

**ANÁLISIS DEL EFECTO PROVOCADO POR EL TIPO DE COMPRESOR EN
EL DESEMPEÑO DE UNA PLANTA DE AGUA HELADA (CHILLER)
CUANDO SE OPERA EN CARGA PARCIAL (COP VS %CARGA)**

JULIÁN JEREMÍAS RAMÍREZ PABÓN

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2020

**ANÁLISIS DEL EFECTO PROVOCADO POR EL TIPO DE COMPRESOR EN
EL DESEMPEÑO DE UNA PLANTA DE AGUA HELADA (CHILLER)
CUANDO SE OPERA EN CARGA PARCIAL (COP VS %CARGA)**

JULIÁN JEREMÍAS RAMÍREZ PABÓN

**Trabajo de grado para optar por el título de
INGENIERO MECÁNICO**

Director

**OMAR ARMANDO GÉLVEZ AROCHA
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2020

TABLA DE CONTENIDO

	Pag
INTRODUCCIÓN	13
1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	15
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	15
1.2 OBJETIVO GENERAL.....	17
1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	18
1.4 JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	18
2 MARCO TEÓRICO.....	22
2.1 REFRIGERACIÓN.....	22
2.2 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.....	25
2.3 ENFRIAMIENTO INDIRECTO.....	25
2.4 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR AGUA HELADA (CHILLER).	26
2.4.1 Enfriados por aire.....	28
2.4.2 Enfriados por agua.	28
2.5 TIPOS DE COMPRESORES.....	29
2.5.1 Compresor recíprocante.....	30
2.5.2 Compresor de tornillo.....	30
2.5.3 Compresor centrífugo.....	31
2.6 FACTORES QUE AFECTAN EL DESEMPEÑO DE UN COMPRESOR ..	32
2.6.1 Factores que afectan el rendimiento volumétrico de un compresor.	32
2.6.1.1 Calentamiento en la entrada.....	32
2.6.1.2 Pérdidas de carga en la entrada.....	32
2.6.1.3 Fugas..	33
2.6.1.4 Espacio nocivo.	33
2.6.2 Factores que afectan el rendimiento energético de un compresor.	33
2.6.2.1 Rendimiento mecánico..	33
2.6.2.2 Rendimiento eléctrico.	34
2.6.2.3 Rendimiento isentrópico..	34
2.6.2.4 Rendimiento Politrópico.....	34
2.6.3 Parámetros para medir la eficiencia energética.....	35
3 DISEÑO METODOLÓGICO	38
4 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA.....	40
4.1 SUBSISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AGUA.....	40

4.2	SUBSISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA HELADA.....	42
4.3	SUBSISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE DE LOS RECINTOS	43
5	MODELAMIENTO TÉRMICO DEL SUBSISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AGUA.....	44
5.1	MODELAMIENTO TERMODINÁMICO DE LOS COMPRESORES.....	44
5.1.1	Parámetros de un compresor recíprocante	46
5.1.1.1	Desplazamiento volumétrico.....	46
5.1.1.2	Eficiencia volumétrica.....	47
5.1.1.3	Eficiencia isentrópica.....	47
5.1.2	Parámetros de un compresor de tornillo	48
5.1.2.2	Eficiencia volumétrica.....	49
5.1.2.3	Eficiencia isentrópica.....	49
5.1.3	Parámetros de un compresor centrífugo	50
5.1.3.1	Desplazamiento volumétrico.....	50
5.1.3.2	Eficiencia politrópica.....	50
5.2	MODELAMIENTO TÉRMICO DE UN EVAPORADOR	51
5.2.1	Suposición del coeficiente de transferencia de calor global.....	53
5.2.2	Cálculo de los flujos masicos a través del evaporador.	53
5.2.3	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por el lado de los tubos.	54
5.2.4	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por el lado del casco.....	54
5.2.4.1	Disposición de los pasos por tubos..	55
5.2.4.2	Cálculo del límite exterior del tubo temporal (<i>DOTLt</i>).....	56
5.2.4.3	Cálculo del claro diametral temporal (<i>Lbbt</i>).....	56
5.2.4.4	Cálculo del diámetro interno temporal (<i>DSt</i>)..	56
5.2.4.5	Cálculo del diámetro externo del casco (<i>ODc</i>).....	56
5.2.4.6	Cálculo del claro diametral real (<i>Lbbr</i>).....	56
5.2.4.7	Cálculo del límite exterior del tubo real (<i>DOTLr</i>).....	56
5.2.4.8	Cálculo de la distancia mínima entre bafles (<i>LB1Mft</i>) y (<i>LB2Mft</i>).. ...	57
5.2.4.9	Determinación de los factores geométricos.....	57
5.2.5	Análisis de la caída de presión por el lado del casco de un evaporador.....	58
5.2.6	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.....	58
5.3	MODELAMIENTO TERMODINÁMICO DE UN CONDENSADOR.	58
5.3.1	Condensador enfriado por agua.....	59
5.3.2	Condensador enfriado por aire	60

6	MODELAMIENTO DEL SUBSISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA	
	HELEDA	62
6.1	MODELAMIENTO DEL SISTEMA DE TUBERÍAS.	62
6.2	MODELAMIENTO DEL SISTEMA DE BOMBEO	64
7	MODELAMIENTO DEL SUBSISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	
	DE LOS RECINTOS	65
7.1	MODELAMIENTO TÉRMICO DEL FAN-COIL.....	65
7.1.1	Determinación de la geometría del fan-coil.....	66
7.1.2	Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor.	66
7.1.3	Análisis de la caída de presión en los tubos del fan-coil.....	67
7.1.4	Balance de energía del fan-coil.:	67
7.1.5	Discriminación del calor total del fan-coil.	69
8	ANÁLISIS DEL SISTEMA.....	70
8.1	FACTORES QUE AFECTAN DIRECTAMENTE EL DESEMPEÑO	
	DEL CHILLER.....	71
8.1.1	Variación de la temperatura ambiente.	71
8.1.2	Variación del delta de temperatura del agua	73
8.1.3	Variación de la temperatura de evaporación	73
8.1.4	Variación de la cantidad de enfriadoras trabajando.....	74
8.2	FACTORES QUE AFECTAN INDIRECTAMENTE EL DESEMPEÑO	
	DEL CHILLER.....	75
8.2.1	Variación del calor sensible y el calor latente.	75
8.2.2	Variación de la cantidad de fan-coils trabajando..	76
9	ANÁLISIS DE RESULTADOS	77
9.1	EFFECTO DE LA VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE	
	CONDENSACIÓN.....	77
9.2	VARIACIÓN DEL DELTA DE TEMPERATURA DEL AGUA.....	80
9.3	EFFECTO DE LA VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE	
	EVAPORACIÓN.....	81
9.4	VARIACIÓN DE LA CANTIDAD DE ENFRIADORAS TRABAJANDO	85
9.5	VARIACIÓN DEL CALOR SENSIBLE Y DEL CALOR LATENTE	90
9.6	VARIACIÓN DE LA CANTIDAD DE FAN-COILS TRABAJANDO	97
9.6.1	Instalación en condiciones de diseño con bombas de velocidad	
	constante.	97
9.6.2	Instalación en carga parcial (Una unidad terminal sale de operación).....	98
9.6.3	Instalación en carga parcial con bombas de velocidad variable.	99
9.6.4	Instalación a carga parcial con controladores de presión diferencial.	101

10 FACTORES QUE INFLUYEN EN EL DESEMPEÑO DE LOS SISTEMAS
CHILLER..... 102

11 CONCLUSIONES..... 105

12 RECOMENDACIONES 107

BIBLIOGRAFÍA..... 108

LISTA DE FIGURAS

	Pag
Figura 1. Porcentaje de energía consumida por el aire acondicionado en diferentes sectores	16
Figura 2. Subsistemas de una planta de agua helada.	19
Figura 3. Comportamiento habitual del COP vs PLR.....	20
Figura 4. Clasificación general de los sistemas de refrigeración.	23
Figura 5. Ciclo de funcionamiento básico para la refrigeración.	24
Figura 6. Clasificación general de los compresores.....	29
Figura 7. Esquema del subsistema de enfriamiento.	40
Figura 8. Esquema simplificado del subsistema de distribución.	42
Figura 9. Esquema del subsistema de acondicionamiento de aire del recinto.....	43
Figura 10. Desviación del ciclo de compresión real con respecto al teórico	45
Figura 11. Diagrama de un compresor recíprocante.....	47
Figura 12. Diagrama de un compresor de tornillo.	48
Figura 13. Diagrama de un compresor centrífugo.....	50
Figura 14. Esquema de un intercambiador de calor de casco y tubos (un paso por el casco y un paso por los tubos)	52
Figura 15. Dimensiones recomendadas para la disposición de los pasos por los tubos.	55
Figura 16. Segmento de la geometría básica de un intercambiador de calor tipo casco-tubos.....	57
Figura 17. Configuración o arreglo tubular hexagonal	61
Figura 18. Cálculo del tamaño de la tubería y pérdidas de carga correspondientes.	63
Figura 19. Diagrama del funcionamiento del fan-coil.	65
Figura 20. Diagrama de la evolución de temperaturas en el fan-coil.	67
Figura 21. Diagrama P-h simplificado con variación de la temperatura de condensación.....	77
Figura 22. Efectos producidos por la variación de la Tcond en parámetros como: CAP, W y COP en: sistema enfriado por aire (izquierda) / sistema enfriado por agua (derecha)	78
Figura 23. Comportamiento de un compresor de tornillo de 60TR ante el cambio de Tcond cuando está: trabajando libremente (3600 rpm) (izquierda) / trabajando con control (3400 rpm) (derecha).....	79
Figura 24. Potencia consumida por la bomba vs delta de temperatura del agua. .	81
Figura 25. Diagrama P-h simplificado con variación de la temperatura de evaporación	82

Figura 26. Efectos producidos por la variación de la Tev en parámetros como: CAP, W y COP en: sistema enfriado por aire (izquierda) / sistema enfriado por agua (derecha).....	83
Figura 27. Comparación del funcionamiento de un compresor de tornillo de 60TR ante el cambio de Tev cuando está: trabajando libremente (izquierda) / trabajando con control (derecha)	84
Figura 28. Esquema simplificado del sistema.....	85
Figura 29. Sistema a plena carga con delta T de 5°C.	86
Figura 30. Sistema al 50% de la capacidad total funcionando con delta T de 5°C.	87
Figura 31. Sistema al 50% de la capacidad total funcionando con delta T de 3°C.	88
Figura 32. Trabajo consumido por diferentes tipos de compresores Vs capacidad en sistemas: con condensador enfriado por aire / con condensador enfriado por agua.....	91
Figura 33. Trabajo consumido por las bombas Vs capacidad del sistema.	92
Figura 34. Trabajo consumido/tonelada en diferentes tipos de compresores Vs % CAP en sistemas: con condensador enfriado por aire / con condensador enfriado por agua.....	94
Figura 35. Eficiencia energética en diferentes tipos de compresores Vs % CAP en sistemas: con condensador enfriado por aire / con condensador enfriado por agua.....	96
Figura 36. Instalación en condiciones de diseño con bombas de velocidad constante.	97
Figura 37. Instalación en carga parcial con bombas de velocidad constante.	98
Figura 38. Instalación en carga parcial con bombas de velocidad variable.	99
Figura 39. Comportamiento de las bombas funcionando a diferentes capacidades del sistema.....	100
Figura 40. Comportamiento de las bombas funcionando a diferentes capacidades del sistema.....	101
Figura 41. Diagrama en corte de una PIV.....	104

LISTA DE CUADROS

	Pag
Cuadro 1. Componentes del sistema.....	38
Cuadro 2. Referencia de compresores seleccionados.....	41
Cuadro 3. Parámetros de entrada para el diseño de un evaporador.	53
Cuadro 4. Resultados obtenidos en el diseño de un evaporador.	54
Cuadro 5. Factores de corrección empleados en el diseño de un evaporador.	58
Cuadro 6. Resultados obtenidos en el diseño de un condensador enfriado por agua.....	59
Cuadro 7. Resultados obtenidos en el diseño de un condensador enfriado por aire.....	61
Cuadro 8. Parámetros de entrada para el diseño de una unidad manejadora.....	66
Cuadro 9. Resultados obtenidos en el diseño de una unidad manejadora.	68
Cuadro 10. Funcionamiento de las enfriadoras a plena carga.....	86
Cuadro 11. Funcionamiento de las enfriadoras a carga parcial.	88
Cuadro 12. Funcionamiento de las enfriadoras con bajo delta T.....	89
Cuadro 13. Comparación del funcionamiento de las enfriadoras.....	89

ANEXOS*

**Ver apéndices adjuntos y pueden ser consultados en la base de datos de la
Biblioteca UIS**

Anexo A. Informes De Los Compresores.

Anexo B. Informe De Los Equipos Seleccionados.

Anexo C. Desplazamiento Volumétrico De Los Compresores.

Anexo D. Ciclo De Compresión Teórica En Compresores Reciprocantes.

Anexo E. Obtención De Los Polinomios Para Representar El Funcionamiento Real De Los Compresores Bitzer.

Anexo F. Eficiencias Teóricas De Los Compresores.

Anexo G. Eficiencias Reales De Los Compresores.

Anexo H. Modelamiento De Los Compresores.

Anexo I. Modelamiento De Un Evaporador.

Anexo J. Modelamiento De Un Condensador.

Anexo K. Modelamiento Del Subsistema De Distribución.

Anexo L. Modelamiento De Una Unidad Manejadora De Aire (Fan-Coil).

Anexo M. Análisis De Un Sistema Chiller Enfriado Por Aire.

Anexo N. Análisis De Un Sistema Chiller Enfriado Por Agua.

Anexo O. análisis Del Sistema De Distribución.

RESUMEN

TÍTULO: ANÁLISIS DEL EFECTO PROVOCADO POR EL TIPO DE COMPRESOR EN EL DESEMPEÑO DE UNA PLANTA DE AGUA HELADA (CHILLER) CUANDO SE OPERA EN CARGA PARCIAL (COP VS %CARGA)*.

AUTOR: JULIÁN JEREMÍAS RAMÍREZ PABÓN**.

PALABRAS CLAVES: SISTEMAS CHILLERS, CLIMATIZACIÓN, TIPOS DE COMPRESORES, EFICIENCIA ENERGÉTICA, SÍNDROME DEL BAJO DELTA T.

DESCRIPCIÓN:

El deterioro del medio ambiente es el gran problema que ha intentado combatir la humanidad desde hace más de tres décadas, debido a esta problemática en la actualidad se han desarrollado nuevas tecnologías para la obtención de energías limpias. Sin embargo, la gran mayoría de la energía aún depende de la explotación de los combustibles fósiles, esto hace necesario la creación e implementación de equipos y sistemas energéticamente eficientes.

Este trabajo se centró en el estudio energético de los equipos utilizados en el sector de la climatización (específicamente los compresores de tornillo, centrífugo y reciprocante) ya que representa una porción importante de la energía utilizada en las industrias, comercios y residencias. El objetivo principal del estudio fue realizar un análisis comparativo de los compresores y así poder responder a la pregunta ¿Cómo influyen estos en el desempeño de los sistemas chillers? De esta manera se contará con una herramienta que permita comparar el desempeño de los compresores al momento de la planeación de un proyecto.

Para lograr lo anterior, se modelaron térmicamente cada uno de los componentes del sistema de refrigeración, para posteriormente acoplarlos y parametrizar el sistema con el fin de obtener las tendencias que siguen las variables más importantes, que en este trabajo son: CAP, W, COP y IPLV. Como resultado se obtienen curvas de funcionamiento para cada uno de los compresores, donde se observa que el mejor desempeño lo tiene el compresor centrífugo con el menor valor del IPLV (0,452) lo que lo cataloga como el compresor con la más alta eficiencia y la mejor capacidad para adaptarse a las cargas parciales. Para complementar la investigación se podrían realizar trabajos adicionales que incluyan el aspecto económico para fundamentar la elección de los equipos basados en el equilibrio entre los costos de inversión y los costos de operación.

* Trabajo de grado

** Facultad de ingenierías físico-mecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. Director: Omar Armando Gélvez Arocha, ingeniero mecánico.

ABSTRACT

TITLE: ANALYSIS OF THE EFFECT CAUSED BY THE TYPE OF COMPRESSOR ON THE PERFORMANCE OF A CHILLER PLANT WHEN OPERATING AT PARTIAL LOAD (COP VS % LOAD)*.

AUTHOR: JULIÁN JEREMÍAS RAMÍREZ PABÓN**.

KEY WORDS: CHILLER SYSTEMS, AIR CONDITIONING, COMPRESSOR TYPES, ENERGY EFFICIENCY, LOW-DELTA T SYNDROME.

DESCRIPTION:

The degradation of the environment is one of the biggest problems that humanity has been trying to fight for more than three decades. Due to this problem, new technologies for obtaining clean energy have been developed. However, the vast majority of energy still depends on the exploitation of fossil fuels, this makes it necessary to create and implement energy-efficient equipment and systems.

This work focused on the energy study of the equipment used in the air conditioning sector (specifically screw, centrifugal and reciprocating compressors) as it represents a significant portion of the energy used in industries, shops and residences. The main objective of the study was to make a comparative analysis of the compressors and thus be able to answer the question: How do they influence the performance of the chiller systems? This will provide a tool to compare the performance of compressors at the time of planning a project.

To achieve this, each of the components of the cooling system were thermally modeled, and then coupled and parameterized to obtain the trends that follow the most important variables, which in this work are CAP, W, COP and IPLV. As a result, operation curves are obtained for each one of the compressors, where it can be seen that the best performance is obtained by the centrifugal compressor with the lowest IPLV value (0.452), which catalogues it as the compressor with the highest efficiency and the best capacity to adapt to partial loads. To complement the research, additional work could be done that includes the economic aspect to support the choice of equipment based on the balance between investment costs and operating costs.

* Degree work.

** Faculty of physical-mechanical engineering. School of mechanical engineering Director: Omar Armando Gélvez Arocha, mechanical engineer.

INTRODUCCIÓN

La refrigeración fue utilizada por el ser humano desde la antigüedad como una manera de preservar los alimentos durante más tiempo. Esto conllevó al crecimiento de un sector que se dedicó a la investigación y desarrollo de tecnologías para la disminución de la temperatura mediante métodos artificiales. Estos esfuerzos e innovaciones tecnológicas tenían como único fin la conservación de alimentos y fue hasta 1902 que se comenzaron a emplear los principios termodinámicos para acondicionar el aire en busca de controlar la temperatura y humedad, proporcionando óptimas condiciones para el desarrollo de distintas industrias tales como: la industria textil, la imprenta, las farmacéuticas, las tabacaleras, entre otras.

El éxito obtenido durante dos décadas en estas industrias influyó a que otros sectores económicos decidieran implementar estos sistemas con el fin de lograr mejoras en sus servicios. La implementación de los sistemas de acondicionamiento de aire en grandes tiendas departamentales, cines, hospitales, hoteles, entre otras, lograron llamar la atención de miles de personas que preferían evitar las multitudes en espacios cerrados en épocas de verano como consecuencia de las altas temperaturas. Fue desde entonces que el objetivo de la climatización pasó de ocuparse únicamente de los productos a centrarse en el confort de las personas.

La refrigeración y el aire acondicionado ha tomado gran protagonismo debido a que cada vez son más los procesos industriales que requieren condiciones ambientales específicas o simplemente para mantener el confort dentro de las instalaciones. Mantener acondicionado el ambiente ha pasado de ser un lujo para convertirse en una necesidad, un artículo publicado por *acrlatinoamerica*⁴ explica como el confort juega un papel importante en la mejora de la productividad de una empresa.

⁴ REVISTA ACRLATINOAMERICA, 2019. Análisis sobre la influencia del confort térmico en la productividad laboral [en línea]. [consultado el: 10/10/2019]. Disponible en: <https://www.acrlatinoamerica.com/201908128861/noticias/empresas/analisis-sobre-la-influencia-del-confort-termico-en-la-productividad-laboral.html>

El aire acondicionado al estar presente en la mayoría de las edificaciones representa un alto porcentaje del consumo de la energía y por lo tanto del deterioro del medio ambiente. Según un informe reciente de la agencia internacional de la energía (*IEA*)⁵ el 20% de la energía total empleada en los edificios de todo el mundo es destinada al aire acondicionado y se espera que en tres décadas la cantidad de equipos de acondicionamiento de aire se triplique llegando a los 5.600 millones de unidades a nivel mundial.

Esta razón le da al aire acondicionado un enorme potencial para mejorar la eficiencia de su uso, haciendo que las compañías dedicadas a la refrigeración inviertan su tiempo en el desarrollo de diversas tecnologías y estrategias que permitan obtener el efecto refrigerante requerido utilizando la menor cantidad de energía posible.

En esta monografía se busca responder el siguiente planteamiento: ¿De qué forma la selección del tipo de compresor influye en el desempeño de una planta de agua helada? La pregunta de investigación planteada busca relacionar el rendimiento de tres diferentes tipos de compresores con la operación a carga parcial de un sistema de agua helada propuesto.

La relación entre estas dos variables permitirá obtener curvas de desempeño de los compresores que permitan posteriormente la creación de estrategias de control que garanticen una adecuada gestión de la energía. De esta manera se podrá contar con una herramienta que describa el procedimiento necesario para modelar teóricamente los sistemas de agua helada. Se pretende establecer criterios para seleccionar el tipo de compresor ideal que minimice el costo de la operación del sistema analizado

⁵ Agencia internacional de la energía, *IEA* 2018. The future of cooling [online]. [consultado el: 10/10/2019]. Disponible en: <https://www.iea.org/reports/the-future-of-cooling>

1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La sociedad ha tomado conciencia acerca de las grandes cantidades de energía que se utilizan en las ciudades y el efecto negativo que esta produce al medio ambiente debido a la generación eléctrica a partir de los hidrocarburos, esto significa que cada vez que se utiliza cualquier equipo eléctrico se contribuye a la producción de dióxido de carbono (CO₂). La ciencia ha desarrollado nuevas tecnologías para la obtención de energía, con el fin de mitigar los daños producidos en el ambiente.

Sin embargo, todos estos esfuerzos no resultan suficientes, ya que de alguna u otra manera se generan efectos negativos para el planeta, entonces surge la siguiente pregunta, ¿Cómo contribuir a la conservación del ambiente?, para esto existen dos alternativas, ahorrar energía o utilizarla en los equipos del modo más eficiente posible. La primera opción implica la limitación del uso de los equipos, lo cual generaría disgusto a los usuarios por verse obligados a utilizar este recurso por unas pocas horas al día, la segunda opción conlleva al desarrollo de equipos energéticamente eficientes.

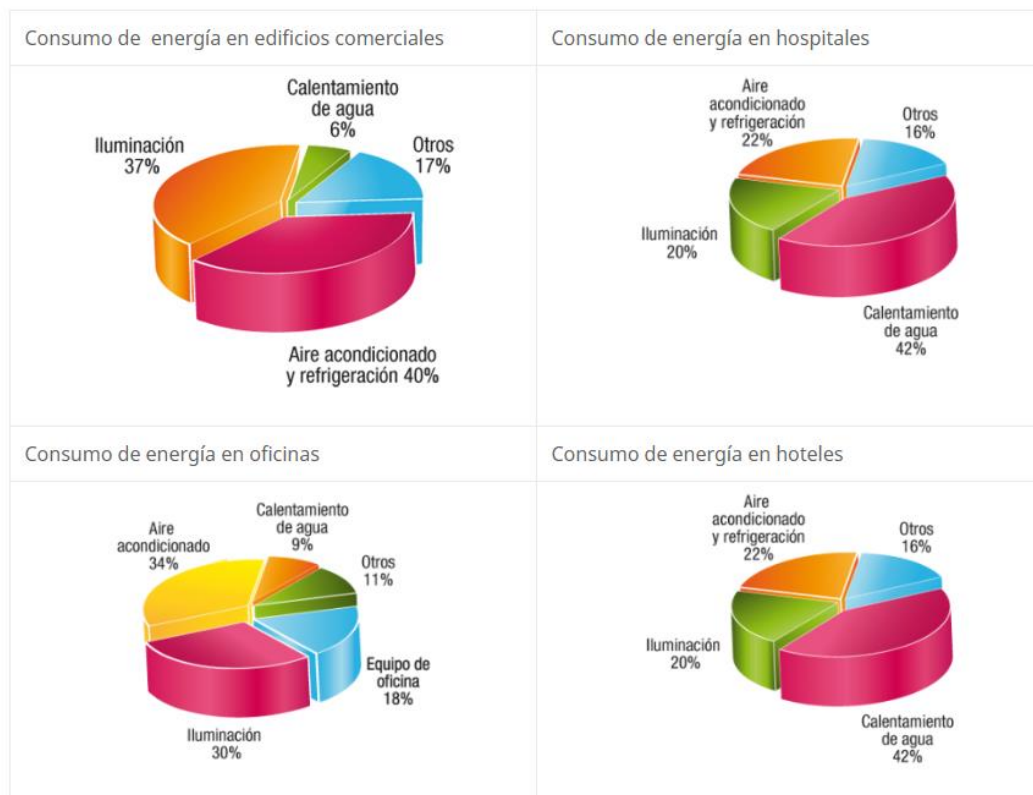
Ejecutar la segunda alternativa en sectores que presenten un gran potencial de mejora en el uso eficiente de la energía reduciría notablemente los daños generados en el ambiente. Tal es el caso del sector de las edificaciones, según un informe elaborado por la *IEA* y la *ONU*⁶ este sector consume el 36% de la energía global y produce el 39% de las emisiones de CO₂ en el mundo, además es catalogado como el sector que presenta un 70% más de potencial de mejora respecto a otros.

