambiental de las plantas enfriadoras de agua**

plantas	FUEL OIL (TON/CCV)			crudo cubano(TON/CCV)		
	emisiones de CO	emisiones de NOx	emisiones de SO <sub>2</sub>	emisiones de CO	emisiones de NOx	emisiones de SO <sub>2</sub>
1	0,42	0,20	1,84	1,29	0,28	5,27
2	0,44	0,21	1,94	1,37	0,29	5,56
3	0,44	0,21	1,94	1,37	0,29	5,58
4	0,42	0,21	1,86	1,31	0,28	5,35
5	0,48	0,23	2,10	1,48	0,32	6,03
6	0,47	0,23	2,06	1,45	0,31	5,91

**Anexo 17: configuraciones de plantas enfriadoras compuestas hasta 5 máquinas**

enf 1	enf 2	enf 3	enf 4	enf 5	no enfriadoras	cap1	cap 2	cap 3	cap 4	cap 5	cap total	FS	%	consumo anual	CCV MM
6	12				2	180	358				538	10,0	33/67	476,3	799,86
7	12				2	199	358				557	13,8	36/ 64	487,1	816,14
8	12				2	202	358				560	14,5	36/ 64	487,8	817,13
9	11				2	229	311				540	10,3	42/ 58	483,2	807,17
10	10				2	271	271				542	10,9	50/ 50	545,1	891,09
10	11				2	271	311				582	19,0	47/ 53	533,9	882,30
1	1	12			3	98	98	358			553	13,1	18/ 18/ 65	460,8	801,82
1	2	12			3	98	119	358			574	17,5	17/ 21/ 62	432,5	766,46
1	3	11			3	98	134	311			543	10,9	18/ 25/ 57	442,8	778,19
1	4	11			3	98	150	311			559	14,3	17/ 27/ 56	449,3	791,61
1	5	11			3	98	161	311			569	16,3	17/ 28/ 55	446,8	790,34
1	6	10			3	98	180	271			549	12,3	18/ 33/ 49	432,0	765,91
1	7	10			3	98	199	271			568	16,1	17/ 35/ 48	443,7	783,34
1	8	10			3	98	202	271			571	16,7	17/ 35/ 48	444,7	785,09
1	9	9			3	98	229	229			556	13,6	18/ 41/ 41	432,4	764,26
2	2	11			3	119	119	311			548	12,1	22/ 22/ 57	431,8	763,54
2	3	11			3	119	134	311			564	15,3	21/ 24/ 55	435,4	772,64
2	4	10			3	119	150	271			540	10,5	22/ 28/ 50	436,8	774,93
2	4	11			3	119	150	311			580	18,6	20/ 26/ 54	440,3	783,24
2	5	10			3	119	161	271			551	12,6	22/ 29/ 49	427,9	763,51
2	6	10			3	119	180	271			570	16,6	21/ 32/ 48	419,6	753,15
2	7	9			3	119	199	229			546	11,7	22/ 36/ 42	416,0	744,67
2	8	9			3	119	202	229			550	12,4	22/ 37/ 42	417,5	747,27
2	9	9			3	119	229	229			577	17,9	20/ 40/ 40	414,2	745,79
3	3	10			3	134	134	271			540	10,3	25/ 25/ 50	462,1	809,18
3	3	11			3	134	134	311			579	18,4	23/ 23/ 54	460,1	808,53
3	4	10			3	134	150	271			556	13,7	24/ 27/ 49	447,1	750,89
3	5	10			3	134	161	271			566	15,7	24/ 28/ 48	436,2	742,44
3	6	9			3	134	180	229			543	11,1	25/ 33/ 42	406,6	777,79