⁶ Agencia internacional de la energía, *IEA* y la *ONU* medio ambiente publicados por la Alianza global para los edificios y la construcción 2018. El sector de los edificios y las construcciones tienen un rol clave en la reducción de las emisiones [en línea]. [consultado el: 10/10/2019]. Disponible en: <https://www.unenvironment.org/es/noticias-y-reportajes/comunicado-de-prensa/el-sector-de-la-construccion-y-los-edificios-tiene-un>

El aire acondicionado y la refrigeración es una de las aplicaciones de mayor consumo energético en los edificios de carácter comercial, de servicio y residencial y pueden llegar a representar hasta el 40% de la energía consumida en algunos sectores económicos. Según el *IEA*⁷ cerca del 10% de la energía total que se produce en el planeta es destinada a los sistemas de acondicionamiento de aire, sin tenerse en cuenta su utilización en las industrias.

En la *figura 1*, se aprecia el porcentaje de energía que consumen este tipo de sistemas en diferentes sectores.

Figura 1. Porcentaje de energía consumida por el aire acondicionado en diferentes sectores



Fuente: MUNDOHVACR, 2011 La automatización para generar eficiencia energética y confort [en línea]. [consultado el: 07/09/2019]. Disponible en: <https://www.mundohvacr.com.mx/2011/06/la-automatizacion-para-generar-eficiencia-energetica-y-confort/>

⁷ Agencia internacional de la energía, *IEA* 2018. The future of cooling [online]. [consultado el: 10/10/2019]. Disponible en: <https://www.iea.org/reports/the-future-of-cooling>

Estos elevados porcentajes de consumo energético pueden ser producto de diferentes situaciones. Una de ellas es el sobredimensionamiento de los sistemas debido a que el diseño de estos equipos se realiza teniendo en cuenta las condiciones extremas en las que este se verá expuesto, no obstante, durante la mayor parte del tiempo el sistema no se verá obligado a operar a su máxima capacidad de refrigeración, esta condición se denomina operación a carga parcial.

La operación a carga parcial juega un papel fundamental en el desempeño de los sistemas de acondicionamiento de aire y es de suma importancia la correcta elección del tipo de compresor porque los sistemas presentarán mayor o menor facilidad para adaptarse a los cambios de carga dependiendo de las características de diseño de los compresores que empleen. Esto también brindará la posibilidad de gestionar la operación de los compresores de acuerdo con las necesidades de carga que se presenten en cada instante de tiempo.

Para reducir el impacto que generan los sistemas de aire acondicionado es necesaria la combinación de equipos de alto rendimiento y adecuadas estrategias de control que garanticen la mejor operación del sistema. Por esto resulta relevante visualizar la relación existente entre el desempeño de los compresores y el porcentaje de carga en el que operan y se busca responder de manera teórica a la pregunta de investigación ¿De qué forma la selección del tipo de compresor influye en el desempeño de una planta de agua helada?

1.2 OBJETIVO GENERAL

Realizar el modelamiento de una planta de agua helada especificada para observar cómo varía su desempeño, utilizando diferentes tipos de compresores, cuando su funcionamiento es en carga parcial.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

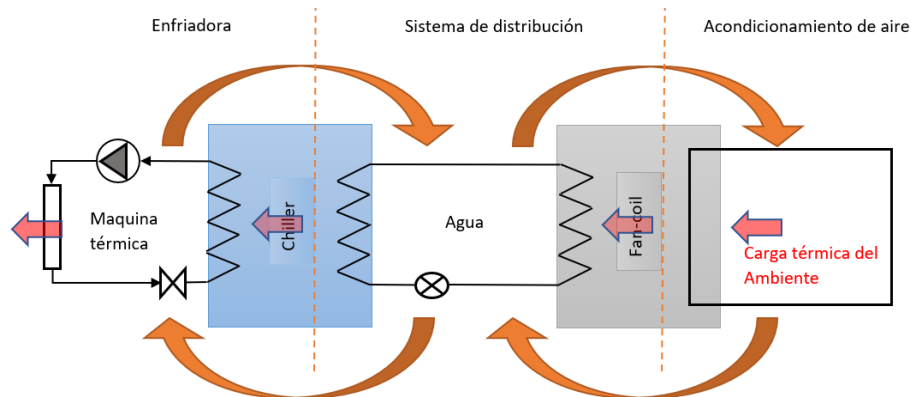
- Obtener el modelamiento del flujo desplazado por el compresor recíprocante, de tornillo y centrífugo dependiendo de las condiciones de entrada del refrigerante, la relación de compresión y los parámetros físicos de cada compresor.
- Acoplar el modelamiento de cada compresor al modelo del sistema y realizar la simulación para visualizar el comportamiento cuando se opera a carga parcial.
- Obtener curvas de desempeño (COP vs %carga) que permitan comparar el comportamiento de los sistemas chiller utilizando los compresores recíprocantes, de tornillo y centrífugo cuando su funcionamiento es a carga parcial, basado en el control de la temperatura de ajuste del agua y la utilización de la menor cantidad de enfriadores.
- Obtener la curva de consumo (Kw vs %carga) del sistema de distribución de agua basados en la utilización de un sistema de bombeo con flujo variable de acuerdo con la carga parcial y válvulas de regulación independientes de la presión en cada fan-coil (la especificación del sistema está dada en la descripción del sistema de la *página 39*).
- Comparar los resultados del modelo con los datos suministrados por un fabricante de un sistema refrigeración dado.
- Exponer las limitaciones que se presentan de la operación en carga parcial y plasmar las soluciones para obtener la sustentabilidad de las plantas de agua helada.

1.4 JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

La carga parcial es un hecho que afecta a todos los subsistemas de la planta de agua helada, esta es producto de las condiciones cambiantes que se producen tanto en el chiller como en el espacio a acondicionar. Conocer el efecto que producen las variaciones de la carga parcial en cada uno de los equipos y el efecto integrado que esta produce en todo el sistema es de gran importancia para analizar el impacto energético que se generará en el desarrollo de cada proyecto.

Para comprender como afecta la carga parcial al sistema de acondicionamiento de aire es necesario conocer cuál es la interacción que existe entre sus subsistemas. Los sistemas de agua helada están constituidos por tres subsistemas fundamentales, el primero es el subsistema de enfriamiento de agua, en donde una máquina térmica realiza su función mediante el empleo del evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión; el segundo es el subsistema de distribución de agua helada, que consta de bombas, válvulas y tuberías; y por último el subsistema de acondicionamiento de aire en cada zona, esto se logra mediante el intercambio de calor entre el agua y el aire en las unidades fan-coils

Figura 2. Subsistemas de una planta de agua helada.



Fuente: Elaboración propia.

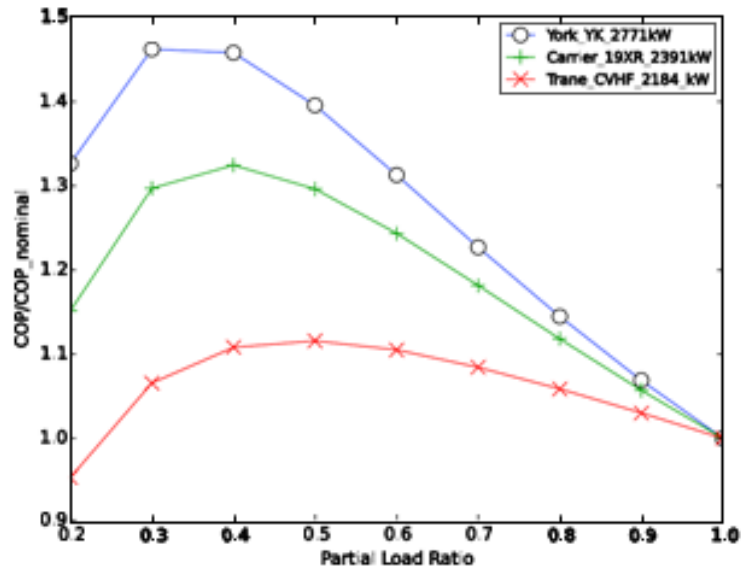
Como se ilustra en la figura 2 el funcionamiento acoplado de los tres subsistemas determina que cualquier variación en las condiciones de carga del local afectará en el desempeño de los demás. El subsistema al que mayor interés se le dará en este proyecto será el subsistema de enfriamiento de agua debido a que en él se encuentra el compresor, este elemento es el mayor consumidor de energía de todo el sistema.

El presente trabajo de grado pretende hacer un análisis y una interpretación de la relación existente entre el desempeño de los compresores y el funcionamiento en carga parcial con las siguientes finalidades:

- Representar los perfiles de rendimiento de los compresores: Los compresores no presentan un comportamiento parejo en todo su funcionamiento y el mejor desempeño no siempre se encuentra en el mayor porcentaje de carga. En la figura 3 se aprecia que en bajas relaciones de carga parcial es posible encontrar los mejores desempeños.
- Ofrecer recomendaciones que permitan la optimización de las plantas de agua helada.
- Sentar bases conceptuales para un posterior desarrollo de estrategias de control que garanticen una adecuada gestión de la energía.

Todo esto para conseguir sistemas de aire acondicionado que operen con una mayor eficiencia energética permitiendo reducir su contribución al deterioro del medio ambiente.

Figura 3. Comportamiento habitual del COP vs PLR.



Fuente: Huang, S; Zuo, W y Solin, M, 2016. Amelioration of the cooling load based chiller sequencing control [online]. [consultado el: 05/10/2020]. Disponible en: https://www.colorado.edu/lab/sbs/sites/default/files/attached-files/2016_shuang_coolingload_csc.pdf

Para justificar el presente trabajo se destacan los siguientes aportes:

- A la ingeniería: Al terminar este trabajo se podrá analizar, visualizar y comprender de qué manera se ve afectado el desempeño de los sistemas de aire acondicionado cuando no se trabaja en plena carga. Este proyecto busca encontrar la zona de carga en la cual los sistemas chiller operan con mayor efectividad dependiendo del tipo de compresor usado, todo esto con la intención de facilitar la implementación de secuencias de control en las enfriadoras que optimice el desempeño del sistema.

Establecer una secuencia para el funcionamiento de las enfriadoras significa enfocar el control del sistema en la búsqueda de la combinación más eficiente de los equipos para satisfacer las necesidades de carga en cualquier instante de tiempo y mantener el control de la temperatura de ajuste del agua. Esta secuencia de control debe encargarse de gestionar correctamente la asignación de carga e identificar el número de enfriadoras necesarias para un funcionamiento óptimo que garantice la operación de los equipos en altos rangos de eficiencia de modo que se satisfaga la demanda de enfriamiento y al mismo tiempo se reduzca el consumo de energía.

- Al medioambiente, a la economía y a lo social: El análisis de las afectaciones en los sistemas de acondicionamiento de aire generadas por la operación en carga parcial busca dar a conocer los problemas y limitaciones que llegan a afectar a estos sistemas y las posibles soluciones existentes para lograr que el desempeño de los chillers no se vea afectado. De esta manera el trabajo podrá utilizarse como referencia para consultar e informar sobre los procedimientos que se llevan a cabo con el fin de optimizar los sistemas de acondicionamiento de aire y para desarrollar criterios que permitan ahorrar costos en la operación. Estos criterios al ser tomados en cuenta en el momento de la planeación de un proyecto permitirán garantizar la sustentabilidad de los sistemas chiller, beneficiando a las personas con controles precisos de temperatura y al ambiente y propietarios con un menor consumo energético.

2 MARCO TEÓRICO

2.1 REFRIGERACIÓN

Existen diferentes definiciones dadas por algunos autores para definir la refrigeración, algunas de ellas son:

- Witman⁸ define la refrigeración como el proceso por el cual se elimina el calor desde un lugar no deseado para trasladarlo a otro donde resulta indiferente.
- Armas y Lapuerta⁹ definen la producción de frío como la generación de temperaturas inferiores a la ambiental por medios no naturales.
- Aguilar¹⁰ expresa que la refrigeración es el efecto obtenido por el proceso de extracción de calor desde una fuente de alta temperatura hacia una fuente con menor temperatura, utilizando una sustancia o medio de enfriamiento.

En este trabajo se define a la refrigeración como un sistema de elementos que es capaz de sustraer y transportar el calor (no deseado) de un lugar de baja temperatura hacia otro de alta temperatura utilizando, en este caso, energía mecánica independientemente de la operación. El sistema de elementos que es necesario para cumplir este objetivo se compone principalmente de:

- Evaporador (1)
- Compresor (2)
- Condensador (3)
- Válvula de expansión (4)

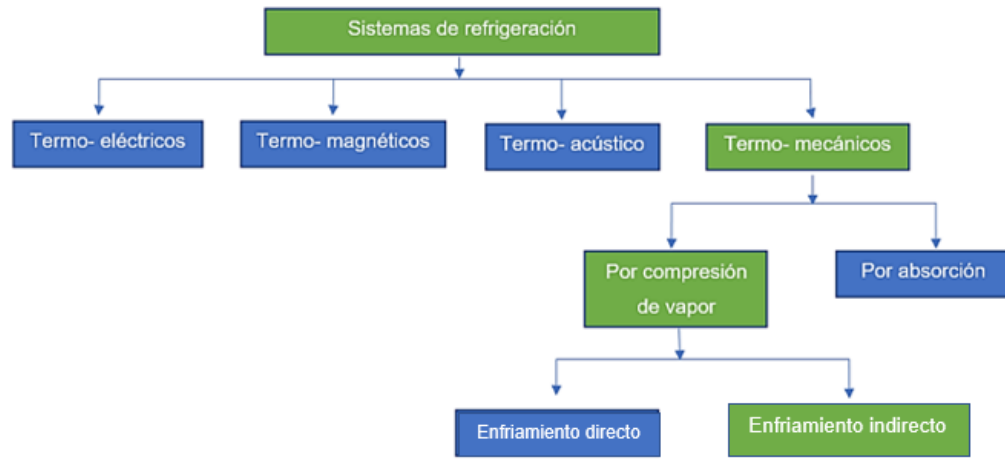
⁸ WHITMAN, William y JOHNSON, William. El sistema de refrigeración y los evaporadores. En: Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado. 1 ed. Tomo 2. Editorial Parainfo, 2000, pag 3. ISBN 84-283-2658-4.

⁹ ARMAS, Octavio y LAPUERTA, Magin. Producción de frío: histórica y clasificación de métodos. En: Frío industrial y aire acondicionado, Cuenca: editorial de la universidad de Castilla- la mancha, 2012, pag 17. ISBN 978-84-8427-967-9.

¹⁰ AGUILAR, Cherry. Evaluación energética de sistemas frigoríficos chillers [en línea]. Universidad nacional de ingeniería, 2008. [Consultado el 29/9/2018]. Disponible en: <http://ribuni.uni.edu.ni/474/1/26212.pdf>

Existen diferentes métodos o sistemas que se emplean para la refrigeración, la clasificación de estos sistemas se observa en la figura 4. Sin embargo, muchas de estas tecnologías presentan muy baja eficiencia como para que su utilización se emplee en la industria

Figura 4. Clasificación general de los sistemas de refrigeración.



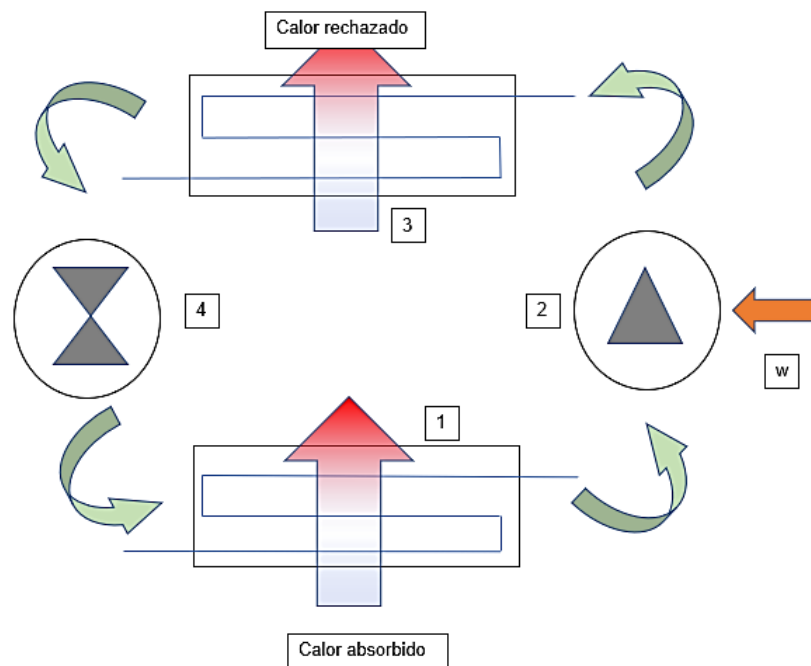
Fuente: Elaboración propia.

En este proyecto nos centraremos en los sistemas de refrigeración por compresión de vapor y específicamente los sistemas de enfriamiento indirecto con equipos de inducción, es decir, sistemas agua-aire. El funcionamiento de estos sistemas es basado en el ciclo de refrigeración de Carnot. Este ciclo permitiría teóricamente obtener el mayor rendimiento, sin embargo, debido a consideraciones prácticas es necesario realizar algunas modificaciones. El ciclo de Carnot cuenta con dos procesos isotérmicos, en los cuales se adiciona y se cede calor, y dos procesos adiabáticos (que por ser reversibles se consideran isentrópicos) en donde se comprime y se expande el refrigerante, todos estos procesos se llevan a cabo dentro del domo, es decir en la interfaz líquido-vapor, pero esto presenta un inconveniente técnico en el compresor y en la válvula de expansión. Por esta razón al ciclo de Carnot se le realizan modificaciones para garantizar que en la compresión solo haya presencia de gases y en la expansión solo se encuentre líquido refrigerante; estas

modificaciones implican que el desempeño del sistema se vea afectado, en el caso del compresor es necesario el empleo de cierta cantidad extra de trabajo para lograr el sobrecalentamiento necesario. Otro cambio necesario, es la utilización de una válvula isoentálpica en vez de una turbina isentrópica¹¹.

En el siguiente diagrama se visualiza el ciclo de funcionamiento básico para la refrigeración:

Figura 5. Ciclo de funcionamiento básico para la refrigeración.



Fuente: Elaboración propia.

A continuación, se explica con más detalle el tipo de sistema de refrigeración que se utiliza en este proyecto.

¹¹ STOECKER, Wilbert. Ciclo de compresión de vapor. En: Refrigeración y aire acondicionado 2 ed, Estados Unidos: editorial McGraw-Hill, 1983, pag 38,42,43,44. ISBN 978-00-7066-591-0.

2.2 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.

Su ciclo fue mostrado anteriormente en *figura 5 de la página 23* y su funcionamiento consta básicamente de la extracción del calor por medio del evaporador (es aquí donde se produce el efecto de refrigeración), este calor es absorbido por el refrigerante llevándolo así a un estado de vapor (con presión y temperatura baja). Este refrigerante es entregado al compresor para que eleve la presión y temperatura del gas hasta las condiciones impuestas por el condensador, aquí el calor es rechazado al ambiente y el refrigerante vuelve a su estado líquido para pasar finalmente por la válvula de expansión, donde al ser estrangulado se reduce su presión y su temperatura para volver a comenzar el ciclo. Estos sistemas se pueden clasificar según su manera de producir frío, es decir, si el enfriamiento del aire del local se produce directa o indirectamente con el refrigerante. Sin embargo, sólo explicaremos a mayor detalle los sistemas de enfriamiento indirecto ya que son el interés de este trabajo.

2.3 ENFRIAMIENTO INDIRECTO.

Quadri¹² denomina a los sistemas de enfriamiento indirecto como “sistemas de agua helada” porque una enfriadora de líquidos enfría un refrigerante secundario como el agua, el cual es distribuido en forma adecuada a unidades terminales ubicadas en los locales, denominadas fan-coil (ventilador- serpentín), inductores o a unidades de tratamiento de aire denominadas *manejadoras de aire o fan-coil centrales (UTA)* que son las encargadas de enfriar el aire que se circula en los locales. Estos sistemas pueden ser:

- Sistemas fan-coil central (UTA)- todo aire.
- Sistemas fan-coil individual- todo agua.
- Equipos de inducción- Agua-Aire.
- Techos fríos- Agua-Aire.

¹² QUADRI, Nestor. Principios básicos. En: sistemas de aire acondicionado, Buenos Aires: librería y editorial ALSINA, 2001, pag 30,31,32. ISBN 950-553-088-9.

A todos estos tipos de sistemas también se le denominar “*sistemas centralizados*” porque constan de unidad central en donde se genera el frío que después se reparte mediante ductos a los locales a acondicionar. La descripción con más detalle el sistema de enfriamiento indirecto con equipos de inducción se da a continuación.

2.4 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR AGUA HELADA (CHILLER).

Los sistemas de refrigeración de agua helada son aquellos en los que se combina el uso de un generador de agua helada (comúnmente denominado en el ámbito de la refrigeración como chiller) con unidades manejadoras de aire (UMA) encargadas de realizar la transferencia de calor entre agua y aire. En estos sistemas el chiller contiene el ciclo de refrigeración completo, este se encarga de brindar el enfriamiento a una sustancia, comúnmente agua aunque en ocasiones se combina con glicol, para posteriormente hacerla recorrer por un circuito aparte; luego esta es bombeada por un sistema de tuberías aisladas térmicamente hacia las unidades UMA, donde pasa por un serpentín y enfría el aire que es inyectado al ambiente a acondicionar, finalmente, el agua regresa al chiller para ser enfriada de nuevo. Estos equipos pueden trabajar con una gran variedad de refrigerantes comerciales por lo que la aplicación, rango de eficiencia y las temperaturas de trabajo juegan un papel determinante para la selección del equipo¹³.

Los sistemas chiller presentan ventajas sobre otros debido a que a la distribución con agua en lugar de aire para transportar el fluido termodinámico desde la planta de enfriamiento a las zonas a acondicionar produce una enorme disminución de espacios ocupados. Además, estos sistemas suelen ser muy versátiles, para su funcionamiento se pueden acolar varios equipos en serie o en paralelo.

¹³ CAMBRONERO Randal, LOSILLA Juan y MAROTO Mario. Optimización del sistema de enfriamiento de producción de agua helada del proceso del fraccionamiento de aceite de palma de Compañía Numar [en línea]. Universidad de Costa rica, 2015. [Consultado el 1/10/2019]. Disponible en: <http://repositorio.sibdi.ucr.ac.cr:8080/xmlui/handle/123456789/2973>.

En la disposición en serie un chiller trabaja a mayor potencia que el otro, ya que tiene temperaturas de aspiración menores, para corregir esto y hacer que ambos trabajen a la misma carga es necesario regular el margen de estrangulamiento, estos sistemas presentan la complicación que la caída de presión es acumulativa y si se instalan más de 2 chillers en serie, la caída de presión puede ser excesiva. Por otro lado, la configuración en paralelo es muy útil cuando se requiere tener un respaldo por aumento de cargas, así se tendrán funcionando ambos chillers a plena carga y cuando no se necesite, un solo chiller será el encargado de acondicionar el local¹⁴.

Estos sistemas también se pueden encontrar con una configuración de flujo constante o con flujo variable. En la configuración de flujo constante, se utilizan válvulas para 3 vías para controlar el flujo que va a los fan-coil, sin embargo, la bomba siempre consume la misma potencia, sin importar las condiciones de carga presentes en el sistema, además el agua que regrese fría al chiller genera desperdicios energéticos debido al síndrome de bajo delta T afectando el desempeño del sistema. Con el desarrollo de los variadores de frecuencia, la tecnología de flujo variable comenzó a utilizarse en los sistemas chiller, permitiendo que solo se mueva a través del sistema el agua requerida para retirar la carga impuesta, esto genera un ahorro significativo de energía, en esta configuración se emplean válvulas de 2 vías. Como medida de seguridad se debe ubicar un bypass que garantice en todo momento que al evaporador de las enfriadoras les llega el caudal mínimo requerido y así evitar el congelamiento del serpentín¹⁵.

Por último, el elemento condensador del chiller es donde el refrigerante disipa el calor que le retiró al agua helada. Esta disipación puede ocurrir mediante dos

¹⁴ ARCE, Julio. Estudio sobre alternativas de diseño en un sistema de enfriamiento de agua para abastecer edificio de Teradyne Costa Rica [en línea]. Tecnológico de costa rica, 2015. [consultado el 1/10/2019]. Disponible en: <https://repositoriotec.tec.ac.cr/handle/2238/6215?locale-attribute=en>

¹⁵ ARCE, Julio. Estudio sobre alternativas de diseño en un sistema de enfriamiento de agua para abastecer edificio de Teradyne Costa Rica [en línea]. Tecnológico de costa rica, 2015. [consultado el 1/10/2019]. Disponible en: <https://repositoriotec.tec.ac.cr/handle/2238/6215?locale-attribute=en>

procesos que distinguen dos tipos de chiller, los enfriado por agua y aquellos enfriados por aire. El detalle más a fondo esta clasificación de los sistemas chiller se da a continuación.

2.4.1 Enfriados por aire. En el chiller enfriado por aire el condensador es enfriado por la corriente de aire que ingresa por su periferia para luego expulsar este calor en un tiro vertical por los ventiladores del chiller, es decir simplemente se intercambia calor con el ambiente exterior a través de ventilación forzada. Debido a esto, este tipo de chiller deben ser instalados en lugares abiertos, tales como azoteas o techos con el fin de que haya un óptimo intercambio de calor, sin embargo, es aconsejable que su ubicación se encuentre a cierta distancia de oficinas o locales, ya que en su funcionamiento se presenta una mayor emisión de ruidos. La adquisición de estos equipos suele necesitar de menor inversión comparados con los enfriados por agua (debido al menor número de elementos) y a su vez, menores costos de mantenimiento¹⁶.

2.4.2 Enfriados por agua. Los chillers enfriados por agua tiene un circuito de agua extra de enfriamiento que es el que retira el calor al refrigerante. Este circuito es abierto y se conecta con una torre de enfriamiento donde el calor es finalmente disipado al ambiente. Estos chillers son más eficientes que los otros, pero requieren de una toma de agua para reponer lo que se pierde por evaporación en la torre de enfriamiento. Este tipo de chiller poseen mayores capacidades de enfriamiento, comparados con los enfriados por aire, debido a que presentan una mayor tasa de transferencia de calor y por lo tanto es empleado en grandes edificaciones. Se alojan en un sitio especial denominado cuarto de máquinas y es un sitio especialmente reservado para alojar el sistema chiller y su torre de enfriamiento¹⁷.

¹⁶ AGUILAR, Cherry. Evaluación energética de sistemas frigoríficos chillers [en línea]. Universidad nacional de ingeniería, 2008. [Consultado el 29/9/2018]. Disponible en: <http://ribuni.uni.edu.ni/474/1/26212.pdf>

¹⁷ Ibid.

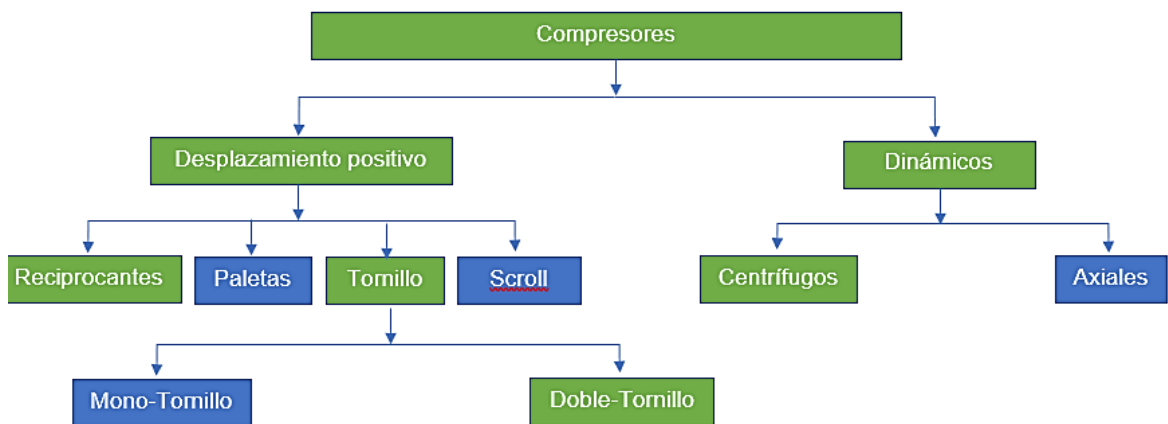
2.5 TIPOS DE COMPRESORES.

El compresor es el encargado de hacer circular el refrigerante a través de todo el sistema y de aumentar la presión de vapor desde el nivel de aspiración (presión y temperatura baja) hasta el nivel de descarga (temperatura y presión alta), logrando así, un diferencial de presión entre el condensador y el evaporador. Es por lo que Whitman¹⁸ lo define como el corazón del sistema de refrigeración y es uno de los cuatro componentes esenciales del sistema básico de refrigeración por compresión de vapor.

Su funcionamiento, aunque depende del tipo de compresor, consiste básicamente de la aspiración del refrigerante frío, suministrado por parte del evaporador, suministrarle energía a este fluido para elevarle su presión y temperatura hasta el nivel adecuado en el condensador y poder expulsar el calor del sistema.

A continuación, se muestra una clasificación general de los compresores y se describen los compresores que son el objeto de estudiado en este trabajo.

Figura 6. Clasificación general de los compresores



Fuente: Elaboración propia.

¹⁸ WHITMAN, William y JOHNSON, William. El sistema de refrigeración y los evaporadores. En: Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado. 1 ed. Tomo 2. Editorial Parainfo, 2000, pag 37, 38, 39. ISBN 84-283-2658-4.

2.5.1 Compresor reciprocante. Quadri¹⁹ contempla que estos tipos de compresores son similares en muchos aspectos a un motor de automóvil. Cuando el pistón se mueve hacia abajo, la presión de succión obliga al vapor refrigerante a penetrar dentro del cilindro a través de una válvula de succión, pero tan pronto el pistón se mueve hacia arriba, la presión dentro del cilindro crece y obliga a cerrarse a la válvula de succión, disminuyendo su volumen. Cuando la presión del gas llega a ser mayor que la presión en el condensador, se abre la válvula de descarga y prácticamente todo el vapor es forzado fuera del pistón a medida que este se aproxima al final de la carrera.

Este tipo de compresores no funcionan bien con relaciones de compresión elevadas o con fluidos pocos densos, además, su rendimiento a cargas parciales no es bueno, esto es debido a que sus formas de regulación se basan en controladores on-off o en la descarga de uno o más cilindros, sin embargo, actualmente también se utilizan variadores de frecuencia controlados mediante técnicas PID o la utilización de un bypass entre la línea de descarga y aspiración.

2.5.2 Compresor de tornillo. Los compresores de tornillo pueden ser de un solo tornillo (mono- tornillo) o de doble tornillo y son los más usados para la gama de potencias media-altas. Los compresores de doble tornillo constan de dos rotores con lóbulos fileteados engranados el uno con el otro, en los canales, entre carcasa y tornillo se forman cámaras con volumen variables. Ruiz²⁰ describe el funcionamiento de estos equipos en tres etapas. En la aspiración el gas comienza en una de las extremidades del bloque del rotor. La compresión del gas se da como consecuencia del acercamiento progresivo de los lóbulos entre sí, produciéndose la reducción de volumen ocupado por el gas. Una vez alcanzado el valor de la presión establecida el gas encuentra la abertura de la descarga y sale del compresor.

¹⁹ QUADRI, Nestor. Equipos primarios. En: sistemas de aire acondicionado, Buenos Aires: librería y editorial ALSINA, 2001, pag 84, 85. ISBN 950-553-088-9.

²⁰ Idib.

El compresor dispone de un orificio de succión y de dos orificios de descarga, uno axial y otro radial. La regulación se hace reduciendo el volumen fileteado retardando el inicio de la fase de compresión mediante una válvula corredera, parte del vapor refrigerante introducido para su compresión es desviado y vuelve a la succión sin ser comprimido. La válvula regula la descarga a través del orificio radial, por lo que siempre queda una parte de gas de descarga por el orificio axial, con lo que la etapa mínima de capacidad se sitúa entorno del 10%.

2.5.3 Compresor centrífugo. Los turbocompresores o compresores dinámicos son compresores de flujo continuo y, por tanto, al contrario que en los volumétricos el flujo no llega a confinarse. Una descripción del funcionamiento de este tipo de compresores dada en la revista *Ogrados*²¹ es: “aumentan la presión del vapor del refrigerante por transferencia continua de la energía cinética, del elemento giratorio al vapor, seguido de la conversión de esta energía en forma de aumento de la presión”.

Stoecker describe que: “el gas entra por el centro del rodete impulsor giratorio y es empujado por fuerza centrífuga hacia la periferia del rodete. Así los álabes del rodete dan una alta velocidad al gas, y aumentan también la presión. Desde el rodete, el gas fluye bien dentro de un difusor de álabes o de una voluta donde parte de la energía cinética se convierte en presión”²².

Stoecker²³ expresa que estos equipos se utilizan generalmente en máquinas enfriadoras de agua y son adecuados para sistemas de gran capacidad, el compresor centrífugo generalmente puede funcionar con un solo rodete si la relación de presiones no es muy alta y presentan un rendimiento de alrededor del 70-80%

²¹ REVISTA OGRADOS, 2019. Selección de un compresor. Lo que debes saber [en línea]. [Consultado el: 10/11/2019]. Disponible en: <https://0grados.com.mx/seleccion-de-un-compresor-lo-que-debes-saber/>

²² STOECKER, Wilbert. *Compresores*. En: Refrigeración y aire acondicionado 2 ed, Estados unidos: editorial McGraw-Hill, 1983, pag 83. ISBN 978-00-7066-591-0.

²³ Ibid, pag 84, 85.

2.6 FACTORES QUE AFECTAN EL DESEMPEÑO DE UN COMPRESOR

Aunque en la práctica, existen muchos factores que afectan el desempeño del compresor, algunos de ellos no son tan influyentes, a continuación, se mencionan con una breve descripción para posteriormente entrar a describir más a fondo los factores que se sean más relevantes en el análisis de un compresor.

2.6.1 Factores que afectan el rendimiento volumétrico de un compresor.

2.6.1.1 Calentamiento en la entrada. El instituto de mecánica de los fluidos e ingeniería ambiental (IMFIA)²⁴ explica que cuando el gas refrigerante se dispone a entrar al compresor, las paredes de los conductos de unión se encuentran a una temperatura mayor, ocasionando que el volumen realmente desplazado sea menor al calculado teóricamente, debido a que la densidad del gas es menor a una mayor temperatura. Este efecto es más relevante en los compresores recíprocos, debido a que el cilindro se calienta más a altas relaciones de compresión, que un compresor de tornillo inundado de aceite. Para calcular este factor sería necesario conocer la temperatura al ingreso del compresor, pero según ensayos realizados, el valor oscila entre 0,97 y 0,99.

2.6.1.2 Pérdidas de carga en la entrada. El IMFIA²⁵ explica que se generan pérdidas de presión a través de los conductos de unión, estas pérdidas también son producidas por las válvulas, escotillas, entre otras. Esto ocasiona una disminución en la densidad del gas, generando así una disminución en volumen desplazado. Para calcular este factor sería necesario conocer la presión al ingreso del compresor, pero según ensayos realizados, el valor oscila entre 0,97 y 0,99.

²⁴ Instituto de mecánica de los fluidos e ingeniería ambiental. Compresores. En: Maquinas para fluidos 1 [en línea]. Universidad de la república, Montevideo 2010. [Consultado el 15/11/2019]. Disponible en: <https://www.fing.edu.uy/cursos/grado/m%C3%A1quinas-para-flu%C3%ADdos-1-1>.

²⁵ Ibid. Pag 14.

2.6.1.3 Fugas. Esto se puede presentar debido a varios fenómenos, como desgaste en las válvulas o escotillas de entrada y salida, desgaste en los sellos, entre otras. Este indicador depende generalmente de un factor de fugas que va desde 0,01 para compresores en buen estado, hasta 0,5 para compresores defectuosos. El valor de este término comúnmente se aproxima a 1.

2.6.1.4 Espacio nocivo. El espacio nocivo es una característica del compresor necesaria para el buen funcionamiento, es decir, a pesar de que genera una disminución en el flujo desplazado es necesario para evitar daños mecánicos debida la fricción excesiva o a presiones y temperaturas altas, generando grandes esfuerzos a los elementos del compresor. Este espació nocivo también permite la reexpansión del gas, generando una disminución en el rendimiento volumétrico. El espacio nocivo recibe el nombre de claro y toma valores entre 0,01 y 0,1 dependiendo del compresor.

Con lo anterior se deduce que el factor más significativo en la eficiencia volumétrica de un compresor es el generado por el espacio nocivo, en base a esto, solo se tendrá en cuenta este fenómeno a la hora de calcular dicho rendimiento.

2.6.2 Factores que afectan el rendimiento energético de un compresor.

2.6.2.1 Rendimiento mecánico. El rendimiento mecánico puede verse afectado principalmente por la fricción en los diferentes elementos del compresor: cilindros, rodetes, rotores, empaques, pernos, entre otras cosas, y dependen en gran medida de la calidad de fabricación. Según del IMFIA²⁶ Sus valores oscilan entre 0,92 y 0,96.

²⁶ Instituto de mecánica de los fluidos e ingeniería ambiental. Compresores. En: Maquinas para fluidos 1 [en línea]. Universidad de la república, Montevideo 2010. [Consultado el 15/11/2019]. Disponible en: <https://www.fing.edu.uy/curso/grado/m%C3%A1quinas-para-flu%C3%ADdos-1-1>.

2.6.2.2 Rendimiento eléctrico. Este rendimiento es producido por las pérdidas que se generan en el interior del motor que mueve al compresor, los valores de estos rendimientos oscilan entre 0,95 y 0,96.

2.6.2.3 Rendimiento isentrópico. Este factor es un indicador de la desviación que se genera entre un ciclo real de compresión y un ciclo ideal (isentrópico), en él se ven reflejadas las pérdidas que se ocasionan, tanto por el fluido como por el compresor y se ve afectada por todos los elementos que consuman potencia, algunos ejemplos son: la realización de una compresión politrópica debido a la presencia de irreversibilidades dentro del compresor producto de la fricción; el gas de trabajo en realidad no es un gas perfecto lo cual produce turbulencias e irreversibilidades debido al rozamiento interno; caídas de presión en las válvulas; la discrepancia entre la relación de volumen actual con el volumen intrínseco de cada compresor, etc.

Con lo anterior se deduce que el factor más significativo en la eficiencia energética de un compresor es el generado por el rendimiento isentrópico, en base a esto, solo se tendrá en cuenta este fenómeno a la hora de calcular dicho rendimiento.

2.6.2.4 Rendimiento Politrópico. En el caso del compresor centrifugo, la eficiencia volumétrica pasa a ser irrelevante debido a sus características de funcionamiento, en este tipo de máquinas, el funcionamiento se ve restringido a una zona estable, en donde sus límites están dados por las zonas de bombeo (surge) y la de choque (stonewall).

La zona de bombeo es aquella en la cual el compresor trabaja con altas relaciones de compresión y bajo flujo másico, esto ocasiona que trabaje de forma inestable, dando como resultado reflujos dentro del compresor. La zona de choque es donde el compresor trabaja a elevadas revoluciones y bajas relaciones de compresión, ocasionando que la velocidad del fluido sea cercana a la velocidad del sonido, esto

genera un bloqueo sónico (ondas de choque dentro de compresor), que imposibilita el aumento del flujo másico e incluso puede ocasionar daños graves en la máquina.

Por estas razones de funcionamiento, la eficiencia volumétrica no representaría eficientemente el desempeño del compresor. Para representarlo es necesario introducir el concepto de “eficiencia politrópica”. Campbell²⁷ expresa que en la eficiencia politrópica se consideran todas las eficiencias internas del compresor, es decir, esta eficiencia depende de la geometría interna, se expresa como una eficiencia total y además de esto, esta eficiencia no depende de criterios del proceso, tales como la relación de compresión y el gas de trabajo.

2.6.3 Parámetros para medir la eficiencia energética. Los sistemas de refrigeración son uno de los procesos que demandan una gran cantidad de energía para su funcionamiento. Cambroner, Losilla y Maroto expresan que: “Es por esta razón que se desea que la mayor cantidad de energía consumida para el desarrollo del ciclo de refrigeración pueda ser aprovechada para enfriar la carga requerida, es decir que el equipo tenga una mayor eficiencia”²⁸. Es necesario tener unos parámetros que nos permitan evaluar el desempeño de estos sistemas. Un buen desempeño significa un menor impacto al medio ambiente y un ahorro económico por la energía que se deja de desperdiciar. Para poder establecer cuán óptimos son los sistemas de refrigeración es necesario conocer cuál es su eficiencia energética. Básicamente la eficiencia energética se puede definir como la implementación de la menor cantidad de energía posible con el fin de satisfacer nuestras necesidades de confort o las necesidades de un proceso.

²⁷ CAMPBELL, John. Compressors. En: Gas Conditioning and Processing, Volume 2: The Equipment Modules, 7 ed, first Printing, Editor Campbell Petroleum Series, Norman, Oklahoma, 1992. ISBN 97-8999-292-580-5. Pag 205,

²⁸ CAMBRONERO, Randal, LOSILLA, Juan y MAROTO Mario. Optimización del sistema de enfriamiento de producción de agua helada del proceso del fraccionamiento de aceite de palma de Compañía Numar [en línea]. Universidad de Costa rica, 2015. [Consultado el 13/11/2019]. Disponible en: <http://repositorio.sibdi.ucr.ac.cr:8080/xmlui/handle/123456789/2973>. Pag 80.

Existen diferentes índices estipulados para medir la eficiencia energética de los sistemas de refrigeración, estos son:

- **COP** (coefficient of performance): El coeficiente de desempeño (*COP*) se define como el cociente entre la potencia de calefacción o refrigeración y la potencia eléctrica absorbida en unas condiciones específicas de temperatura con la unidad a plena carga, este índice es adimensional.
- **EER** (energy efficiency ratio): El factor de eficiencia energética (*EER*) se trata de la medición del equipo tomando en cuenta la potencia de refrigeración en Btu/h y la potencia eléctrica absorbida en W en unas condiciones específicas de temperatura con la unidad a plena carga. Cambroner, Losilla y Maroto expresan que: “Las mediciones que se realizan para la evaluación de este método se ejecutan para un punto de operación en particular, el cual es definido por AHRI (american heating refrigeration institute). Dependiendo de las capacidades del sistema (alta, mediana, baja) se define un rango de valores que se deben seguir para la temperatura de evaporación y condensación.”²⁹.
- **AEER** (annual energy efficiency ratio): Cambroner, Losilla y Maroto expresan que: “La presente medida de eficiencia se utiliza como una manera más exacta de medir el rendimiento del sistema que se analiza. Se calcula a partir de la cantidad de tiempo que el equipo utiliza una temperatura de condensación determinada, que es dividido entre el EER del equipo en el momento particular. Después del periodo de medición se realiza la suma de todos los coeficientes obtenidos”³⁰.

²⁹ CAMBRONERO, Randal, LOSILLA, Juan y MAROTO Mario. Optimización del sistema de enfriamiento de producción de agua helada del proceso del fraccionamiento de aceite de palma de Compañía Numar [en línea]. Universidad de Costa Rica, 2015. [Consultado el 13/11/2019]. Disponible en: <http://repositorio.sibdi.ucr.ac.cr:8080/xmlui/handle/123456789/2973>. Pag 80.

³⁰ CAMBRONERO, Randal, LOSILLA, Juan y MAROTO Mario. Optimización del sistema de enfriamiento de producción de agua helada del proceso del fraccionamiento de aceite de palma de Compañía Numar [en línea]. Universidad de Costa Rica, 2015. [Consultado el 13/11/2019]. Disponible en: <http://repositorio.sibdi.ucr.ac.cr:8080/xmlui/handle/123456789/2973>. Pag 81.

- **IPLV** (integrated partial load value): El valor integrado a carga parcial es un parámetro que indica la eficiencia para equipos de refrigeración que toma en cuenta el rendimiento cuando el sistema tiene diferentes capacidades (cargas parciales), este valor predice la eficiencia del sistema sobre una alta gama de condiciones de operación. Cambroner, Losilla y Maroto³¹ expresan que es importante tomar en cuenta este valor porque que los equipos de refrigeración no siempre trabajan a capacidad plena.

Se ha estimado que en un sistema de refrigeración las cargas parciales pueden variar de la siguiente manera:

- 1 % del tiempo operan a 100% de la capacidad total.
- 42% del tiempo operan a 75% de la capacidad total.
- 45% del tiempo operan a 50% de la capacidad total.
- 12% del tiempo operan a 25% de la capacidad total.

$$IPLV = 0,01 * A + 0,42 * B + 0,45 * C + 0,12 * D$$

$$A = COP \text{ al } 100\%$$

$$B = COP \text{ al } 75\%$$

$$C = COP \text{ al } 50\%$$

$$D = COP \text{ al } 25\%$$

³¹ Ibid. Pag 82.

3 DISEÑO METODOLÓGICO

Este proyecto tiene un énfasis de análisis investigativo, por lo cual fue necesario recurrir a diferentes fuentes (trabajos de grados, libros, catálogos, etc.) para recolectar información teórico-práctica que fueran útiles en el desarrollo del proyecto. Se plantearon los siguientes pasos para su ejecución:

- Se estableció un sistema típico de acondicionamiento de aire por agua helada constituido por los componentes del *Cuadro 1*. Se estableció un modelo para la planta enfriada o condensada por aire y otro para la planta enfriada o condensada por agua (capítulo 4).

Cuadro 1. Componentes del sistema

Componentes del sistema		
1 chiller de 60TR y 1 chiller de 40TR	Bombas y tuberías que representan el subsistema de distribución hidrónico.	Tres fan-coils de 35TR cada uno que representan el subsistema de acondicionamiento de aire.
Compresores recíprocos de 20TR		
Compresores de tornillo de 60 y 40TR		
Compresores centrífugos de 60 y 40TR		

Fuente: Elaboración propia.

- Se realizó el modelo térmico e hidráulico de los componentes presentes en cada uno de los subsistemas (enfriamiento, distribución y acondicionamiento) y se acoplaron para simular el funcionamiento de todo el sistema en estado estable con cada uno de los compresores estudiados (capítulos 5,6 y 7).
- Se propusieron distintos escenarios de operación y se identificaron las variables de interés en el sistema de refrigeración propuesto, parametrizándolas en función de las condiciones cambiantes que generan la carga parcial (las variables de interés son las más representativas, como el trabajo efectuado por el compresor, el caudal a través del chiller y el coeficiente de desempeño del sistema de refrigeración, capítulo 8).