3	6	10			3	134	180	271			585	19,7	23/ 31/ 46	424,6	737,08
3	7	9			3	134	199	229			562	14,9	24/ 35/ 41	423,1	825,32
3	8	8			3	134	202	202			538	10,0	25/ 38/ 38	471,3	753,34
3	8	9			3	134	202	229			565	15,5	24/ 36/ 41	424,1	828,08
4	4	10			3	150	150	271			572	17,0	26/ 26/ 47	457,8	778,04
4	5	9			3	150	161	229			540	10,4	28/ 30/ 42	428,5	798,99
4	5	10			3	150	161	271			582	19,1	26/ 28/ 47	445,3	768,39

4	6	9			3	150	180	229			559	14,4	27/ 32/ 41	424,6	806,38
4	7	7			3	150	199	199			548	12,0	27/ 36/ 36	483,9	757,73
4	7	8			3	150	199	202			551	12,7	27/ 36/ 37	480,5	846,01
4	7	9			3	150	199	229			578	18,2	26/ 34/ 40	437,5	844,73
4	8	8			3	150	202	202			554	13,4	27/ 36/ 36	482,0	775,57
4	8	9			3	150	202	229			581	18,9	26/ 35/ 39	438,4	846,20
5	5	9			3	161	161	229			550	12,5	29/ 29/ 42	430,7	803,73
5	6	7			3	161	180	199			539	10,3	30/ 33/ 37	458,2	811,80
5	6	8			3	161	180	202			543	11,0	30/ 33/ 37	457,4	805,69
5	6	9			3	161	180	229			570	16,5	28/ 32/ 40	424,3	807,89
5	7	7			3	161	199	199			558	14,1	29/ 36/ 36	483,5	758,89
5	7	8			3	161	199	202			561	14,8	29/ 35/ 36	479,0	846,80
5	8	8			3	161	202	202			564	15,4	28/ 36/ 36	480,1	841,14
6	6	6			3	180	180	180			540	10,5	33/ 33/ 33	475,7	838,53
6	6	7			3	180	180	199			559	14,3	32/ 32/ 36	466,4	831,09
6	6	8			3	180	180	202			562	14,9	32/ 32/ 36	465,4	819,71
6	7	7			3	180	199	199			578	18,1	31/ 34/ 34	491,2	820,22
6	7	8			3	180	199	202			581	18,8	31/ 34/ 35	487,6	859,85
6	8	8			3	180	202	202			584	19,4	31/ 35/ 35	488,4	855,43
1	1	1	10		4	98	98	98	271		564	15,4	17/ 17/ 17/48	445,0	809,77
1	1	2	9		4	98	98	119	229		543	11,1	18/ 18/ 22/42	412,6	763,93
1	1	2	10		4	98	98	119	271		585	19,7	17/ 17/ 20/46	416,5	775,88
1	1	3	9		4	98	98	134	229		559	14,2	17/ 17/ 24/41	410,6	763,35
1	1	4	7		4	98	98	150	199		545	11,4	18/ 18/ 28/36	434,5	797,67
1	1	4	8		4	98	98	150	202		548	12,0	18/ 18/ 27/37	434,2	797,41
1	1	4	9		4	98	98	150	229		575	17,5	17/ 17/ 26/40	411,7	767,57
1	1	5	6		4	98	98	161	180		536	9,6	18/ 18/ 30/34	418,6	773,63
1	1	5	7		4	98	98	161	199		555	13,4	18/ 18/ 29/36	432,1	796,08
1	1	5	8		4	98	98	161	202		558	14,1	18/ 18/ 28/36	430,5	794,19
1	1	5	9		4	98	98	161	229		585	19,6	17/ 17/ 27/39	407,7	764,42
1	1	6	6		4	98	98	180	180		556	13,6	18/ 18/ 32/32	423,9	783,34
1	1	6	7		4	98	98	180	199		574	17,4	17/ 17/ 31/35	433,7	799,89