- Se realizó la simulación del sistema acoplado para cada uno de los diferentes tipos de compresores, esto con el fin de obtener graficas que representan la variación del coeficiente de desempeño (COP) en función de la carga parcial para cada uno de los sistemas modelados. Posteriormente se compararon los resultados obtenidos con los presentados por fabricantes de chillers similares a los del modelamiento (capitulo 9).
- Se estableció un caso de estudio en donde se aprecia que sucede con el sistema en términos de flujo distribuido y la utilización de energía cuando el control de la planta de agua helada ingresa o saca de funcionamiento algunas de las enfriadoras, bien sea de manera eficiente o con una gestión de control errónea (capitulo 9).
- Se consultó en foros, libros, revistas y artículos acerca de los factores que influyen en el desempeño de los sistemas chiller y se expusieron las soluciones existentes y los últimos avances tecnológicos en busca de la mejora de la eficiencia energética (capitulo 10).

4 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

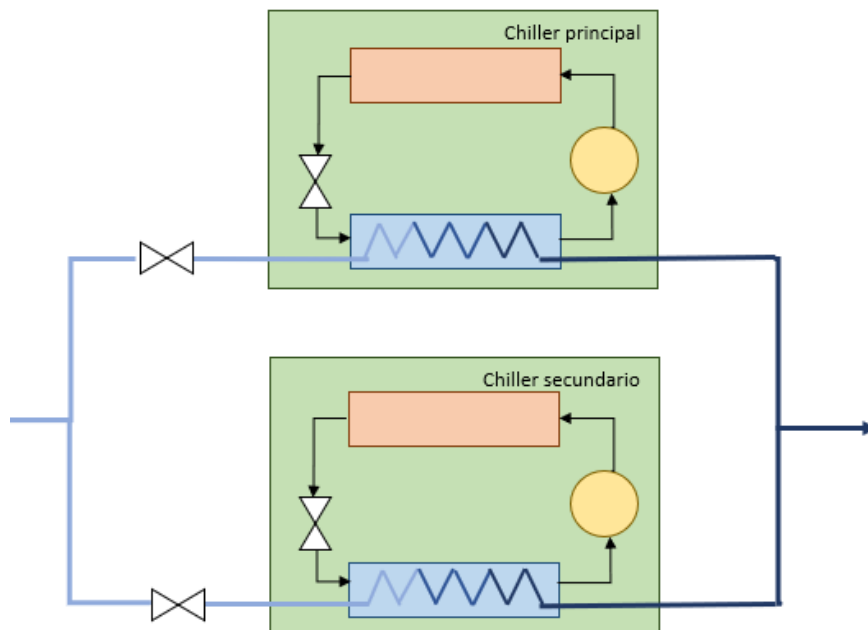
El sistema propuesto consta principalmente de tres subsistemas:

1. Subsistema de enfriamiento de agua.
2. Subsistema de distribución de agua helada.
3. Subsistema de acondicionamiento del aire de los recintos.

4.1 SUBSISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AGUA.

El subsistema de enfriamiento es el encargado de extraer el calor proveniente del agua para entregar la temperatura de salida establecida. En este subsistema se encuentran los componentes necesarios para realizar todo el ciclo termodinámico del refrigerante. En el siguiente diagrama se presenta un esquema simplificado del subsistema de enfriamiento.

Figura 7. Esquema del subsistema de enfriamiento.



Fuente: Elaboración propia.

El subsistema de enfriamiento que se propone se compone principalmente de dos máquinas enfriadoras de agua, cuyas capacidades nominales serán de 60 toneladas de refrigeración para el chiller principal y de 40 toneladas de refrigeración para el chiller secundario y en ellos están contenidos equipos como los compresores, evaporadores y condensadores.

Para cumplir con el objetivo principal se realiza el modelamiento de tres diferentes tipos de compresores con el fin de analizar sus comportamientos ante diferentes escenarios de simulación, se toman como referencia para el modelamiento las siguientes referencias:

Cuadro 2. Referencia de compresores seleccionados.

Tipo compresor	Referencia	Capacidad (TR)	Condensador enfriado
Tornillo	• HSK8551-80	62	Aire o agua
	• HSK7451-50	41	Aire o agua
Reciprocante	• 6HE-25Y	21	Aire
Centrifugo	• Sin referencia	60	Agua
	• Sin referencia	40	Agua

Fuente: Elaboración propia.

Los modelos de los compresores referenciados son de la compañía BITZER. En el Anexo A están disponibles los informes que contienen información acerca de los límites de funcionamiento, flujo masico y trabajo consumido a diferentes velocidades.

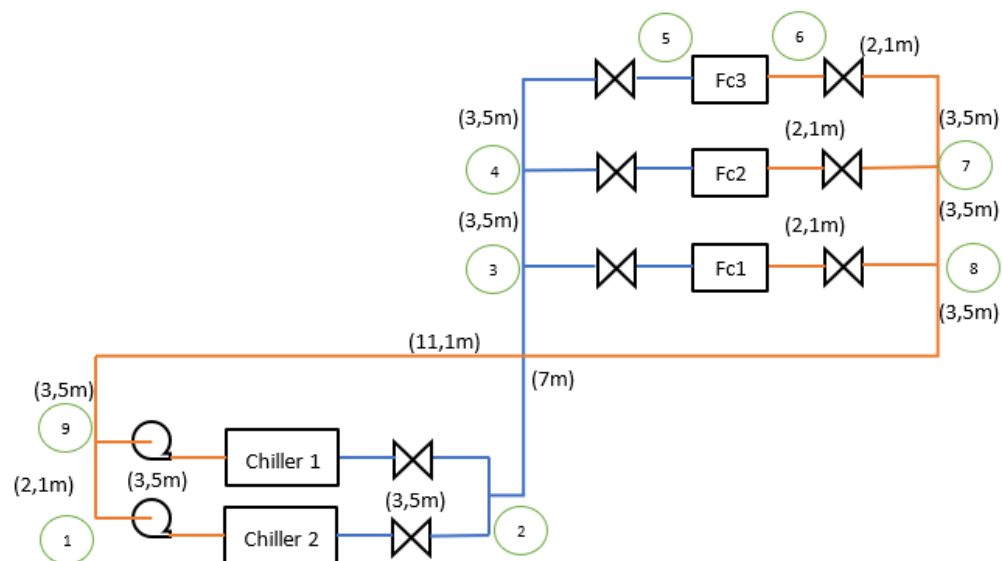
Para el modelamiento del evaporador y del condensador se toman como guía para parámetros de diseño los chillers de la serie AC-A-H-060 (040)-L-B-T-A de LG, que son maquinas enfriadoras de agua de diseño modular, con evaporador de casco-tubos, con condensadores enfriados por aire y que funcionan con compresores tipo

scroll, estos equipos fueron instalados en el nuevo edificio de la escuela de Ingeniería Mecánica en la Universidad Industrial de Santander.

4.2 SUBSISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA HELADA

El subsistema de distribución es el encargado de transportar el agua helada, el agua proveniente de los chillers es bombeada a través del edificio hacia las unidades terminales. Este subsistema está compuesto por bombas, válvulas y tuberías. En el siguiente diagrama se presenta un esquema simplificado del subsistema de distribución.

Figura 8. Esquema simplificado del subsistema de distribución.



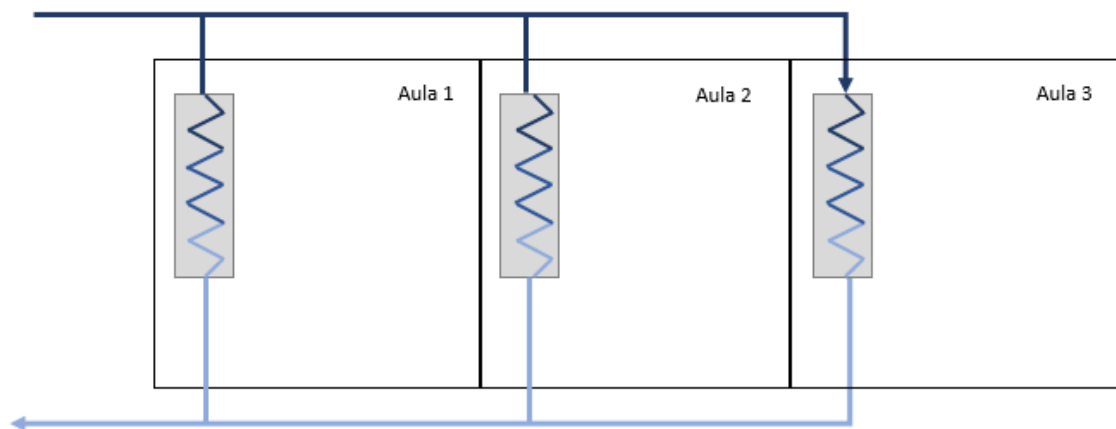
Fuente: Elaboración propia.

Este subsistema está compuesto por bombas de velocidad variable, válvulas de dos vías para el control y el balanceo, una línea de bypass y un sistema de tuberías de dos líneas con retorno directo, además de los accesorios requeridos para una instalación hidrónica.

4.3 SUBSISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE DE LOS RECINTOS

El subsistema de acondicionamiento es el encargado de realizar el intercambio de calor entre el aire interior y el agua helada, este proceso se realiza mediante la utilización de los fan-coils. En el siguiente diagrama se presenta un esquema simplificado del subsistema de acondicionamiento de aire

Figura 9. Esquema del subsistema de acondicionamiento de aire del recinto.



Fuente: Elaboración propia.

El subsistema de acondicionamiento del aire de los recintos se compone de tres fan-coils que son los encargados de intercambiar el calor entre el aire interior y el agua proveniente de las enfriadoras. Se toma como guía para parámetros de diseño los fan-coils de la serie DX-P-A-35 de TRANE, que son módulos serpentín-ventilador con una capacidad nominal de 35 toneladas de refrigeración cada una.

En el Anexo B, se presenta un informe con los datos relevantes de los catálogos para cada uno de los equipos que son utilizados a lo largo de este proyecto, algunos de sus datos contemplan las dimensiones de los elementos, diámetros de los tubos, materiales, entre otras.

5 MODELAMIENTO TÉRMICO DEL SUBSISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AGUA

El modelamiento térmico de los componentes del subsistema de enfriamiento de agua tiene el fin de dimensionar cada elemento en su capacidad nominal para luego acoplarlo junto con el de los demás subsistemas y simular el funcionamiento de toda la planta en estado estable para hacer la parametrización de varios factores en carga parcial.

Los modelamientos térmicos que componen este sistema son:

1. Modelamiento de los compresores.
2. Modelamiento del evaporador.
3. Modelamiento del condensador.

5.1 MODELAMIENTO TERMODINÁMICO DE LOS COMPRESORES

Se debe analizar el comportamiento que presentan diferentes tipos de compresores. Los compresores que se modelan son los descritos anteriormente en el *cuadro 2*, en resumen, son:

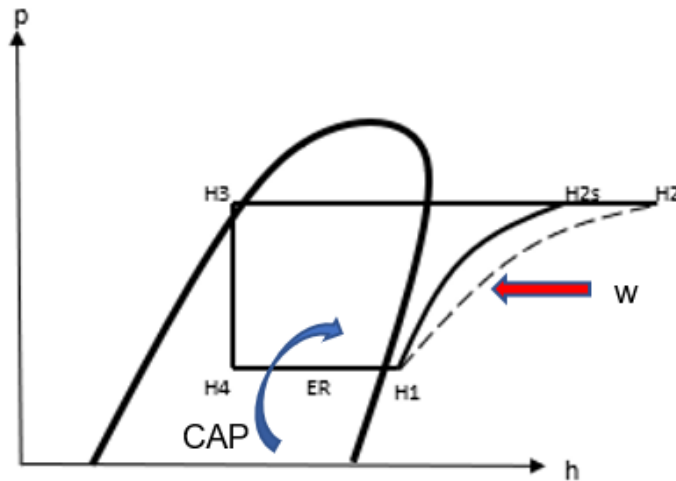
1. Compresor reciprocante.
2. Compresores de tornillo.
3. Compresores centrífugos.

El modelamiento de los compresores tiene como objetivo determinar el coeficiente de desempeño a partir del análisis de los dos factores que lo determinan: la capacidad y el trabajo.

$$COP = \frac{CAP}{W}$$

En el esquema simplificado del diagrama de Mollier se deduce la definición matemática de estas dos variables.

Figura 10. Desviación del ciclo de compresión real con respecto al teórico



Fuente: Elaboración propia.

$$W = \frac{m_r * (h_2 - h_1)}{\eta_s}$$

$$CAP = m_r * (h_1 - h_4) = m_r * ER$$

La cantidad de refrigerante movido a través del sistema se calcula mediante la expresión:

$$m_r = \rho * V_{fis} * \eta_v$$

De estas tres ecuaciones se destacan tres parámetros que son fundamentales para el desarrollo de este proyecto, ellos son:

- a) La capacidad o desplazamiento volumétrico.
- b) La eficiencia volumétrica.
- c) La eficiencia isentrópica.

La capacidad volumétrica de cada compresor depende de las características físicas que este posea. Para describir el volumen físico teóricamente desplazado existen diferentes modelos matemáticos en función de longitudes, diámetros y revoluciones del compresor. En el Anexo C se presentan algunos modelos recolectados de diferentes fuentes bibliográficas y en este documento se utilizan únicamente los modelos seleccionados.

El consumo energético en el compresor depende del tipo de refrigerante y de la cantidad que se debe mover a través del sistema. Sin embargo, estos dos requerimientos se ven afectados por las condiciones reales que enfrenta el compresor, reduciendo su rendimiento debido a una eficiencia que afecta el flujo desplazado (η_v) y una eficiencia que influye en el trabajo necesario para la compresión (η_s).

La determinación de estos tres parámetros de interés para cada compresor estudiado se realiza a continuación.

5.1.1 Parámetros de un compresor recíprocante

5.1.1.1 Desplazamiento volumétrico. El siguiente modelo fue sacado de: “**máquinas para fluidos 1, compresores**”³².

$$v = \frac{\pi * D^2}{4} * L * N * Z$$

En donde:

Z = número de cilindros

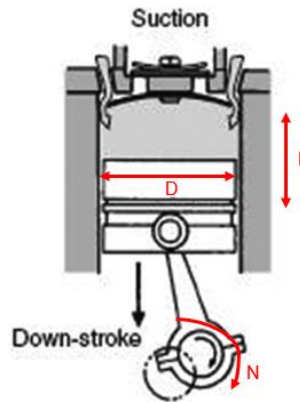
L = carrera del pistón

N = revoluciones del compresor

D = diámetro del pistón

³² Instituto de mecánica de los fluidos e ingeniería ambiental. Compresores. En: Maquinas para fluidos 1 [en línea]. Universidad de la república, Montevideo 2010. [Consultado el 12/12/2019]. Disponible en: <https://www.fing.edu.uy/curso/grado/m%C3%A1quinas-para-flu%C3%ADdos-1-1>.

Figura 11. Diagrama de un compresor recíprocante.



Fuente: Arango Zuluaga, Eliana Isabel & Serna-Garcés, S. & Ramos-Paja, Carlos & Saavedra-Montes, A.J.. (2012). LABORATORIO DE FUENTES DE ENERGÍA RENOVABLE. Avances en Ingeniería Eléctrica [en línea]. [consultado el: 12/12/2019]. Disponible en: https://www.researchgate.net/publication/259892211_LABORATORIO_DE_FUENTES_DE_ENERGIA_RENOVABLE

5.1.1.2 Eficiencia volumétrica. Se usa la expresión teórica de la eficiencia volumétrica para los compresores recíprocantes. La deducción de esta ecuación está disponible en el Anexo D y da como resultado la siguiente expresión:

$$\eta_v = 1 - Cl[(Rel)^{\frac{1}{n}} - 1] \quad (1)$$

En donde:

$$n = k = \frac{C_p}{C_v}$$

5.1.1.3 Eficiencia isentrópica. Para representar la eficiencia isentrópica de estos compresores se recurre a la regresión lineal de un conjunto de polinomios obtenidos del fabricante "BITZER", esto se hace con el fin de que los resultados sean representativos del funcionamiento de un compresor real, dando como resultado la siguiente expresión:

$$\eta_s = 7,48430662E-02 + 4,75121163E-01 * Rel - 1,52250886E-01 * Rel^2 + 2,41820140E-02 * Rel^3 - 1,89087559E-03 * Rel^4 + 5,79229025E-05 * Rel^5$$

5.1.2 Parámetros de un compresor de tornillo

5.1.2.1 Desplazamiento volumétrico. El siguiente modelo fue sacado de: “Comportamiento termodinámico de rotores para compresores de tornillo con nuevo perfil”³³.

$$v = vol_{aspi} * n_1 * z_1 = 0,118 * n_1 * z_1 * L * D^2$$

En donde:

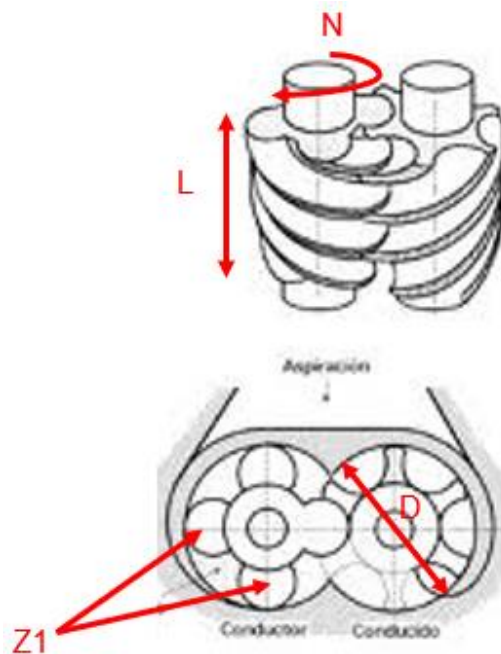
z_1 = numero de lobulos del rotor macho

L = longitud de los tornillos (rotores)

n_1 = revoluciones del rotor macho

D = Diametro del rotor

Figura 12. Diagrama de un compresor de tornillo.



Fuente: Gurrea, Javier (2010). Tecnologías de los diferentes tipos de compresores y sus funcionalidades [en línea]. [consultado el: 12/12/2019]. Disponible en: <http://tecnologia-compresores.blogspot.com/2010/04/compresor-de-tornillo-2-rotores.html>

³³ TORRELLA, Enrique. Compresores de tornillo. En: La producción de frío. Universidad politécnica de Valencia, 2000. ISBN 97-8847-721-367-3.

5.1.2.2 Eficiencia volumétrica. La eficiencia volumétrica de un compresor de tornillo no sigue los mismos principios que el descrito para el caso anterior debido a diferencias entre los diseños, el compresor de tornillo presenta una mayor eficiencia volumétrica gracias a la no presencia del espacio nocivo, sin embargo, se ve afectado por la reexpansión del gas refrigerante, este fenómeno se puede representar de manera similar al anterior mediante la siguiente correlación³⁴:

$$\eta_v = 0,903 - 0,0176[Rc] \quad (2)$$

5.1.2.3 Eficiencia isentrópica. La eficiencia isentrópica es representada a través de expresiones polinómicas establecidas mediante la regresión lineal aplicada a un conjunto de polinomios obtenidos del fabricante “BITZER” (obtenidos con el procedimiento descrito en el Anexo E). Las expresiones resultantes fueron:

- Eficiencia isentrópica de un compresor de tornillo de 40Tr:

$$\eta_s = 1,44788522E-01 + 5,37166764E-01 * Rel - 1,78850285E-01 * Rel^2 + 2,30725106E-02 * Rel^3 - 1,06294061E-03 * Rel^4$$

- Eficiencia isentrópica de un compresor de tornillo de 60Tr:

$$\eta_s = -3,72692972E-01 + 1,16439794E+00 * Rel - 4,66585289E-01 * Rel^2 + 8,69955171E-02 * Rel^3 - 7,91051980E-03 * Rel^4 + 2,82762980E-04 * Rel^5$$

La razón para realizar este procedimiento es la existencia de una gran desviación entre los resultados obtenidos mediante las ecuaciones teóricas y los datos obtenidos por fabricantes. Se invita al lector a revisar los Anexos F y G para comprender el procedimiento realizado.

³⁴ Correlación formulada por CEREPNALKOVSKY- CONAN y utilizada por diferentes autores: TORRELLA, Enrique. Compresores de tornillo. En: La producción de frío. Universidad politécnica de Valencia, 2000. ISBN 97-8847-721-367-3.

5.1.3 Parámetros de un compresor centrífugo

5.1.3.1 Desplazamiento volumétrico. El siguiente diseño fue sacado de: “Procedimiento de diseño, selección y evaluación de compresores centrífugos aplicando la norma API 617”³⁵.

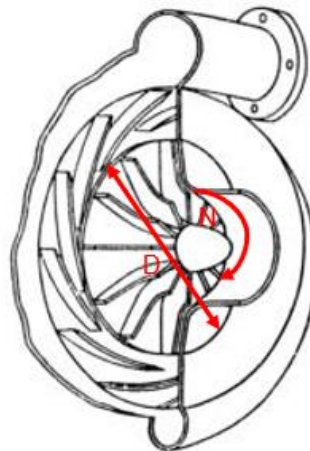
$$v = \frac{d^3 * \pi * N}{1200} \qquad Q = \frac{m^3}{s}$$

En donde:

d = diámetro del impulsor

N = revoluciones del compresor

Figura 13. Diagrama de un compresor centrífugo.



5.1.3.2 Eficiencia politrópica. La eficiencia energética de los compresores centrífugos se puede representar mediante la eficiencia politrópica. Aunque es preferible contar con datos de fabricantes, para el desarrollo de este proyecto no fue posible contar con datos o curvas características de compresores reales.

³⁵ GUILARTE, Gabriela. Procedimiento de diseño, selección y evaluación de compresores centrífugos aplicando la norma API 617 [en línea]. Universidad Simón Bolívar, Sartenejas 2015. [Consultado el 12/12/2019]. Disponible en: <https://es.scribd.com/document/372742730/Procedimiento-de-Diseno-Seleccion-y-Evaluacion-de-Compresores-Centrifugos>

$$\eta_{pol} = \frac{K-1}{K} \cdot \frac{n_p}{n_p-1} \quad (3)$$

En donde n_p es el índice politrópico y se expresa como³⁶:

$$n_p = \frac{\ln\left(\frac{P_{con}}{P_{eva}}\right)}{\ln\left(\frac{Z_{suc} T_{eva} P_{eva}}{Z_{des} T_{des} P_{con}}\right)}$$

En donde Z_{suc} y Z_{des} representan el factor de compresibilidad a condiciones de succión y de descarga, respectivamente.

Para detallar todo el procedimiento realizado se encuentra disponible el código completo en el Anexo H.

5.2 MODELAMIENTO TÉRMICO DE UN EVAPORADOR

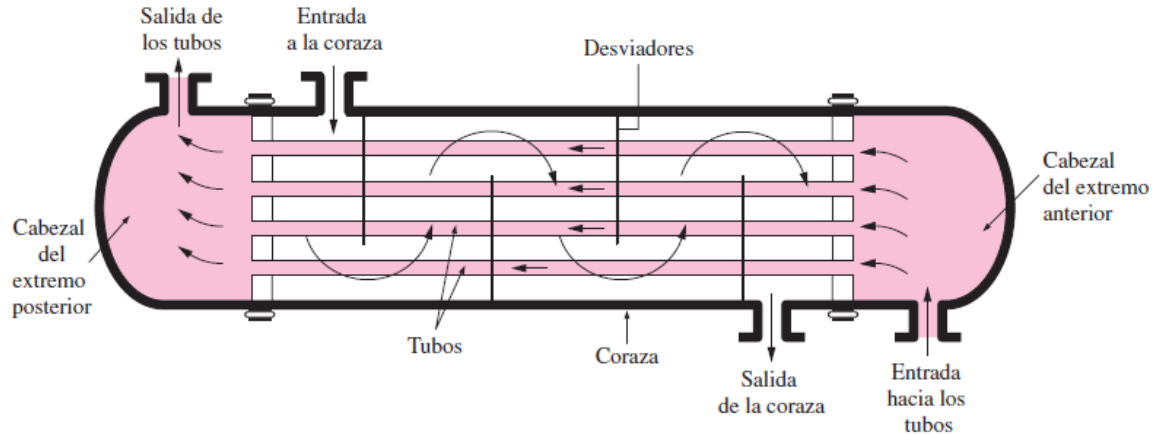
Los evaporadores modelados tienen una capacidad nominal de 20 toneladas de refrigeración (70,34 kW) cada uno. Para cumplir los requerimientos de los dos chillers propuestos cuyas capacidades nominales son de 60 y 40 toneladas de refrigeración se deben acoplar en paralelo varios compresores.