1	1	6	8		4	98	98	180	202		577	18,1	17/ 17/ 31/35	432,5	798,58
1	2	2	8		4	98	119	119	202		537	9,9	18/ 22/ 22/38	424,1	779,20
1	2	2	9		4	98	119	119	229		564	15,4	17/ 21/ 21/41	412,4	766,91
1	2	3	7		4	98	119	134	199		549	12,4	18/ 22/ 24/36	410,6	763,50
1	2	3	8		4	98	119	134	202		553	13,0	18/ 21/ 24/37	412,8	768,33
1	2	3	9		4	98	119	134	229		580	18,5	17/ 20/ 23/39	399,4	752,36
1	2	4	6		4	98	119	150	180		547	11,9	18/ 22/ 28/33	400,6	750,58

1	2	4	7		4	98	119	150	199		566	15,7	17/ 21/ 27/35	411,4	768,97
1	2	4	8		4	98	119	150	202		569	16,3	17/ 21/ 26/35	413,1	771,65
1	2	5	5		4	98	119	161	161		538	10,0	18/ 22/ 30/30	406,8	757,75
1	2	5	6		4	98	119	161	180		557	13,9	18/ 21/ 29/32	399,3	750,35
1	2	5	7		4	98	119	161	199		576	17,8	17/ 21/ 28/35	407,8	765,13
1	2	5	8		4	98	119	161	202		579	18,4	17/ 21/ 28/35	409,3	767,41
1	2	6	6		4	98	119	180	180		577	17,9	17/ 21/ 31/31	402,1	756,76
1	3	3	6		4	98	134	134	180		546	11,7	18/ 25/ 25/33	407,1	759,09
1	3	3	7		4	98	134	134	199		565	15,5	17/ 24/ 24/35	421,1	781,27
1	3	3	8		4	98	134	134	202		568	16,2	17/ 24/ 24/36	423,0	784,39
1	3	4	5		4	98	134	150	161		543	11,0	18/ 25/ 28/30	418,9	776,52
1	3	4	6		4	98	134	150	180		562	15,0	17/ 24/ 27/32	410,0	765,87
1	3	4	7		4	98	134	150	199		581	18,8	17/ 23/ 26/34	418,0	767,00
1	3	4	8		4	98	134	150	202		584	19,5	17/ 23/ 26/35	418,8	781,43
1	3	5	5		4	98	134	161	161		553	13,1	18/ 24/ 29/29	419,1	777,68
1	3	5	6		4	98	134	161	180		573	17,1	17/ 23/ 28/31	405,7	761,68
1	4	4	4		4	98	150	150	150		549	12,3	18/ 27/ 27/27	453,7	825,76
1	4	4	5		4	98	150	150	161		559	14,4	17/ 27/ 27/29	442,2	812,07
1	4	4	6		4	98	150	150	180		579	18,3	17/ 26/ 26/31	429,3	794,90
1	4	5	5		4	98	150	161	161		569	16,4	17/ 26/ 28/28	440,7	810,60
1	5	5	5		4	98	161	161	161		579	18,5	17/ 28/ 28/28	442,5	814,10
2	2	2	6		4	119	119	119	180		537	9,7	22/ 22/ 22/34	392,2	736,27
2	2	2	7		4	119	119	119	199		555	13,5	21/ 21/ 21/36	413,3	767,54
2	2	2	8		4	119	119	119	202		558	14,2	21/ 21/ 21/36	414,8	769,64
2	2	2	9		4	119	119	119	229		585	19,7	20/ 20/ 20/39	411,8	768,95
2	2	3	6		4	119	119	134	180		552	12,9	22/ 22/ 24/33	387,7	718,53
2	2	3	7		4	119	119	134	199		571	16,7	21/ 21/ 24/35	405,5	760,66
2	2	3	8		4	119	119	134	202		574	17,3	21/ 21/ 23/35	407,9	764,44
2	2	4	4		4	119	119	150	150		539	10,1	22/ 22/ 28/28	411,6	765,70