El evaporador utilizado es un intercambiador de calor tipo casco-tubo que se compone principalmente de un casco tipo E (un paso por el casco por el cual circula el agua), tubos de acero por donde fluye el refrigerante R134a, placas porta tubos, cabezales delanteros y traseros tipo S (cabeza flotante con dispositivo de respaldo) y al interior del casco se encuentran una serie de deflectores o mamparas encargadas de guiar el fluido que fluye a través de la coraza. Al interior del intercambiador se maneja baja presión.

³⁶ Correlación tomada de: HERNÁNDEZ, Israel. Evaluación del desempeño de compresores centrífugos en plataformas marinas [en línea]. Universidad autónoma metropolitana, 2018. [Consultado el 9/12/2019]. Disponible en: <http://148.206.53.233/tesiuami/UAMI22439.pdf>. Pag 27.

En la siguiente figura se aprecia un esquema básico de un intercambiador de calor tipo casco tubo.

Figura 14. Esquema de un intercambiador de calor de casco y tubos (un paso por el casco y un paso por los tubos)



Fuente. CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Esquema de un intercambiador de calor de coraza y tubos. Intercambiadores de calor. En: Transferencia de calor y masa 4 ed. Editorial McGraw-Hill. México, D.F 2011. ISBN 97-8970-106-173-2. Pag 631.

El modelamiento del evaporador se realiza con el fin de determinar el área de transferencia de calor requerida para generar el enfriamiento necesario del agua a la máxima capacidad, esto se logra mediante un proceso iterativo que consta de los siguientes pasos:

1. Suposición del coeficiente de transferencia de calor global.
2. Cálculo de los flujos máxicos a través del evaporador.
3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por el lado de los tubos.
4. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por el lado del casco.
 - 4.1. Disposición de los pasos por tubos.
 - 4.2. Cálculo del límite exterior del tubo temporal ($DOTL_t$).
 - 4.3. Cálculo del claro diametral temporal (Lbb_t).
 - 4.4. Cálculo del diámetro interno temporal (DS_t).
 - 4.5. Cálculo del diámetro externo del casco (OD_c).
 - 4.6. Cálculo del claro diametral real (Lbb_r).

- 4.7. Cálculo del límite exterior del tubo real ($DOTL_r$).
- 4.8. Cálculo de la distancia mínima entre baffles ($LB1MF_t$) y ($LB2MF_t$).
- 4.9. Determinación de los factores geométricos.
5. Análisis de la caída de presión por el lado del casco del evaporador.
6. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

En el cuadro que se muestra a continuación se visualizan los parámetros de entrada que se utilizan en el diseño del evaporador.

Cuadro 3. Parámetros de entrada para el diseño de un evaporador.

Respecto al agua a acondicionar (casco)	Respecto al refrigerante (R134a) (tubos)	Datos geométricos
$T_{w1} = 7^\circ\text{C}$	$T_{ev} = 2^\circ\text{C}$	Longitud tubos= <2,15m
$T_{w2} = 12^\circ\text{C}$	ER=143,3	Diámetro tubos= ½"
$M_w = 3,366 \text{ kg/s}$	$M_r = 0,4907 \text{ Kg/s}$	Tubo calibre 18

Fuente: Elaboración propia.

5.2.1 Suposición del coeficiente de transferencia de calor global.

$$Q = U * A * LMTD$$

$$LMTD = \frac{\Delta T_w}{\ln \left(\frac{T_{w2} - T_{ev}}{T_{w1} - T_{ev}} \right)}$$

$$NTT = \frac{A}{\pi * D_{ext} * L_{tubo}}$$

5.2.2 Cálculo de los flujos masicos a través del evaporador. Es necesario conocer los flujos de agua y refrigerante en el evaporador en condiciones nominales:

$$m_w = \frac{Q}{\Delta T_w * C_{p_w}}$$

$$m_r = \frac{Q}{ER}$$

5.2.3 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por el lado de los tubos. El refrigerante se encuentra en un proceso de cambio de fase dentro del evaporador dando lugar a una variación constante de su calidad, para modelar este proceso se toma como referencia el artículo de Shao, que describe el procedimiento a seguir y las correlaciones útiles en estos casos.

Algunos de los datos más importantes se muestran a continuación, para detallar todo el procedimiento realizado se destina la primera parte del Anexo I.

Cuadro 4. Resultados obtenidos en el diseño de un evaporador.

$U_{\text{asumido}} = 0,5$	$A = 19,5$	$A_{\text{int}} = 15,72$
$G_r = 24,46$	$NTT = 245$	$A_{\text{ext}} = 19,55$
$Re_{\text{int}} = 579$	$D = 12,7[\text{mm}]$	$NPT = 1$
$h_{\text{int}} = 0,8168$	$L = 2[\text{m}]$	$V = 1,581$

Fuente: Elaboración propia.

5.2.4 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por el lado del casco.

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor exterior (por el lado de la carcasa) está basado en la norma TEMA, esta norma abarca todos los conceptos acerca del diseño de intercambiadores de calor de casco y tubos, dando parámetros y descripciones sobre los cabezales, baffles, tubos, entre otros.

Para hallar este coeficiente se implementan varios factores de corrección que modifican al coeficiente de convección ideal teniendo en cuenta las diferentes desviaciones producidas por la presencia de cada corriente dentro del intercambiador, de esta manera se tiene:

$$h_{ext} = h_i * j_b * j_c * j_l * j_s * j_r$$

Los factores de corrección utilizados son: el factor de corrección para el corte del deflector y el espaciado, este factor es utilizado para expresar los efectos del flujo cruzado en la ventana del deflector (J_c); el factor de corrección para los efectos de fuga del deflector, este factor incluye las fugas de casco a deflector y de tubo a deflector (J_l); el factor de corrección para el flujo de bypass (J_b); el factor de corrección para la separación del deflector en las secciones de entrada y salida (J_s); y finalmente el factor de corrección para la acumulación de gradiente de temperatura adverso en flujo laminar (J_r). A su vez, estos factores de corrección dependen de parámetros geométricos que se describen secuencialmente a continuación.

5.2.4.1 Disposición de los pasos por tubos. Esta disposición viene dada por: $L_{tp} = rel * D_{tubo}$, cuya relación ya se encuentra tabulada en el Handbook para diferentes diámetros.

Figura 15. Dimensiones recomendadas para la disposición de los pasos por los tubos.

Tube OD		Pitch (L_{tp})		Pitch ratio
in	mm	in	mm	
0.250	6.350	0.312	7.938	1.250
		0.375	9.525	1.500
0.375	0.525	0.500	12.700	1.330
		0.531	13.494	1.420
0.500	12.700	0.625	15.875	1.250
		0.656	16.669	1.310
		0.688	17.462	1.380
0.625	15.875	0.781	19.844	1.250
		0.812	20.638	1.300
		0.875	22.225	1.400
0.750	19.050	0.938	12.812	1.250
		1.000	25.400	1.330
		1.062	26.988	1.420
		1.125	28.575	1.500
1.000	25.400	1.250	31.750	1.250
		1.312	33.338	1.312
		1.375	34.925	1.375
1.250	31.750	1.562	39.688	1.250
1.500	38.100	1.875	47.625	1.250
2.000	50.800	2.500	63.500	1.250

Fuente: SCHLUNDER, Ernst, *et al.* Recommended Tube Layout Pitch Dimensions. Thermal and Hydraulic Design of Heat Exchanger. En: Heat Exchanger Design Handbook 1 ed. Editorial Hemisphere Publish Corporation. Estados Unidos, 1983. ISBN 97-8089-116-125-7. Pag 3.356.

5.2.4.2 Cálculo del límite exterior del tubo temporal ($DOTL_t$). Este factor es una primera aproximación y depende principalmente del tipo de arreglo y del número de pasos por tubo, se toma un arreglo de 30° con un solo paso por tubo para el diseño del evaporador.

5.2.4.3 Cálculo del claro diametral temporal (Lbb_t). Este factor se define como la tolerancia entre el casco y el haz de tubos, este término es función del tipo de cabezal y se debe realizar una primera aproximación utilizando el $DOTL_t$, para este caso específico donde se utiliza un cabezal tipo S.

5.2.4.4 Cálculo del diámetro interno temporal (DS_t). Este factor se halla con la suma de los dos términos anteriormente conocidos, también es posible conocer el espesor del casco teniendo en cuenta que se maneja baja presión (150 psi) y que el esfuerzo normal permisible del casco son 15000 psi.

5.2.4.5 Cálculo del diámetro externo del casco (OD_c).

$$OD_c = DS_t + 2 * tc_r$$

Es importante aclarar que todos los términos calculados anteriormente están expresados en pulgadas, para referirse a los mismos en mm se expresan sin los sufijos "t" y "r".

5.2.4.6 Cálculo del claro diametral real (Lbb_r). Conociendo el diámetro interior se procede a calcular el verdadero claro diametral (Lbb_r), que básicamente se halla utilizando la misma ecuación para cabezal tipo S, pero reemplazando el $DOTL_t$ por el diámetro interior del casco DS_t .

5.2.4.7 Cálculo del límite exterior del tubo real ($DOTL_r$).

$$DOTL = DS - Lbb$$

Cuadro 5. Factores de corrección empleados en el diseño de un evaporador.

Ds= 323,2	Jb= 0,932	Jl= 0,788	Re _{ext} = 1055
DOTL= 295,9	Jc= 1,091	Js= 0,9639	h _{ext} = 2,235

Fuente: Elaboración propia.

5.2.5 Análisis de la caída de presión por el lado del casco de un evaporador.

Para el cálculo de la caída de presión se implementan varios factores de corrección que modifican el ΔP ideal sobre un banco de tubos producto de las diferentes desviaciones producidas por la presencia de cada corriente dentro del intercambiador.

5.2.6 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor. Una vez calculado estos factores geométricos, los factores de corrección y a su vez el coeficiente de transferencia de calor exterior se procede a calcular el coeficiente global de transferencia de calor.

$$U_{cal} = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{int} * A_{int}} + R_p + \frac{1}{h_{ext} * A_{ext}} \right) * A_{ext}}$$

El problema de diseño culmina una vez el U_{cal} sea similar al $U_{asumido}$.

5.3 MODELAMIENTO TERMODINÁMICO DE UN CONDENSADOR.

El modelamiento del condensador se realiza dependiendo de la forma de enfriamiento que se utilice para permitir la expulsión de calor hacia el exterior. A continuación, se describen los dos modelos realizados.

5.3.1 Condensador enfriado por agua. El modelamiento termodinámico del condensador enfriado por agua es similar al realizado para el evaporador, se utilizan las mismas correlaciones y se realiza el mismo procedimiento, en la primera parte del Anexo J se encuentra todo el código disponible para su visualización en detalle. Hay que tener en cuenta que el condensador debe ser capaz de remover el calor proveniente del evaporador y del trabajo consumido por el compresor.

También se debe aclarar que las propiedades del refrigerante en el condensador se calculan como vapor, mientras que en el evaporador se calculan para el estado líquido del refrigerante, otra cosa a resaltar es que el agua proveniente de la torre debe ser mayor a la temperatura de condensación, para este caso en particular se tiene como criterio un valor de 7°C por encima de la $T_{condensación}$.

A continuación, se muestran los resultados más relevantes del diseño, obtenidos para el condensador enfriado por agua.

Cuadro 6. Resultados obtenidos en el diseño de un condensador enfriado por agua.

$U_{asumido} = 1,21$	$A_{int} = 5,453$	$Jb = 0,8928$
$G_r = 70,51$	$A_{ext} = 6,783$	$Jl = 0,8485$
$Re_{int} = 22705$	$NTT = 85$	$Jc = 1,056$
$h_{int} = 2,594$	$D = 12,7[\text{mm}]$	$Js = 0,8907$
$NPT = 1$	$L = 2[\text{m}]$	$Re_{ext} = 2281$
$V = 1,407$	$Ds = 204,3$	$h_{ext} = 3,179$
$A = 6,735$	$DOTL = 179,6$	$U_{cal} = 1,218$

Fuente: Elaboración propia.

5.3.2 Condensador enfriado por aire. El condensador enfriado por aire consta de un banco de tubos con aletas planas, al interior de los tubos del condensador fluye gas refrigerante que busca ser condensado por la expulsión del calor hacia el aire exterior. El diseño de un condensador enfriado por aire se considera como una combinación entre una unidad manejadora y un condensador enfriado por agua.

Unos de los factores más característicos del diseño del condensador enfriado por aire es que cuenta dos secciones idénticas que son las encargadas de realizar un intercambio de calor eficiente, esto significa que estas secciones en paralelo dividen tanto la carga, como la masa del refrigerante en porciones iguales ocasionando que el espacio requerido para su instalación se menor.

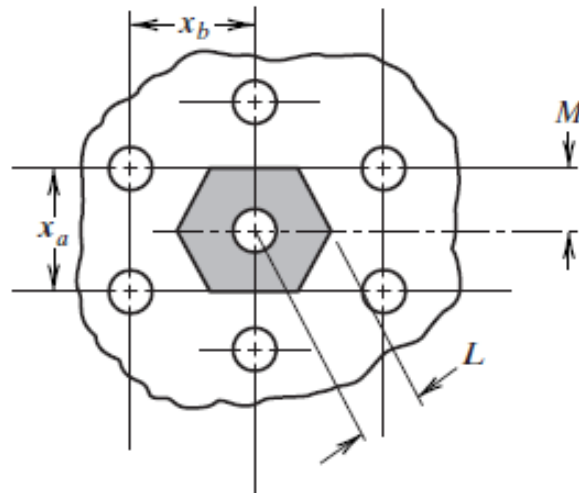
Las ecuaciones utilizadas para el cálculo de la geometría de condensador son las misma utilizadas en el *capítulo 7.1* para el diseño del fan-coil, además se adicionan ecuaciones para el análisis de la eficiencia de las aletas, para realizar este análisis se utiliza el método del seccionamiento hexagonal, que consiste en fragmentar la aleta en secciones hexagonales con limites definidos, esto permite el cálculo de las dimensiones más representativas de la aleta, tales como:

$$M = \frac{S_l}{2}$$
$$L = 0,5 * \frac{S_l}{S_t} * \sqrt{\left(\frac{S_l}{2}\right)^2 + (S_t)^2}$$

El siguiente paso es hallar las perdidas por resistencia térmica máxima (ϕ_{max}) presentes en la aleta, para facilitar esto, Rich desarrolló cartas para diferentes geometrías permitiendo hallar un factor de corrección entre ϕ y ϕ_{max} , estos valores dependen principalmente de L, M y Dt.

Los demás factores importantes en el cálculo de la eficiencia de la aleta se describen en detalle en la tercera parte del Anexo J.

figura 17. Configuración o arreglo tubular hexagonal



Fuente: MCQUISTON, Faye; PARKER, Jerald y SPITLER, Jeffrey. Configuración o arreglo tubular hexagonal. Intercambiadores de calor de superficie extendida. En: Calefacción, ventilación y aire acondicionado 1 ed. Editorial Limusa Wiley, México, D.F 2003. ISBN 96-8186-170-1. Pag 493.

El siguiente paso en el procedimiento es calcular el coeficiente de calor por convección exterior sin tener en cuenta el banco de tubos aleteados (h_a), se le debe realizar una corrección para que se tome en cuenta la presencia de aletas en el banco de tubos e incluso, para hacer relevante el factor de ensuciamiento que comúnmente se presenta en este tipo de condensadores.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección interior se realizar el mismo procedimiento que en el condensador enfriado por agua dando como resultado final los siguientes datos:

Cuadro 7. Resultados obtenidos en el diseño de un condensador enfriado por aire.

$U_{\text{asumido}} = 0,05$	$A = 129,9$	$D = 9,525[\text{mm}]$
$G_r = 52,05$	$A_{\text{int}} = 4,608$	$L = 1,9[\text{m}]$
$Re_{\text{int}} = 12717$	$A_{\text{des}} = 4,913$	$\eta_{\text{sup}} = 0,8329$
$h_{\text{int}} = 1,814$	$A_{\text{ale}} = 155$	$Re_{\text{ext}} = 2706$
$NPT = 1$	$NTT = 100$	$h_{\text{ext}} = 1,362$
$V = 1,038$	$N_{\text{filas}} = 4$	$U_{\text{cat}} = 0,05013$

Fuente: Elaboración propia.

6 MODELAMIENTO DEL SUBSISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA HELEDA

El modelamiento hidráulico de los componentes del subsistema de distribución de agua helada se hace con el fin de determinar las dimensiones de la tubería y el tamaño aproximado del sistema de bombeo para luego acoplarlo junto con el de los demás subsistemas y simular el funcionamiento de toda la planta en estado estable para hacer la parametrización de varios factores en carga parcial.

Los modelamientos hidráulicos que se componen este subsistema son:

1. Modelamiento del sistema de tuberías.
2. Modelamiento del sistema de bombeo.

6.1 MODELAMIENTO DEL SISTEMA DE TUBERÍAS.

El diseño del tamaño de las tuberías se realiza con base en el diagrama de la *figura 8* de la *página 41* y se hace siguiendo las recomendaciones de ASHRAE³⁷ que sugiere una caída de presión en las tuberías de 0,4Kpa por metro, una velocidad límite de 1,2 m/s y una diferencia de temperatura para el agua de 5°C que según el estándar AHRI 551/591 del 2018 proporciona la mejor relación costo de capital/costo de operación. En el Anexo K se puede observar a detalle el procedimiento realizado para el diseño de las tuberías.

La pérdida de carga hidráulica para los circuitos en paralelo de los chillers puede determinarse utilizando los datos de la tabla paramétrica ubicada en el Anexo K que se muestra a continuación.

³⁷ ASHRAE: asociación americana de ingenieros de calefacción, refrigeración y aire acondicionado.

Figura 18. Cálculo del tamaño de la tubería y perdidas de carga correspondientes.

tramo	mw	D	D _{in}	V	L	ft	X1	X2	X3	X4	leq	Lt	lf	δp	δp _{cascom}
91	6,73	0,1016	4	0,8303	2,1	0,0017	0	0	0	1	2,401	4,501	0,03307	3,169	7,284
12	6,73	0,1016	4	0,8303	7	0,0017	1	0	1	1	34,41	41,41	0,3043	3,169	7,284
23	16,83	0,1524	6	0,9229	7,5	0,0015	0	1	1	1	8,667	16,17	0,08767	3,169	7,284
34	11,22	0,127	5	0,8859	3,5	0,0016	0	1	0	0	1,603	5,103	0,03209	3,169	7,284
45	5,61	0,1016	4	0,6921	3,5	0,0017	1	0	0	1	28,7	32,2	0,1696	3,169	7,284
67	5,61	0,1016	4	0,6921	5,6	0,0017	1	1	0	1	30,25	35,85	0,1888	3,169	7,284
78	11,22	0,127	5	0,8859	3,5	0,0016	0	1	0	0	1,603	5,103	0,03209	3,169	7,284
89	16,83	0,1524	6	0,9229	18,1	0,0015	0	1	0	2	6,303	24,4	0,1323	3,169	7,284
38	5,61	0,1016	4	0,6921	2,1	0,0017	2	0	2	0	62,06	64,16	0,3379	3,169	7,284
47	5,61	0,1016	4	0,6921	2,1	0,0017	2	0	2	0	62,06	64,16	0,3379	3,169	7,284
92	10,1	0,127	5	0,7975	7	0,0016	1	0	2	1	38,61	45,61	0,2364	3,169	7,284

Fuente: Elaboración propia.

$$H_{chiller_prin} = lf_{92} + \delta P_{cascom} = 0,2364 + 7,284 = 7,5204 \{m\}$$

$$H_{chiller_sec} = lf_{91} + lf_{12} + \delta P_{cascom} = 0,03307 + 0,3043 + 7,284 = 7,62137 \{m\}$$

Es necesario agregar una válvula compensadora en el circuito del chiller principal con el fin de balancear el gasto requerido por los dos ramales e igualar las pérdidas de carga hidráulica. El mismo procedimiento se realiza para los ramales de los fan-coils, que inician en el punto 3 y terminan en el punto 8.

$$\begin{aligned} H_{FC3} &= lf_{34} + lf_{45} + \delta P_{FC} + lf_{67} + lf_{78} \\ &= 0,03209 + 0,1696 + 3,169 + 0,1888 + 0,03209 = 3,59158 \{m\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_{FC2} &= lf_{34} + lf_{47} + \delta P_{FC} + lf_{78} \\ &= 0,03209 + 0,3379 + 3,169 + 0,03209 = 3,57108 \{m\} \end{aligned}$$

$$H_{FC1} = lf_{38} + \delta P_{FC} = 0,3379 + 3,169 = 3,5069 \{m\}$$

A los circuitos de los fan-coils 1 y 2 se les debe agregar una válvula compensadora para poder balancear el gasto requerido e igualar la pérdida de presión del ramal 3.

6.2 MODELAMIENTO DEL SISTEMA DE BOMBEO

Para estimar la carga o altura útil requerida de la bomba se debe realizar la suma de las pérdidas de los circuitos paralelos y los tramos faltantes 2-3 y 8-9.

$$\begin{aligned} H_b &= lf_{91} + lf_{12} + \delta P_{cascom} + lf_{23} + lf_{34} + lf_{45} + \delta P_{Fc} + lf_{67} + lf_{78} + lf_{89} \\ &= 0,03307 + 0,3043 + 7,284 + 0,08767 + 0,03209 + 0,1696 + 3,169 + 0,1888 \\ &\quad + 0,03209 + 0,1323 = 11,43292 \{m\} \end{aligned}$$

Una vez obtenida la altura de bombeo se obtiene el consumo de operación con la siguiente ecuación:

$$Potencia [Hp] = \frac{m_w \left[\frac{Kg}{s} \right] * g \left[\frac{m}{s^2} \right] * H_b [m]}{745 * \eta_b}$$

Donde η_b es la eficiencia de la bomba cuyo valor se asume del 70% y la altura útil de la bomba H_b se calcula de la forma anteriormente descrita, es importante aclarar que el valor de H_b fue calculado con las pérdidas de carga hidráulica generadas por los equipos y elementos del sistema de distribución cuando se desea obtener un delta de temperatura del agua de 5°C, una variación de este delta ocasionará una variación del flujo de agua, generando a su vez cambios en la altura requerida por la bomba.

El sistema de bombeo está compuesto por una bomba para el chiller principal de:

$$Potencia [Hp] = \frac{10,1 * 9,81 * 11,43}{745 * 0,7} = 2,17Hp \cong 3 Hp$$

Y bomba para el chiller secundario de:

$$Potencia [Hp] = \frac{6,731 * 9,81 * 11,43}{745 * 0,7} = 1,448 Hp \cong 1,5 Hp$$

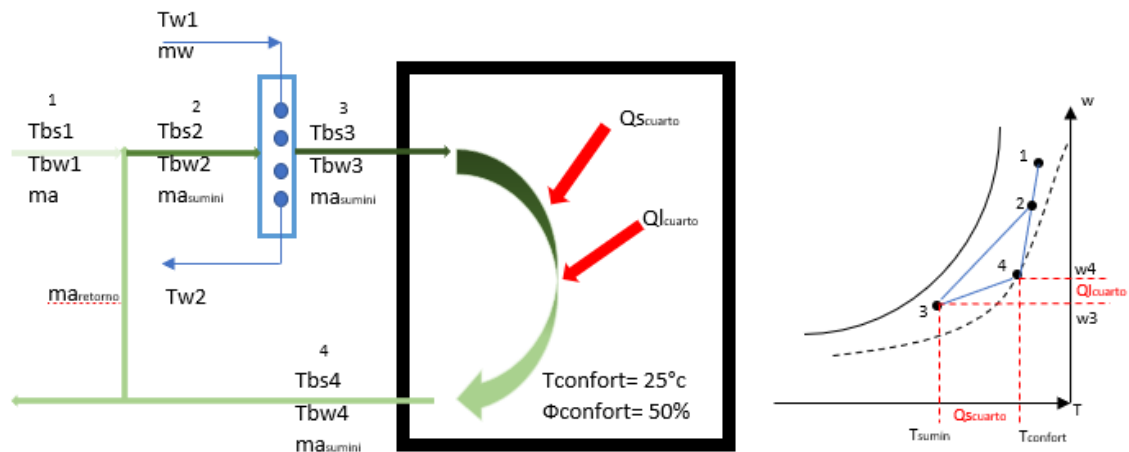
7 MODELAMIENTO DEL SUBSISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE DE LOS RECINTOS

El modelamiento térmico de los componentes del subsistema de acondicionamiento de aire de los recintos se hace con el fin de determinar el área de transferencia de calor requerida para acondicionar el aire interior de los salones con la máxima capacidad para luego acoplarlo junto con el de los demás subsistemas y simular el funcionamiento de toda la planta en estado estable para hacer la parametrización de varios factores en carga parcial.

7.1 MODELAMIENTO TÉRMICO DEL FAN-COIL

Los fan-coils que se modelan cuentan con una capacidad nominal de 35Tr cada uno y se representan termodinámicamente como unidades manejadoras de aire. En el siguiente esquema se plasma de forma sencilla el funcionamiento del fan-coil y se aprecian los estados psicrométricos del aire durante el proceso.

Figura 19. Diagrama del funcionamiento del fan-coil.



Fuente: Elaboración propia.

Los parámetros de entrada que se utilizan para el diseño de estos equipos son:

Cuadro 8. Parámetros de entrada para el diseño de una unidad manejadora.

Respecto al aire a acondicionar	Respecto al refrigerante (agua)	Datos geométricos
T _{bs1} = 30	T _{w1} = 7°C	Longitud tubos= <2,6m
T _{bw1} =25	T _{w2} = 12°C	Aletas/metro = 473
17500<Q _a <31000	M _w = 5,9 kg/s	Diámetro tubos= ½"
C _{pa} = 1.004 KJ/(Kg*°c)	C _{pw} =4,18 KJ/(Kg*°c)	Número de filas= 4
T _{confort}		24°C
Humedad relativa de confort		50%

Fuente: Elaboración propia.

Con estos datos de entrada se comienza a realizar el modelamiento que se compone de los siguientes pasos:

1. Determinación de la geometría del fan-coil.
2. Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor.
3. Análisis de la caída de presión en los tubos del fan-coil.
4. Balance de energía del fan-coil.
5. Discriminación del calor total del fan-coil.

7.1.1 Determinación de la geometría del fan-coil. El diseño del fan-coil es un proceso iterativo que culmina cuando el área supuesta sea la necesaria para garantizar el intercambio de calor en condiciones nominales. Otro dato importante de conocer es el área mínima de flujo libre, que para el caso de los bancos de tubos aleteados se puede dar a través de la línea delantera de tubos o a través de las diagonales presentes en el arreglo.

7.1.2 Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor. Para calcular el coeficiente de transferencia de calor se usan las siguientes correlaciones:

- Coeficiente de transferencia de calor exterior: correlación de *Zukauskas*.
- Coeficiente de transferencia de calor interior: correlación de *Gniellinski*

7.1.3 Análisis de la caída de presión en los tubos del fan-coil. Thulukkanam³⁸

explica que la caída de presión para un intercambiador de calor de este tipo consiste en las pérdidas de presión por la contracción repentina en la entrada, el aumento de presión por expansión repentina en la salida y pérdidas de presión al interior del núcleo, este último es el dominante ya que representa el 90% de la caída de presión, de esta manera es posible estimar el ΔP como 1.1 veces la caída de presión en el interior del núcleo. Este análisis es importante para el estudio del sistema de distribución.

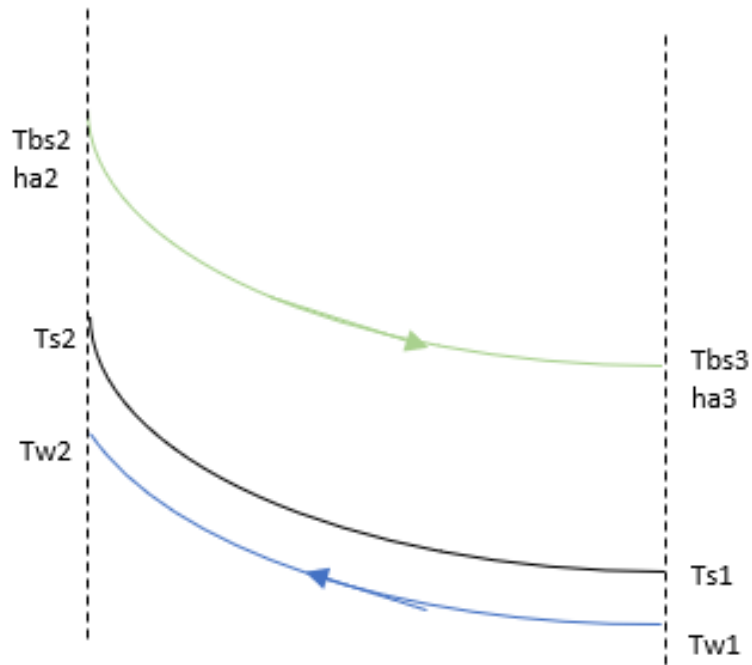
7.1.4 Balance de energía del fan-coil. El balance de energía permite determinar las condiciones de salida del aire, cuando estas condiciones correspondan a las requeridas se habrá encontrado el área de los fan-coils. Las ecuaciones gobernantes para el diseño del fan coil son:

$$Q = m_w * C_{p_w} * (T_{w2} - T_{w1})$$
$$Q = m_{a\text{suministro}} * (h_{a3} - h_{a3})$$
$$C_{ser} = \frac{R_{metal} + R_{refrigerante}}{R_o}$$
$$C_{ser} = \frac{T_{s2} - T_{w2}}{h_{a2} - h_{Ts2}} = \frac{T_{s1} - T_{w1}}{h_{a3} - h_{Ts1}}$$

Teniendo la constante del serpentín se calculan las temperaturas de superficie, este análisis se basa en la suposición de que el serpentín se encuentra totalmente húmedo. El diagrama de evolución de temperaturas se representa de forma sencilla en la siguiente figura:

Figura 20. Diagrama de la evolución de temperaturas en el fan-coil.

³⁸ THULUKKANAM, Kuppan, Heat Exchanger Surface Thermal Design. En: Heat Exchanger Design Handbook 2 ed. Editorial Taylor & Francis Group, inc. Boca Ratón, 2013. ISBN 97-8143-984-213-3. Pag 126.



Fuente: Elaboración propia.

Conocidas estas temperaturas se calculan las entalpías del aire cercano al serpentín y de esta manera tener un valor promedio mediante el LMHD:

$$LMHD = \frac{(h_{a2} - h_{Ts2}) - (h_{a3} - h_{Ts1})}{\ln\left(\frac{h_{a2} - h_{Ts2}}{h_{a3} - h_{Ts1}}\right)}$$

Finalmente se utiliza este factor para calcular el calor que se intercambia en el fan-coil, cuando este valor sea idéntico al calculado en los pasos anteriores, se habrá culminado el proceso iterativo, dando como resultado el área del intercambiador.

Para el caso estudiado se obtuvieron las siguientes dimensiones y parámetros que garantizan que el fan-coil es capaz de transmitir el calor total en condiciones nominales:

Cuadro 9. Resultados obtenidos en el diseño de una unidad manejadora.

Parámetros operativos				Parámetros geométricos			
Tbs1 [°c]	30	Reext	3737	Nfilas	4	Dext [cm]	1,27
Tbw1 [°c]	25	Hext	89,41	NTF	27	Dint [cm]	1,02
Qa [m3/h]	20038	Vel	1,339	Aletas/metro	473	St [cm]	3,7
Tw1 [°c]	7	Reint	10279	Ltubo [cm]	250	Sl [cm]	3,22
Tw2 [°c]	12	Hint	5130	Laltura [cm]	100	Aint [m2]	8,66
Mw [kg/s]	5,9	Cteser	0,495	Lancho [cm]	12,9	Aext [m2]	282
Qcal [Kw]	123,3	LMHD	5,702	Esp. aleta [mm]	0,55	Acon [m2]	2,81

Fuente: Elaboración propia.

7.1.5 Discriminación del calor total del fan-coil. Hasta este punto se ha corroborado que el fan-coil es capaz de retirar el calor total presente en la mezcla de aire, sin embargo, es necesario discriminar este calor total en calor sensible y calor latente. Estos calores están presentes tanto en el cuarto a acondicionar, como en el aire exterior, esta es la razón por la cual las cargas en el serpentín son mayores.

$$Q_{t_{serpentin}} = Q_{s_{serpentin}} + Q_{l_{serpentin}}$$

$$Q_{s_{serp}} = Q_{s_{cuar}} + Q_{s_{aext}} = m_{asum} * C_{pa} * (T_{bs4} - T_{bs3}) + m_{asum} * C_{pa} * (T_{bs1} - T_{bs4})$$

$$Q_{l_{serp}} = Q_{l_{cuar}} + Q_{l_{aext}} = m_{asum} * h_{fg} * (w_{a4} - w_{a3}) + m_{asum} * h_{fg} * (w_{a1} - w_{a4})$$

Es importante aclarar que habrá una pequeña desviación debido a que los factores con que se manejan estas expresiones no son similares.

Una vez discriminado el calor sensible y latente que deben ser retirados del cuarto, se determina el factor de calor sensible. Este factor es importante debido a que presenta la porción correcta de la eliminación de calores sensible y latente, sobre aquella línea queda cualquier condición satisfactoria del aire de suministro.

El código completo y el procedimiento realizado está disponible en el Anexo L.

8 ANÁLISIS DEL SISTEMA

Para ambos sistemas propuestos (chiller con condensador enfriado por aire y chiller con condensador enfriado por agua), el procedimiento para acoplar los modelamientos térmicos anteriormente explicados es el mismo y se resume de la siguiente manera:

1. Termodinámica del ciclo de refrigeración.
2. Propiedades del agua en el chiller.
3. Propiedades del aire exterior e interior.
4. Análisis térmico de los fan-coils.
5. Análisis de los evaporadores de los chillers.
 - 5.1. Geometría de los evaporadores.
 - 5.2. Coeficiente de transferencia de calor interior de los evaporadores.
 - 5.3. Flujo de agua a través de los evaporadores.
6. Análisis de los condensadores de los chillers.
 - 6.1. Geometría de los condensadores.
 - 6.2. Coeficiente de transferencia de calor interior de los condensadores.
7. Análisis del chiller principal.
8. Análisis del chiller secundario.
9. Análisis de los compresores.
10. Análisis de las válvulas de expansión.
11. Análisis de la carga parcial.
 - 11.1. Discriminación del calor sensible y calor latente.
 - 11.2. Flujo de agua desplazado.

Para observar a detalle todo el procedimiento realizado, se dispone de los códigos en los Anexos M y N

Los escenarios planteados para las simulaciones se pueden dividir en dos grandes grupos:

1. Cambios en la operación producidos directamente en el chiller.
 - 1.1. Variación en la temperatura ambiente.
 - 1.2. Variación en el delta de temperatura del agua.
 - 1.3. Variación de la temperatura de evaporación.
 - 1.4. Variación de la cantidad de enfriadoras trabajando.
2. Cambios en la operación producidos directamente en el cuarto.
 - 2.1. Variación del calor sensible y calor latente.
 - 2.2. Variación de la cantidad de fan-coils trabajando.

8.1 FACTORES QUE AFECTAN DIRECTAMENTE EL DESEMPEÑO DEL CHILLER.

Aunque muchas de estas variaciones suelen ocurrir al mismo tiempo, en este proyecto se analizan cada una de estas situaciones por aparte con el fin de visualizar cual es el efecto producido en el sistema por cada una de ellas.

8.1.1 Variación de la temperatura ambiente. La variación de la temperatura ambiente juega un papel importante sobre el funcionamiento del sistema sin importar el modo de enfriamiento del condensador. Este factor se considera una de las principales razones por la cual la temperatura de condensación sufre cambios en el transcurso de la operación, a este se le suman las alteraciones producidas en el coeficiente de transferencia de calor debido al cambio de la velocidad del fluido o al ensuciamiento y/o incrustaciones producidas en el intercambiador.

La forma de relacionar la temperatura ambiente y la temperatura de condensación se realiza mediante unos criterios estipulados para el diseño de cada tipo de

condensador. Según Whitman³⁹ para un condensador enfriado por aire se tiene que la relación entre la temperatura del aire exterior y la temperatura de condensación del sistema se puede establecer normalmente como un valor que varía desde los 8°C hasta los 15°C e incluso, para condensadores de alto rendimiento, esta diferencia llega a ser hasta de 5°C. Por otra parte, Whitman⁴⁰ también aclara que para un condensador enfriado por agua se tiene que la relación entre la temperatura de condensación y la temperatura del agua a la salida del condensador oscila entre los 5°C y 10°C.

Se toman como criterios los valores de 10°C para el condensador enfriado por aire y 7°C para el condensador enfriado por agua, estos valores son tomados como el promedio de los valores máximos y mínimos usados usualmente.

Teniendo estipulados estos criterios se procede a analizar el efecto producido por la variación de la temperatura de condensación de dos formas distintas:

- De forma cualitativa: se analizan las tendencias que se producen por los cambios producidos en el sistema en términos de capacidad, trabajo, coeficiente de desempeño y temperatura de descarga al efectuarse variaciones en la temperatura ambiente (por lo tanto, en la temperatura de condensación).
- De forma cuantitativa: se analiza la variación del IPLV del sistema cuando se trabaja con los diferentes tipos de compresores, esto se hace bajo el estándar AHRI 551/591 del 2018 que estipula las condiciones necesarias para el cálculo de este factor tanto en enfriadoras condensadas por aire como para enfriadoras condensadas por agua.

³⁹ WHITMAN, William y JOHNSON, William. Condensadores. En: Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado. 1 ed. Tomo 2. Editorial Parainfo, 2000. ISBN 84-283-2658-4. Pag 30, 31.

⁴⁰ Ibid. Pag 23, 24.

8.1.2 Variación del delta de temperatura del agua. La variación del delta de temperatura del agua en la enfriadora es un parámetro fundamental sobre el cual debe centrarse el interés del sistema de control ya que influye significativamente en la cantidad de energía que se utiliza. Esta variación se interpreta como un síntoma producido por el mal funcionamiento aguas abajo y generalmente su inicio se da en las unidades terminales en donde las fluctuaciones de presión, sobredimensionamiento de las válvulas de control, mal balanceo hidráulico e incluso el ensuciamiento de los serpentines generan deficiencias o sobre flujos afectando directamente la eficiencia del sistema.

El análisis que se realiza en esta sección consiste en visualizar el efecto de la variación del delta de temperatura del agua en el enfriador sobre los costos del consumo de energía generados por el bombeo. La parametrización se realiza dentro del rango permitido por los fabricantes que suele ser desde los 3°C hasta los 7°C. Estos resultados son útiles para comprender como influye el factor delta de temperatura en la cantidad de enfriadores necesarios para una operación óptima del sistema.

8.1.3 Variación de la temperatura de evaporación. La temperatura de evaporación se ve influenciada por diferentes factores, como lo son los cambios producidos en las temperaturas de los fluidos y en el coeficiente de transferencia de calor.

Generalmente estas variaciones se dan como consecuencia de la diferencia temporal de la carga respecto a la capacidad, esto es debido a que los componentes del sistema no reaccionan de forma inmediata a los cambios de carga ocasionando que la masa de refrigerante impulsada por el compresor no sea la misma cantidad de refrigerante entregado por la válvula de expansión, generando alteraciones en la presión al interior del evaporador y por lo tanto una variación en la temperatura de evaporación.

Estas variaciones de temperatura al interior del evaporador también pueden ocasionar una variación en la temperatura de salida del agua, esta siempre se debe mantener por encima de la temperatura de evaporación del refrigerante y se estipula como criterio una diferencia en un rango de valores entre 7°C y 3°C por tratarse de una aplicación de media temperatura (si se tratase de un intercambio de calor entre refrigerante y el aire, la diferencia entre la temperatura de entrada y la temperatura de evaporación estaría en un rango de 11°C a 8°C según Wirz⁴¹).

En este análisis se supondrá que el control efectuado sobre el sistema logra mantener la temperatura de salida del agua en 5°C (esto con el fin de evitar un congelamiento del fluido) y que sólo se efectúan cambios en la temperatura de evaporación, de esta manera se puede observar las tendencias que se producen por los cambios producidos en el sistema en términos de capacidad, trabajo, coeficiente de desempeño y temperatura de descarga.

8.1.4 Variación de la cantidad de enfriadoras trabajando. Este análisis permite responder la siguiente pregunta: “¿Es mejor tener un enfriador trabajando al 90% de su capacidad o contar con 2 trabajando al 45%?”. Como se mencionó en el apartado 8.1.2. el factor delta de temperatura del agua influye en la cantidad de energía desperdiciada a causa del exceso del bombeo, esto como consecuencia de las fluctuaciones de presión que ocasionan sobre flujos en el sistema. Este mismo factor también influye en la cantidad de enfriadores y equipos necesarios para una operación óptima, a este efecto se le denomina “síndrome del bajo delta T”, el cual ocasiona que los requerimientos de carga sean cumplidos por más enfriadoras de las que en realidad se necesitan.

En el siguiente análisis se busca hacer una comparación de la cantidad de energía que se consume debido a la operación del sistema en dos escenarios diferentes:

⁴¹ WIRZ, Dick. Controles y accesorios. En: Refrigeración comercial para técnicos de aire acondicionado. España. Editorial Parainfo, 2008. ISBN 97-8842-833-031-4. Pag 100.

- Cuando se cuenta con un control preciso en el sistema de enfriamiento, cuyo algoritmo de control se encarga de mantener el punto de ajuste del agua helada, operando así la menor cantidad de enfriadores posibles y haciéndolos trabajar en rangos altos de operación.
- Cuando el sistema no cuenta con las herramientas necesarias para garantizar un apropiado control sobre el punto de ajuste del agua, lo cual imposibilita el suministro permanente y preciso de la cantidad de agua requerida por las unidades terminales, ocasionando que erradamente se adicionen enfriadoras durante el funcionamiento con el fin de satisfacer la carga impuesta.

8.2 FACTORES QUE AFECTAN INDIRECTAMENTE EL DESEMPEÑO DEL CHILLER.

8.2.1 Variación del calor sensible y el calor latente. En esta situación todo el sistema depende de la carga que se deba retirar de los salones, esta carga es variable debido a que se relaciona con la cantidad de personas, equipos y actividades que se realicen dentro de las aulas. Todo esto genera cambios tanto en el calor sensible como el calor latente que se debe retirar mediante los fan-coils, esto a su vez provoca una variación en el caudal del agua que recorre el sistema. Este flujo de agua es el encargado de llevar la señal para la activación o el apagado de los enfriadores permitiendo operar el sistema con un número óptimo de evaporadores.

Teniendo en cuenta la descripción anterior, los parámetros de mayor interés para este apartado son la energía consumida por el sistema (W) debido al trabajo efectuado por el compresor y al trabajo realizado por la bomba para impulsar el volumen de agua requerida (V_w).

8.2.2 Variación de la cantidad de fan-coils trabajando. Las fluctuaciones de presión que se producen en el sistema son las causantes de que el algoritmo de control no sea capaz de regular correctamente el caudal que circula hacia cada una de las unidades terminales, produciendo problemas como el síndrome del bajo delta T y ocasionando la activación de más equipos de lo que en realidad son necesarios para cumplir con los requerimientos de carga establecidos.

Para comprender como suceden estas fluctuaciones de presión, se plantea el análisis de una instalación de refrigeración sencilla con 3 unidades terminales idénticas. En este análisis se plasman escenarios distintos, comenzando por la instalación en condiciones de diseño y trabajando con una bomba de velocidad constante. El segundo caso simula condiciones de carga parcial mediante la reducción del número de unidades terminales en funcionamiento (cierre de una válvula de control). En el tercer caso se implementan las bombas de velocidad variable y/ o controladores de la presión diferencial en las válvulas de control con el fin de mejorar la instalación.

El anterior análisis se resume en los siguientes pasos:

1. La instalación en condiciones de diseño con bombas de velocidad constante.
2. Reducción del número de unidades terminales en funcionamiento.
3. Implementación de bombas de velocidad variable.
4. Implementación de controladores de la presión diferencial.

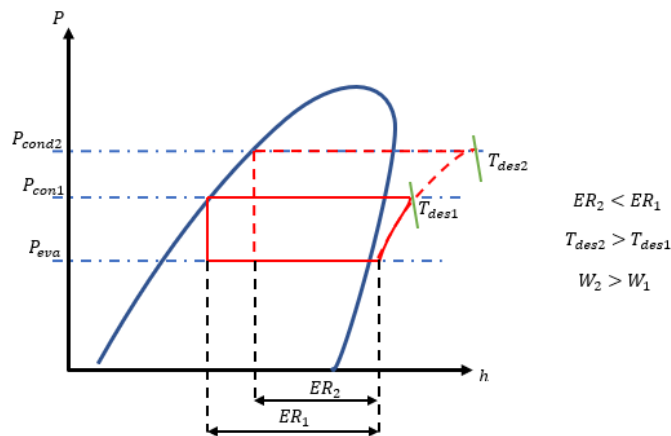
Todas las parametrizaciones realizadas están disponibles en los Anexos M, N, y O.

9 ANÁLISIS DE RESULTADOS

9.1 EFECTO DE LA VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN

Cuando el sistema opera libremente, es decir, cuando no se tiene control sobre las revoluciones del compresor permitiendo obtener variaciones en la temperatura de condensación, se generan efectos sobre el sistema. Los efectos que se producen se visualizan de forma cualitativa mediante un esquema simplificado del diagrama de Mollier (diagrama P-h).

Figura 21. Diagrama P-h simplificado con variación de la temperatura de condensación.

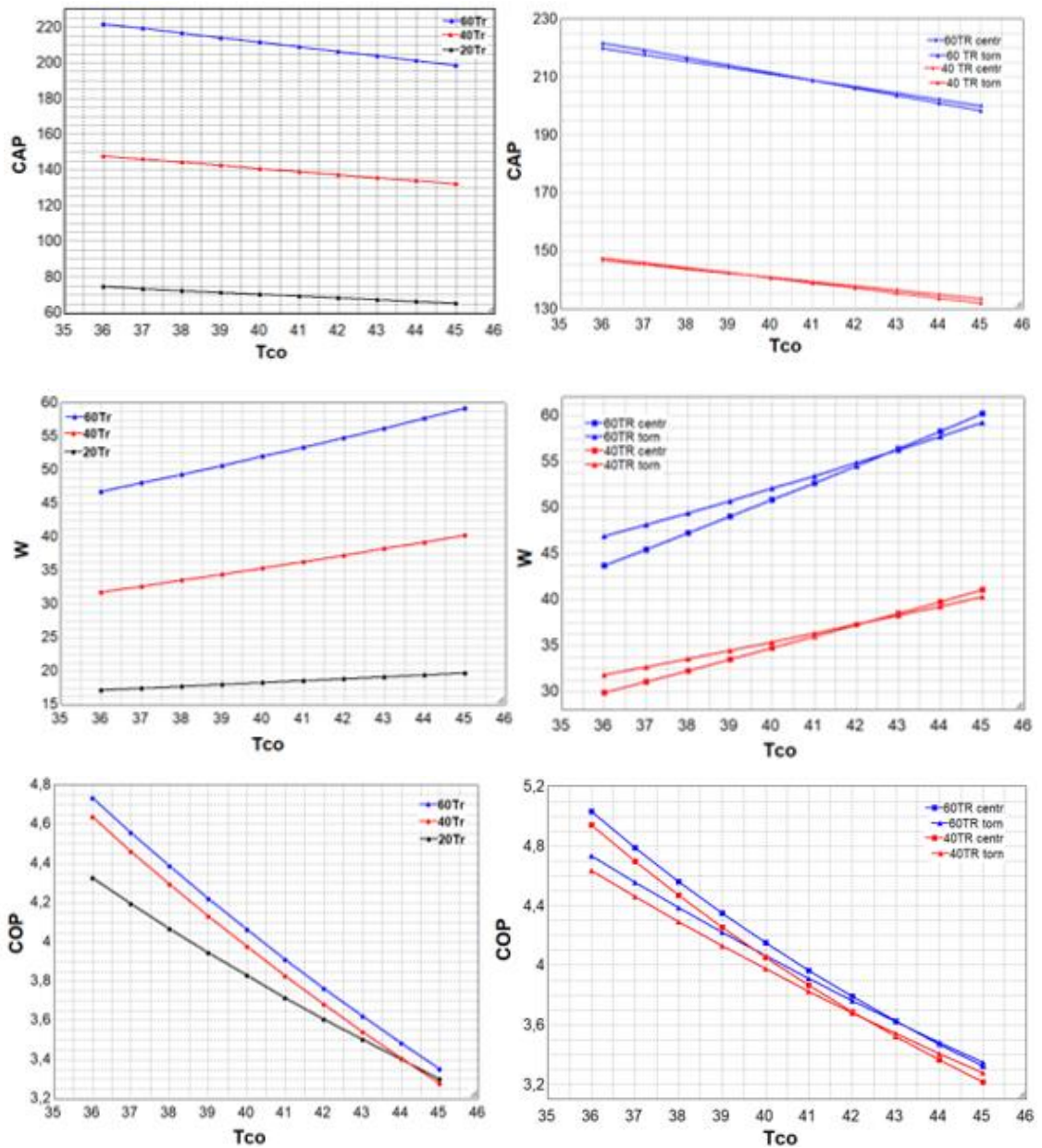


Fuente: Elaboración propia.