2	2	4	5		4	119	119	150	161		549	12,2	22/ 22/ 27/29	402,3	754,34
2	2	4	6		4	119	119	150	180		568	16,2	21/ 21/ 26/32	394,8	745,03
2	2	5	5		4	119	119	161	161		559	14,3	21/ 21/ 29/29	402,5	755,48
2	2	5	6		4	119	119	161	180		578	18,3	21/ 21/ 28/31	392,9	743,90
2	3	3	4		4	119	134	134	150		538	9,9	22/ 25/ 25/28	421,5	780,67
2	3	3	5		4	119	134	134	161		548	12,0	22/ 24/ 24/29	411,8	767,60
2	3	3	6		4	119	134	134	180		567	16,0	21/ 24/ 24/32	401,6	755,48
2	3	3	7		4	119	134	134	199		586	19,8	20/ 23/ 23/34	415,2	777,81
2	3	4	4		4	119	134	150	150		554	13,3	21/ 24/ 27/27	422,5	783,74
2	3	4	5		4	119	134	150	161		564	15,3	21/ 24/ 27/28	411,7	770,18

2	3	4	6		4	119	134	150	180		583	19,3	20/ 23/ 26/31	403,4	760,75
2	3	5	5		4	119	134	161	161		574	17,4	21/ 23/ 28/28	412,5	772,18
2	4	4	4		4	119	150	150	150		570	16,6	21/ 26/ 26/26	444,5	816,84
2	4	4	5		4	119	150	150	161		580	18,7	20/ 26/ 26/28	432,1	801,51
3	3	3	3		4	134	134	134	134		537	9,7	25/ 25/ 25/25	464,4	841,26
3	3	3	4		4	134	134	134	150		553	13,1	24/ 24/ 24/27	447,8	819,40
3	3	3	5		4	134	134	134	161		563	15,2	24/ 24/ 24/29	437,1	804,99
3	3	3	6		4	134	134	134	180		583	19,1	23/ 23/ 23/31	424,8	790,61
3	3	4	4		4	134	134	150	150		569	16,4	24/ 24/ 26/26	447,3	820,04
3	3	4	5		4	134	134	150	161		579	18,5	23/ 23/ 26/28	435,6	805,29
3	4	4	4		4	134	150	150	150		585	19,7	23/ 26/ 26/26	468,0	851,37
1	1	1	1	4	5	98	98	98	98	150	541	10,7	18/ 18/ 18/18/28	436,8	825,18
1	1	1	1	5	5	98	98	98	98	161	551	12,8	18/ 18/ 18/18/29	435,7	825,45
1	1	1	1	6	5	98	98	98	98	180	571	16,8	17/ 17/ 17/17/32	437,5	830,07
1	1	1	2	3	5	98	98	98	119	134	546	11,7	18/ 18/ 18/22/25	410,2	788,54
1	1	1	2	4	5	98	98	98	119	150	562	15,0	17/ 17/ 17/21/27	411,3	793,40
1	1	1	2	5	5	98	98	98	119	161	573	17,1	17/ 17/ 17/21/28	408,6	791,19
1	1	1	3	3	5	98	98	98	134	134	561	14,8	17/ 17/ 17/24/24	421,6	806,30
1	1	1	3	4	5	98	98	98	134	150	578	18,1	17/ 17/ 17/23/26	418,9	805,36
1	1	2	2	2	5	98	98	119	119	119	552	12,9	18/ 18/ 22/22/22	410,5	787,51
1	1	2	2	3	5	98	98	119	119	134	567	16,0	17/ 17/ 21/21/24	402,6	781,18
1	1	2	2	4	5	98	98	119	119	150	583	19,3	17/ 17/ 20/20/26	400,6	781,26
1	1	2	3	3	5	98	98	119	134	134	583	19,1	17/ 17/ 20/23/23	405,8	788,54
1	2	2	2	2	5	98	119	119	119	119	573	17,2	17/ 21/ 21/21/21	410,5	791,43