En el diagrama se observa que un aumento de la temperatura de condensación provoca que el efecto refrigerante obtenido sea menor, ocasionando que la capacidad del sistema disminuya; también se observa un aumento en la temperatura de descarga, lo cual conlleva a la pérdida de lubricación en el compresor; y finalmente se aprecia un aumento en el trabajo de compresión, lo cual puede tener como resultado un daño en el motor debido a sobrecargas. A estos factores apreciables en el diagrama P-h, se le suman las afectaciones producidas en las propiedades del refrigerante, como la disminución de la densidad y el aumento de la relación de compresión, lo cual conlleva a una disminución en las eficiencias volumétricas.

Todos los factores expuestos anteriormente afectan el rendimiento del sistema, ocasionando que el coeficiente de desempeño se vea disminuido considerablemente. A continuación, se visualizan las tendencias que siguen dichos parámetros.

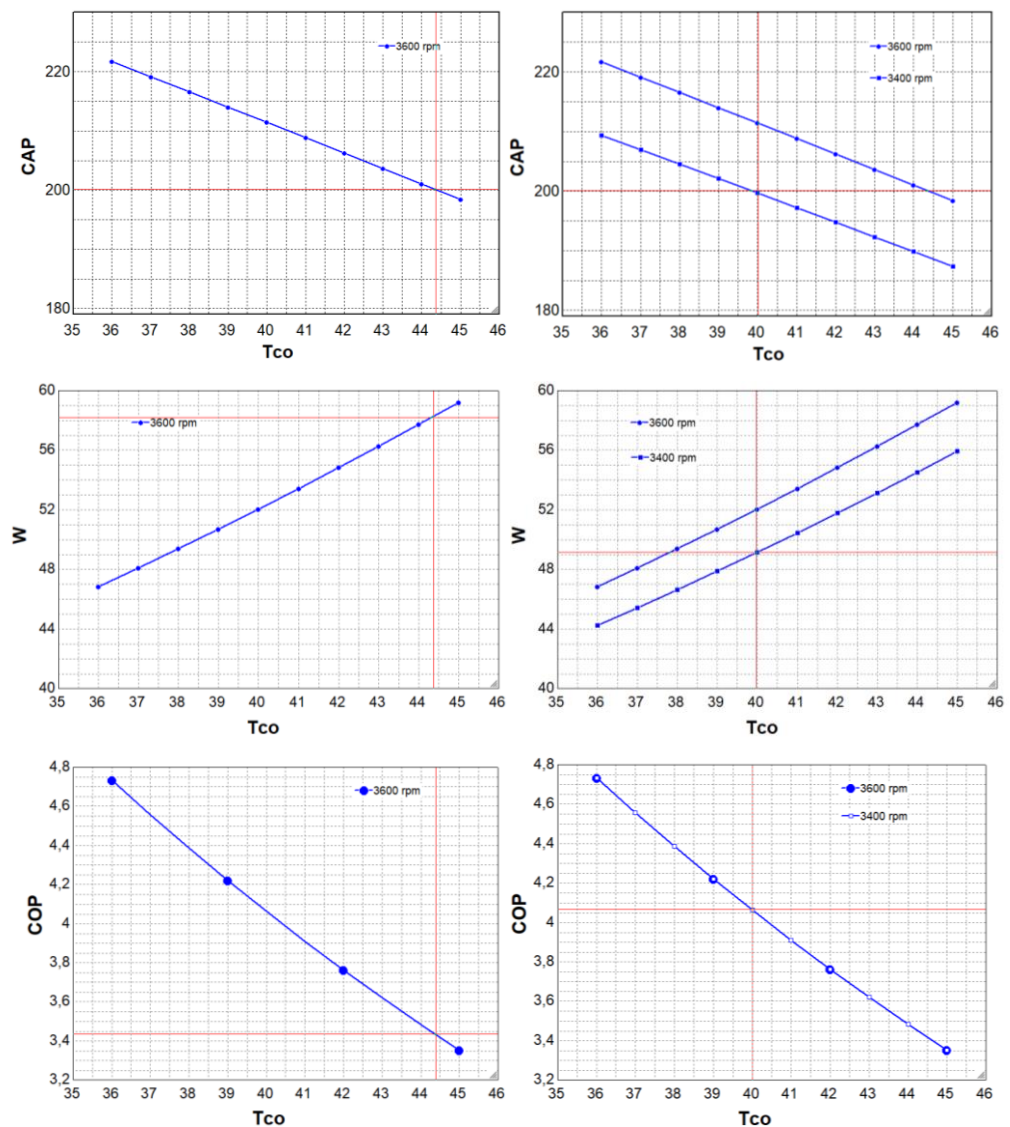
Figura 22. Efectos producidos por la variación de la Tcond en parámetros como: CAP, W y COP en: sistema enfriado por aire (izquierda) / sistema enfriado por agua (derecha)



Fuente: Elaboración propia.

Para evitar que el desempeño del sistema se vea afectado drásticamente por la variación de la temperatura de condensación, los equipos de refrigeración suelen equiparse con variadores de frecuencia que permiten controlar las revoluciones de los compresores ante los cambios de operación del sistema, esto permite reducir el trabajo consumido por el compresor en la misma proporción que la capacidad disminuye, logrando que el coeficiente de desempeño del sistema sea constante.

Figura 23. Comportamiento de un compresor de tornillo de 60TR ante el cambio de T_{cond} cuando está: trabajando libremente (3600 rpm) (izquierda) / trabajando con control (3400 rpm) (derecha)



Fuente: Elaboración propia.

En la *figura 23* se observa un ejemplo con el compresor de tornillo de 60 toneladas de refrigeración. En las figuras de la izquierda se aprecia como el funcionamiento libre del compresor ocasiona grandes requerimientos de trabajo ante una disminución de la capacidad y por lo tanto un menor coeficiente de desempeño; en la figura de la derecha se muestra el mismo compresor funcionando a una velocidad menor, adaptándose al cambio de capacidad sin variar la temperatura de condensación, esto permite mantener constante el COP y, por lo tanto, reducir el consumo de energía. El procedimiento realizado se puede ver en detalle en las primeras secciones de los Anexos M y N.

9.2 VARIACIÓN DEL DELTA DE TEMPERATURA DEL AGUA

En este apartado se analiza la afectación en el costo de operación producido por el bombeo al efectuarse variaciones en el delta de temperatura del agua. Para esto se tiene que:

$$Q = m_w * C_{p_w} * \Delta T_w$$

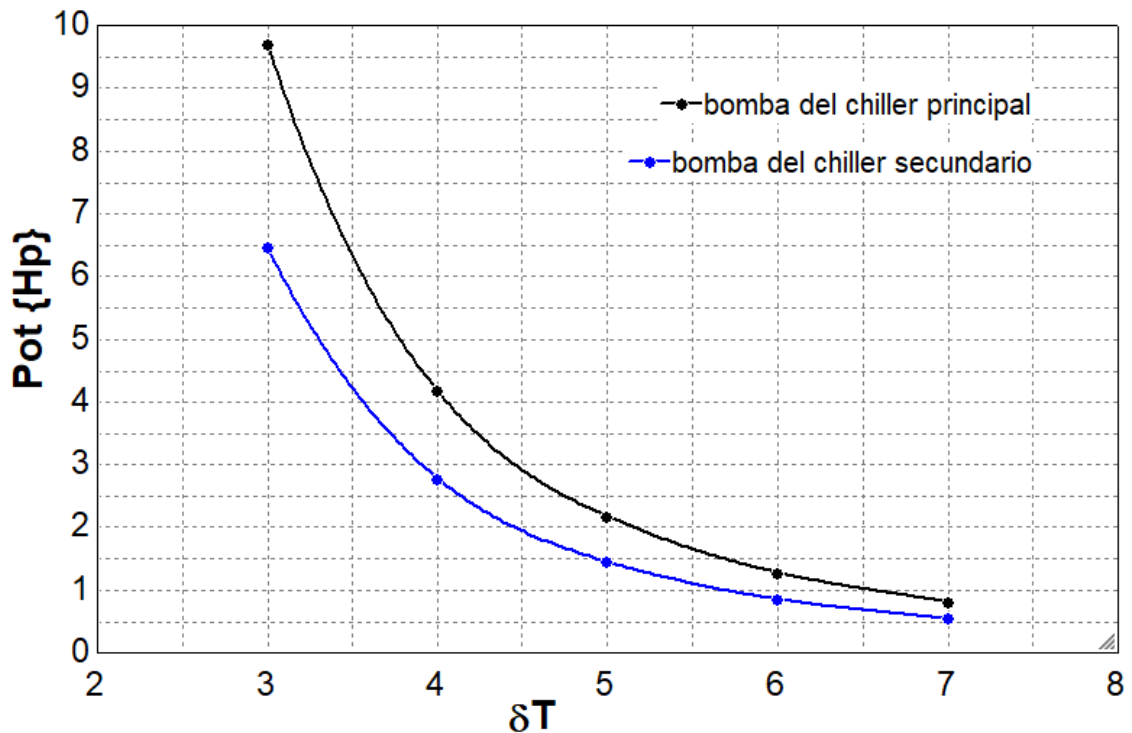
Esto significa que un incremento en el delta de temperatura del agua provoca una disminución del caudal a través del sistema para una misma capacidad. Esto hace necesario analizar cómo se comporta el subsistema de distribución al efectuarse cambios en la operación. En la primera sección del Anexo O se encuentra el procedimiento para el cálculo de la altura requerida en función del delta T.

Basados en el diagrama de la *figura 24* se concluye que a medida que el flujo de agua fría aumenta (disminución del delta T), la potencia requerida por la bomba se incrementa drásticamente dando como resultado un alto costo de operación.

Sin embargo, tener un delta T muy alto tampoco resulta ser la mejor opción, debido a que este factor no sólo influye en el sistema de distribución, también se ve alterada la enfriadora y el sistema aguas abajo. Por un lado, la enfriadora se beneficia con el

aumento del LMTD, logrando una mejor transferencia de calor. Por otro lado, en los fan-coils sucede lo opuesto, un incremento en el delta T causa un descenso en el LMHD lo cual ocasiona pérdidas de rendimiento, esto se equilibra aumentando el tamaño de los ventiladores de los fan-coils o aumentando la velocidad de impulsión haciendo necesarios motores más grandes o un mayor consumo de energía.

Figura 24. Potencia consumida por la bomba vs delta de temperatura del agua.

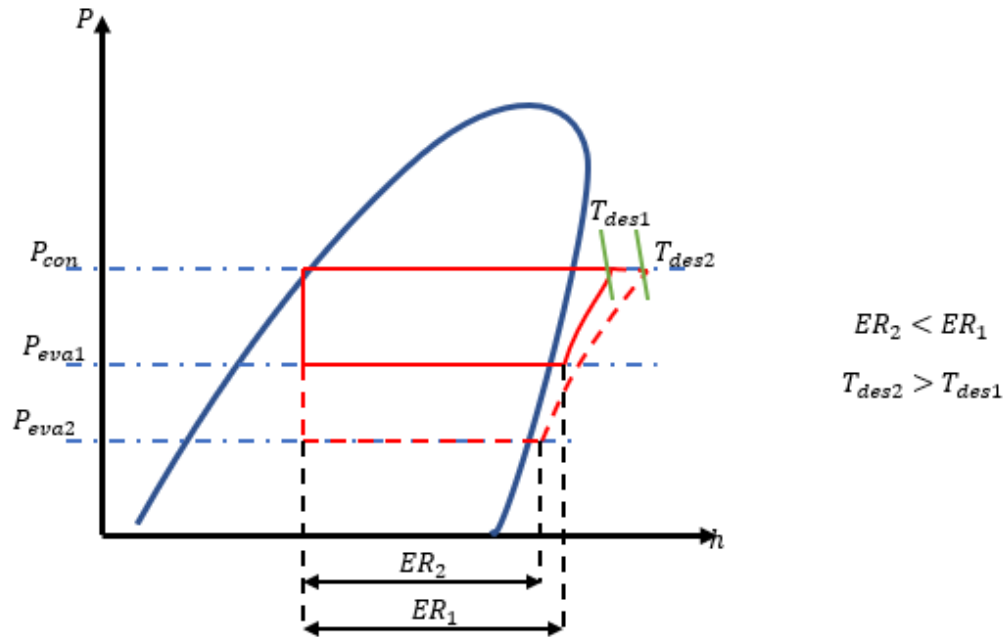


Fuente: Elaboración propia.

9.3 EFECTO DE LA VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN

Para visualizar de forma cualitativa los efectos que se producen debido al cambio de la temperatura de evaporación se utiliza el esquema simplificado del diagrama de Mollier (diagrama P-h),

Figura 25. Diagrama P-h simplificado con variación de la temperatura de evaporación

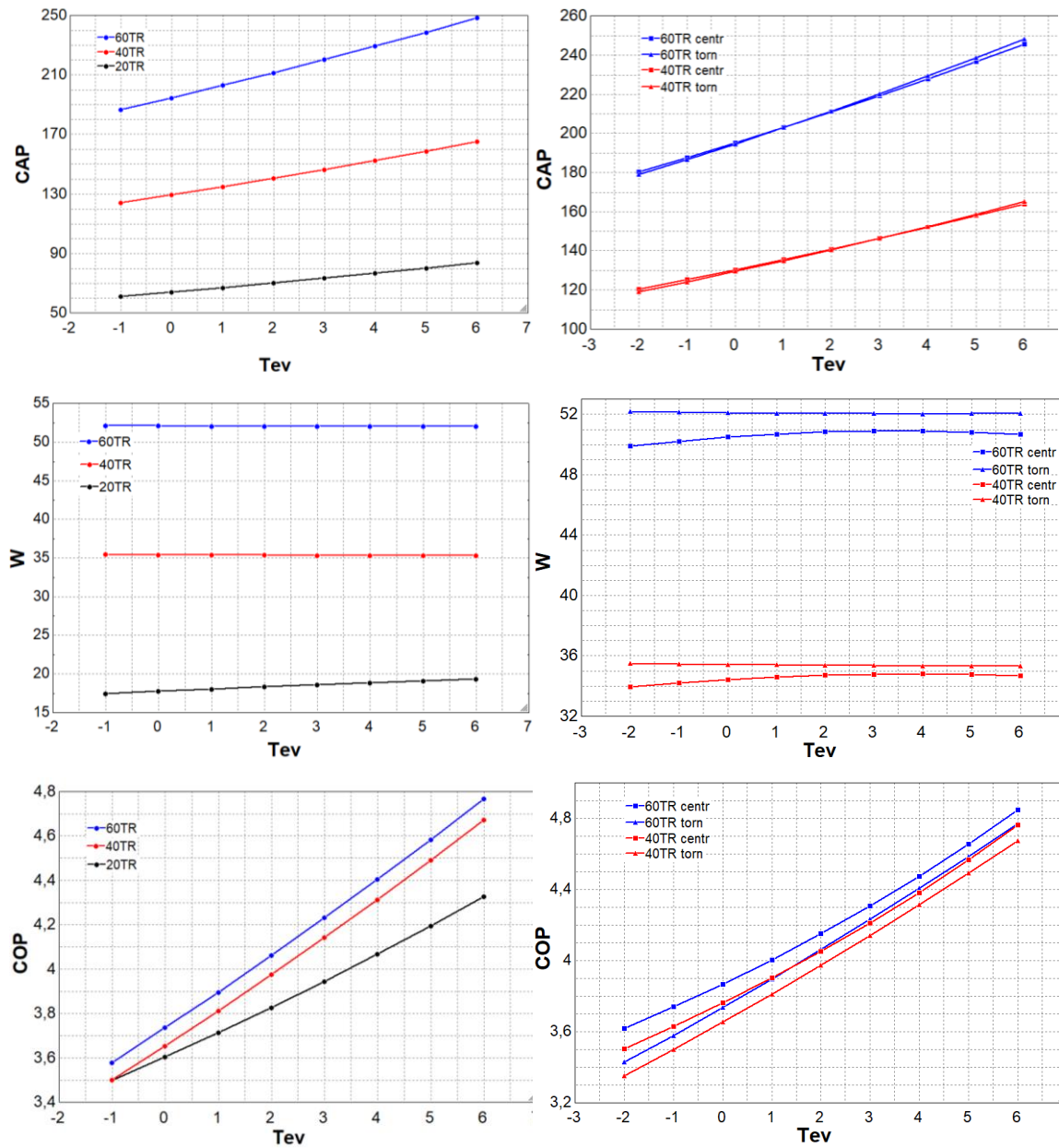


Fuente: Elaboración propia.

Como se observa en el diagrama, la disminución de la temperatura de evaporación provoca que el efecto refrigerante obtenido sea menor, ocasionando que la capacidad del sistema disminuya; también se observa un aumento en la temperatura de descarga, lo cual conlleva a la pérdida de lubricación en el compresor. Aunque estos cambios no son tan drásticos como los producidos por las variaciones de la temperatura de condensación es importantes mantenerlos controlados para evitar que el desempeño del sistema se vea afectado.

Por otra parte, el efecto producido en el trabajo requerido no es tan obvio en el diagrama P-h, esto es debido a que suceden dos alteraciones simultáneas, la primera es un aumento en la diferencia de entalpías y la segunda una disminución en la densidad del refrigerante, esta última puede presentar mayores cambios teniendo como resultado una leve disminución del trabajo de compresión. A continuación, se visualizan las tendencias que siguen dichos parámetros.

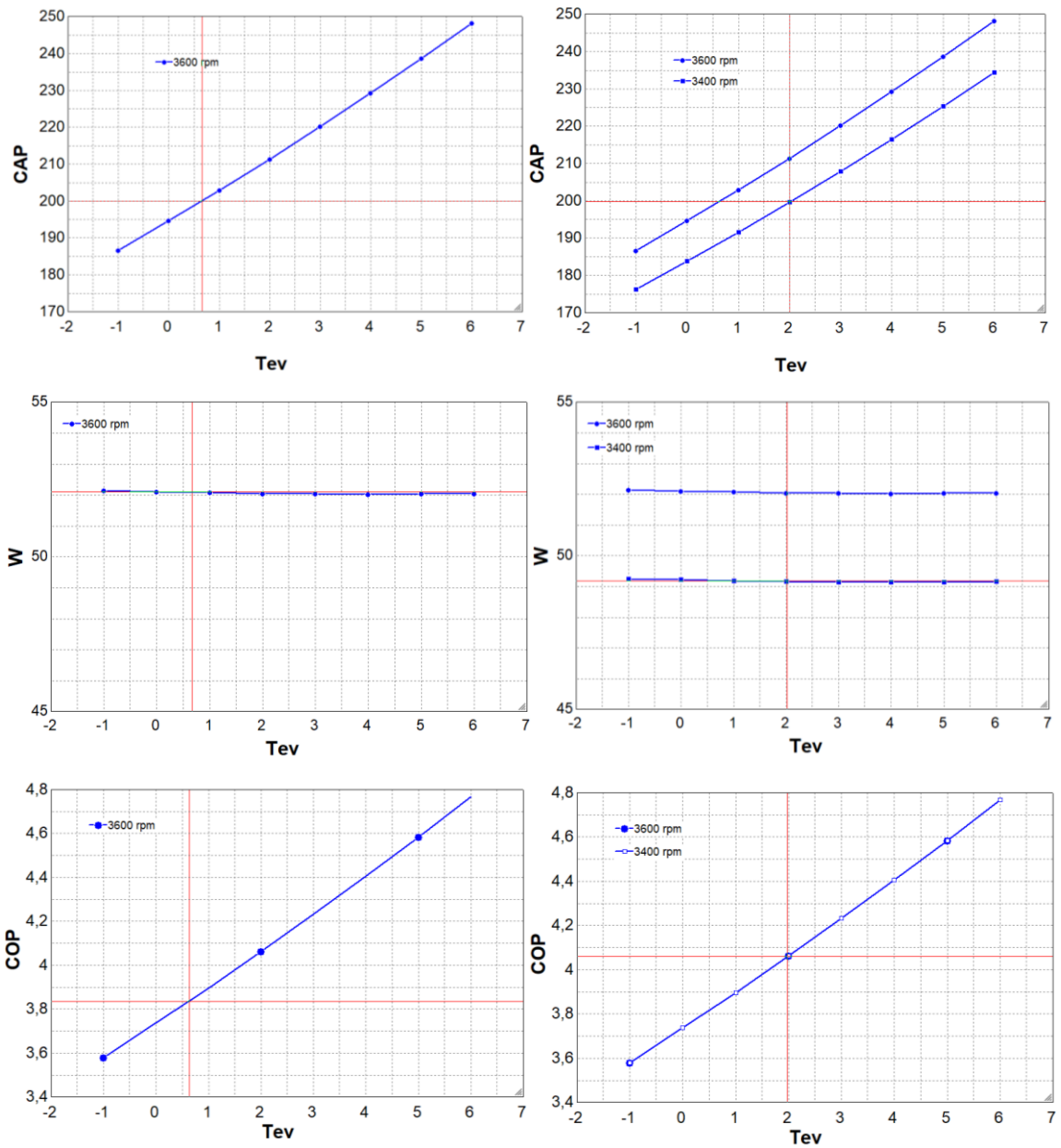
Figura 26. Efectos producidos por la variación de la T_{ev} en parámetros como: CAP , W y COP en: sistema enfriado por aire (izquierda) / sistema enfriado por agua (derecha)



Fuente: autor

Es importante mantener un control sobre las revoluciones del compresor para evitar los cambios en las condiciones de operación en el sistema y así evitar que el desempeño se vea afectado por la variación de la temperatura de evaporación.

Figura 27. Comparación del funcionamiento de un compresor de tornillo de 60TR ante el cambio de Tev cuando está: trabajando libremente (izquierda) / trabajando con control (derecha)



Fuente: autor

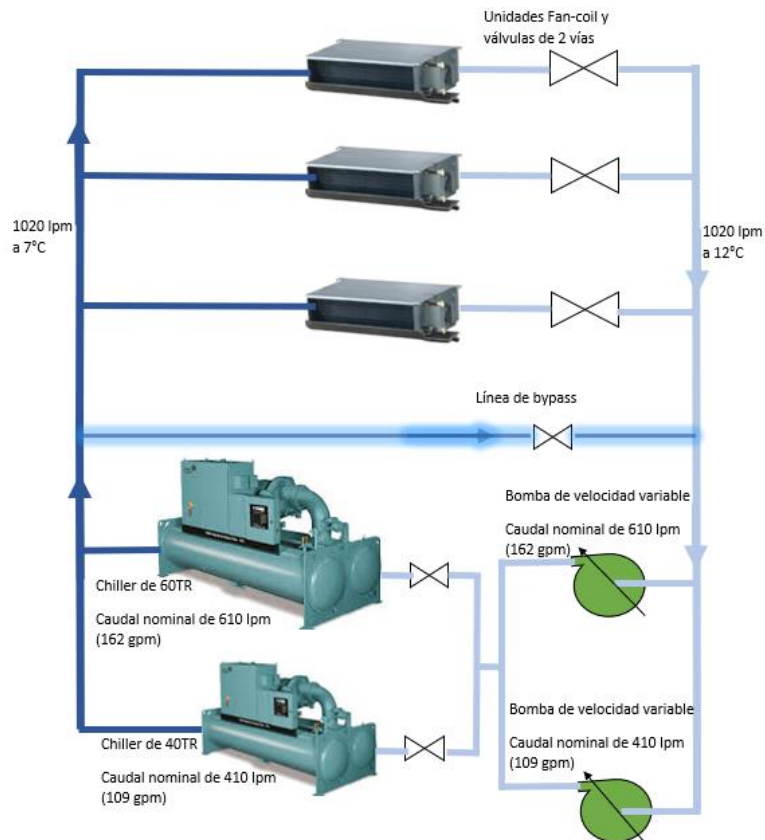
En la figura 27 se observa un ejemplo con el compresor de tornillo de 60 toneladas de refrigeración. En las figuras de la izquierda se aprecia como es el funcionamiento libre del compresor, en donde el sistema encuentra nuevas condiciones de funcionamiento, viéndose afectada su capacidad sin la reducción del trabajo

consumido y por lo tanto un menor coeficiente de desempeño; en la figura de la derecha se muestra el mismo compresor funcionando a una velocidad menor, adaptándose al cambio de capacidad sin variar la temperatura de evaporación, esto permite mantener constante el COP y de esta manera reducir el consumo de energía. El procedimiento realizado se puede ver en detalle en las primeras secciones de los Anexos M y N.

9.4 VARIACIÓN DE LA CANTIDAD DE ENFRIADORAS TRABAJANDO

Para comenzar se presenta un esquema simplificado del sistema, el cual consta de la enfriadora principal (60TR), enfriadora secundaria (40TR), tres unidades manejadoras de 35TR cada una y un sistema de bombeo primario variable.

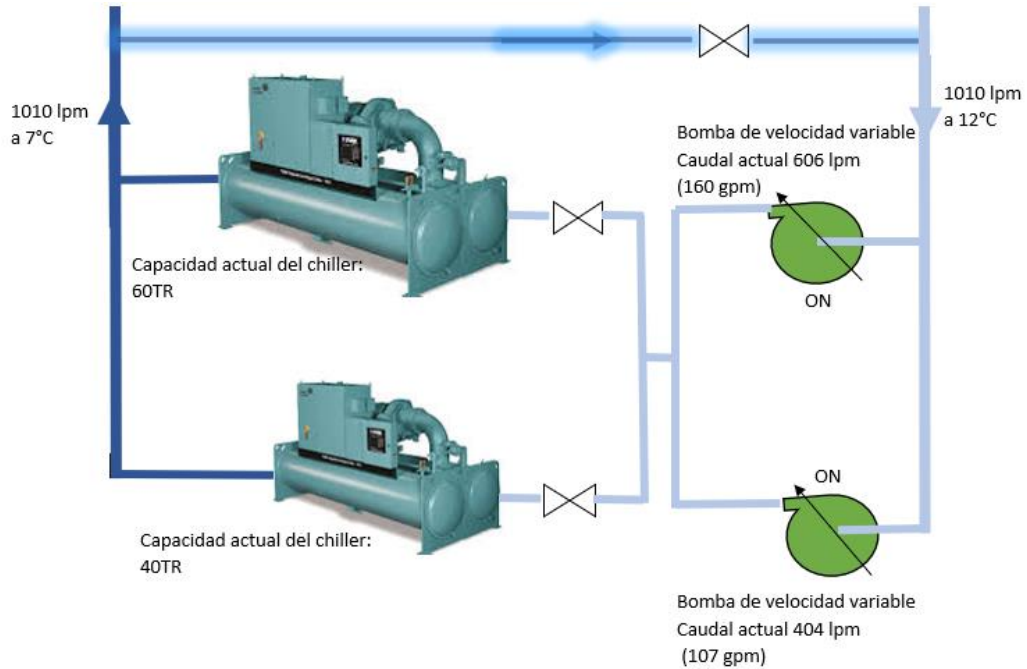
Figura 28. Esquema simplificado del sistema.



Fuente: Elaboración propia.

El primer analisis a realizar consta del sistema funcionando a plena carga con un delta T igual a 5°C.

Figura 29. Sistema a plena carga con delta T de 5°C.



Fuente: Elaboración propia.

Cuadro 10. Funcionamiento de las enfriadoras a plena carga.

Cap. Nom. Chiller 1	Cap. Nom. Chiller 2	flujo Nom. bomba 1	flujo Nom. bomba 2
60 TR	40TR	606 lpm (160 gpm)	404 lpm (107 gpm)
Delta T del sistema		5°C	
Capacidad actual del sistema		100TR	
Capacidad actual del chiller 1		60TR	
Porcentaje de carga del chiller 1		100%	
Capacidad actual del chiller 2		40TR	
Porcentaje de carga del chiller 2		100%	
Flujo actual de la bomba 1		606 lpm (160 gpm)	
Velocidad de la bomba 1		100%	
Flujo actual de la bomba 2		404 lpm (107 gpm)	
Velocidad de la bomba 2		100%	

Fuente: Elaboración propia.

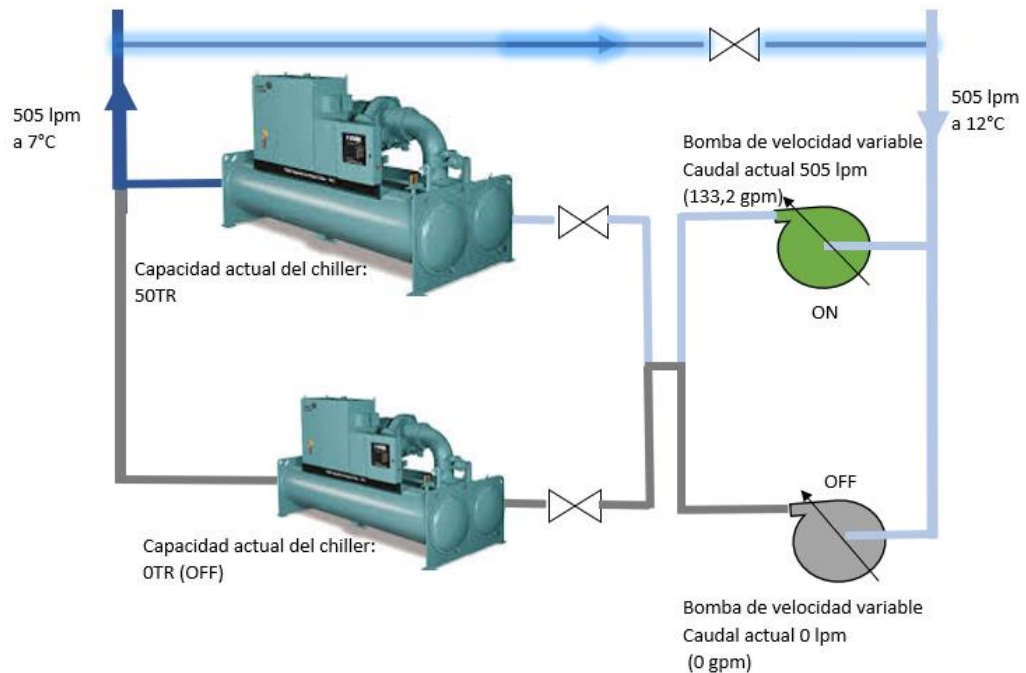
Para el cálculo del caudal que circula por el sistema se usa la siguiente formula:

$$carga \{Ton\} = m_w \left\{ \frac{kg}{s} \right\} * 4,18 \left\{ \frac{Kj}{Kg * ^\circ c} \right\} * \Delta T_w \{^\circ c\} * \frac{1 Ton}{3,517 Kw} * \frac{1 \left\{ \frac{litros}{minuto} \right\}}{60 \left\{ \frac{Kg}{s} \right\}}$$

$$\{Ton\} = \frac{\frac{litros}{minuto} * \Delta T_w \{^\circ c\}}{50,5}$$

El segundo análisis se realizará con el sistema funcionando al 50% de la capacidad total y con un delta T de 5°C

Figura 30. Sistema al 50% de la capacidad total funcionando con delta T de 5°C.



Fuente: Elaboración propia

El cálculo de las nuevas velocidades de trabajo de las bombas se hace a través de las leyes de semejanza:

$$\frac{Q_1}{n_1} = \frac{Q_2}{n_2} \rightarrow \frac{Q_2}{Q_1} * n_1 = n_2 \rightarrow \frac{505}{606} * 100\% = 83,3\%$$

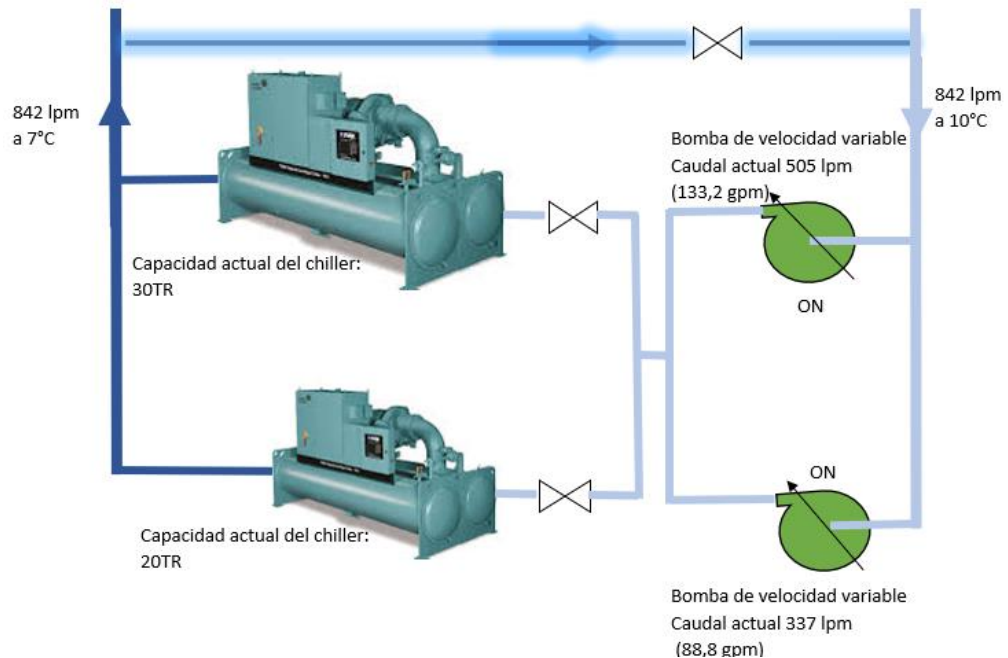
Cuadro 11. Funcionamiento de las enfriadoras a carga parcial.

Cap. Nom. Chiller 1	Cap. Nom. Chiller 2	flujo Nom. bomba 1	flujo Nom. bomba 2
60 TR	40TR	606 lpm (160 gpm)	404 lpm (107 gpm)
Delta T del sistema		5°C	
Capacidad actual del sistema		50TR	
Capacidad actual del chiller 1		50TR	
Porcentaje de carga del chiller 1		83%	
Capacidad actual del chiller 2		0TR	
Porcentaje de carga del chiller 2		0%	
Flujo actual de la bomba 1		505 lpm (133,2 gpm)	
Velocidad de la bomba 1		83%	
Flujo actual de la bomba 2		0 lpm (0 gpm)	
Velocidad de la bomba 2		0%	

Fuente: Elaboración propia.

El último análisis se realiza con el sistema funcionando al 50% de la capacidad total, pero esta vez con un delta T de 3°C

Figura 31. Sistema al 50% de la capacidad total funcionando con delta T de 3°C.



Fuente: Elaboración propia.

Cuadro 12. Funcionamiento de las enfriadoras con bajo delta T.

Cap. Nom. Chiller 1	Cap. Nom. Chiller 2	flujo Nom. bomba 1	flujo Nom. bomba 2
60 TR	40TR	606 lpm (160 gpm)	404 lpm (107 gpm)
Delta T del sistema		3°C	
Capacidad actual del sistema		50TR	
Capacidad actual del chiller 1		30TR	
Porcentaje de carga del chiller 1		50%	
Capacidad actual del chiller 2		20TR	
Porcentaje de carga del chiller 2		50%	
Flujo actual de la bomba 1		505 lpm (133,2 gpm)	
Velocidad de la bomba 1		83%	
Flujo actual de la bomba 2		337 lpm (88,8 gpm)	
Velocidad de la bomba 2		83%	

Fuente: Elaboración propia.

Al comparar los dos escenarios anteriores se tiene que:

Cuadro 13. Comparación del funcionamiento de las enfriadoras.

	$\Delta T = 5^{\circ}c$	$\Delta T = 3^{\circ}c$
Flujo total (Lpm)	505	842
Capacidad actual del sistema (Ton)	50	50
Capacidad actual del chiller 1 (Ton)	50	30
Porcentaje de carga del chiller 1 (%)	83	50
Capacidad actual del chiller 2 (Ton)	0	20
Porcentaje de carga del chiller 2 (%)	0	50
Flujo actual de la bomba 1 (Lpm)	505	505
Velocidad de la bomba 1 (%)	83	83
Flujo actual de la bomba 2 (Lpm)	0	337
Velocidad de la bomba 2 (%)	0	83

Fuente: Elaboración propia.

Al bajarse el delta T del agua se ocasiona que a través del sistema circule un flujo de 842 lpm, este caudal supera la capacidad máxima del chiller principal (760 lpm), haciendo necesario la utilización del chiller secundario para cumplir con la demanda

de flujo, esto significa que tener funcionando el sistema a un bajo delta T ocasiona que se utilicen un mayor número de bombas, ventiladores y compresores, teniendo como consecuencia un aumento en los costos de operación. El análisis completo está disponible en la segunda parte del Anexo O.

Este aumento en los costos se considera como desperdicio por varios factores:

- El agua regresa fría a los chillers (10°C, dos grados menos que las condiciones de diseño).
- El sistema se centra en mantener la demanda de agua y no en cumplir con la demanda real de carga.
- Se requiere mayor cantidad de equipos para cumplir los requerimientos.
- Los chillers trabajan a condiciones de baja carga.

Para comprender cómo este último factor afecta a la cantidad de energía que usa en el sistema, se plantea el siguiente análisis con el fin de obtener las curvas de consumo de los diferentes tipos de compresores funcionando a carga parcial.

9.5 VARIACIÓN DEL CALOR SENSIBLE Y DEL CALOR LATENTE

Cuando se establecen los valores del calor sensible y calor latente presentes en los salones queda determinada la carga que cada fan-coil debe retirar y a su vez, se impone la carga total del sistema. Las enfriadoras deben cumplir con estos requerimientos de carga, para el caso de los sistemas que cuentan con control sobre las revoluciones del compresor los cambios de carga se ven compensados con cambios proporcionales en el flujo del compresor, ya que el efecto refrigerante se mantendrá constante.

$$\updownarrow Q = \updownarrow \dot{m}_r * ER$$

Al no haber cambios en las temperaturas de funcionamiento muchos de estos factores permanecen constantes (segundo término a la derecha de la ecuación). Tomando como ejemplo un compresor tipo recíprocante se tiene:

$$\uparrow \downarrow Q = \uparrow \downarrow Rpm * \frac{\pi * (D)^2 * L * Z * \rho_v * \eta_v * ER}{4}$$

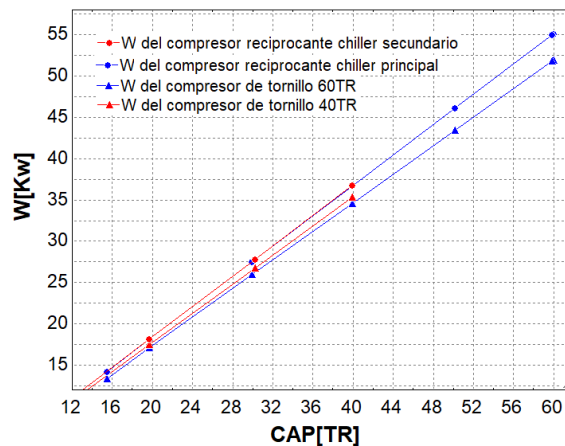
De esta manera se concluye que ante un cambio de carga se obtiene como respuesta un cambio proporcional en las revoluciones del compresor. Esto a su vez significa una variación similar en el trabajo consumido por el compresor. Siguiendo con el ejemplo anterior se tiene:

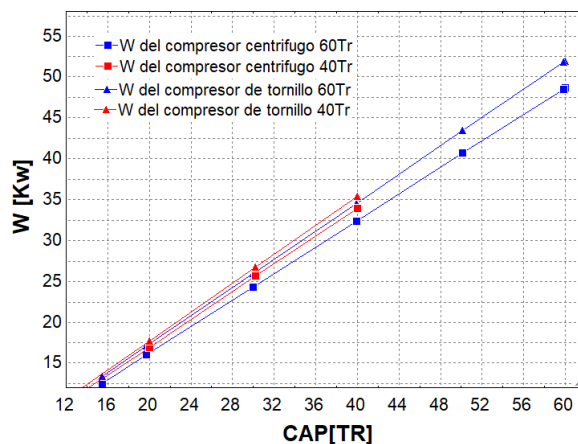
$$\uparrow \downarrow w = \uparrow \downarrow Rpm * \frac{\pi * (D)^2 * L * Z * \rho_v * \eta_v * (\Delta h)}{4 * \eta_e}$$

El código y las parametrizaciones completas se encuentran disponibles en las segundas secciones de los Anexos M y N.

En la siguiente figura se muestra el comportamiento del trabajo consumido por el compresor a diferentes capacidades del sistema.

Figura 32. Trabajo consumido por diferentes tipos de compresores Vs capacidad en sistemas: con condensador enfriado por aire / con condensador enfriado por agua



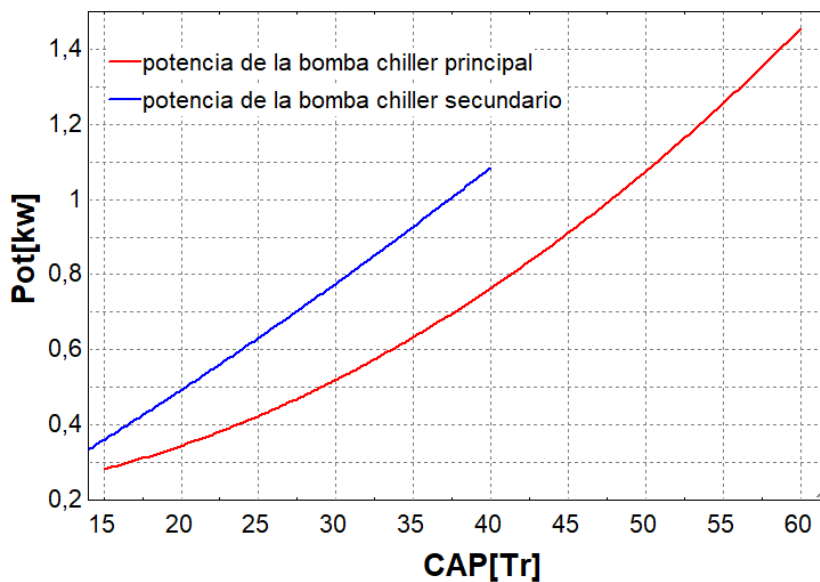


Fuente: Elaboración propia.

Esta variación del trabajo proporcional a los cambios de cargas permite que el sistema funcione bajo un mismo COP.

Por otro lado, el trabajo consumido por las bombas se observa en la siguiente gráfica.

Figura 33. Trabajo consumido por las bombas Vs capacidad del sistema.



Fuente: Elaboración propia.

Es importante tener en cuenta dos cosas; la primera es que la eficiencia de las bombas se mantuvieron constantes para este proyecto, sin embargo, en la realidad este valor disminuye a medida que las condiciones se alejan del punto de operación para las cuales fueron diseñadas; la segunda es que la bomba del chiller secundario solo entra en funcionamiento una vez el chiller principal haya conseguido alcanzar su capacidad máxima, es decir, impulsa el flujo de agua necesario para cumplir las condiciones de carga mayores a 60 TR, esta es la razón por la cual consume más energía (en comparación con la bomba del chiller principal dentro del mismo rango de capacidad), porque funciona cuando la altura efectiva de la bomba es mayor.

Otro factor importante para analizar es el valor integrado a carga parcial (IPLV). Este factor permite conocer la eficiencia promedio de los chillers en condiciones de carga parcial y junto con la información de los rangos de operación en los cuales cada compresor presenta la mayor eficiencia energética se logra la elección del equipo de mejor desempeño para unas condiciones establecidas.

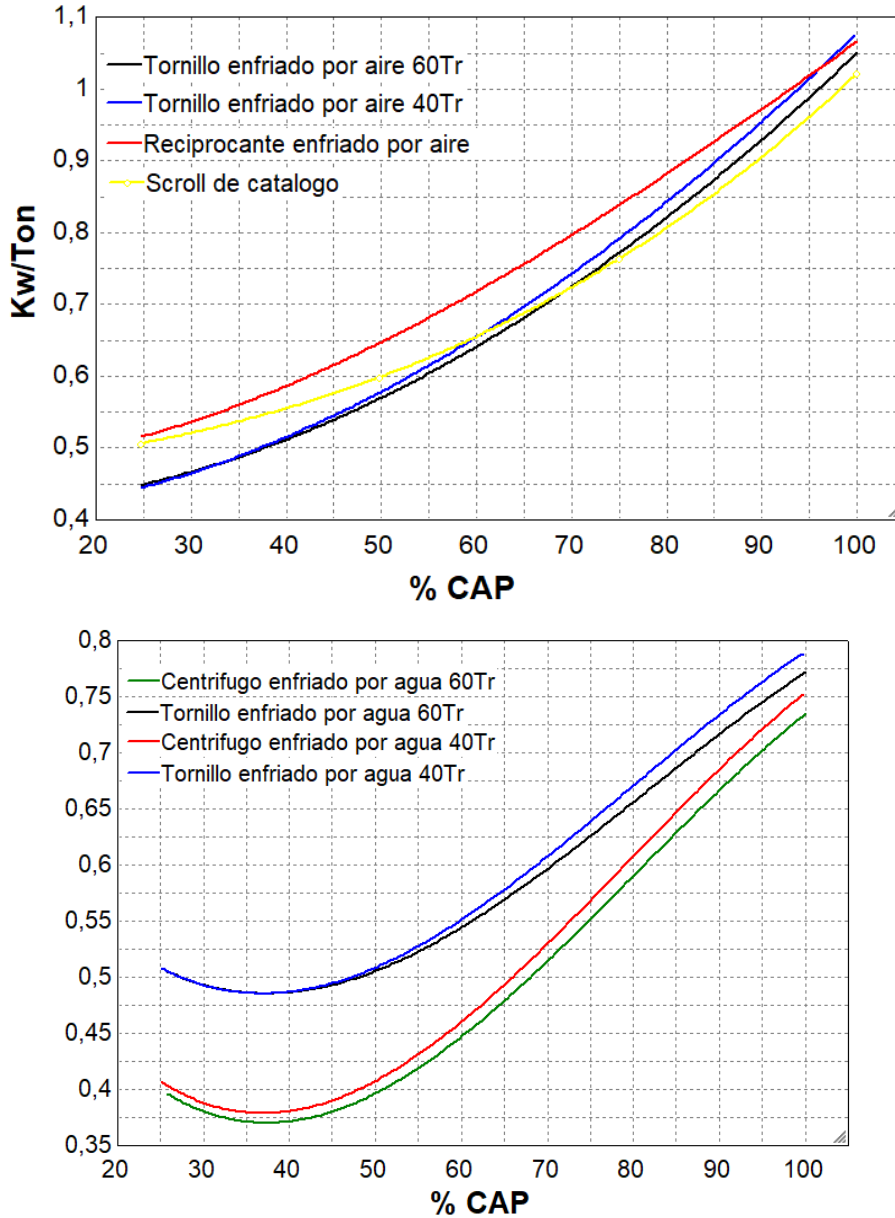
El análisis del IPLV se debe realizar siguiendo las condiciones estándar dadas por la AHRI que establecen las temperaturas exteriores, el porcentaje de carga y el tiempo promedio de operación para sistemas de enfriamiento condensados por aire y agua. La ecuación para el cálculo es:

$$IPLV = \frac{1}{\frac{0,01}{A} + \frac{0,42}{B} + \frac{0,45}{C} + \frac{0,12}{D}}$$

Donde A, B, C y D son los “COP” del sistema a diferentes capacidades. En los segundos apartados de los Anexos M y N se puede observar a detalle las parametrizaciones realizadas con el fin de obtener los respectivos valores del “COP” para los diferentes tipos de compresores, es importante aclarar que el “COP” calculado en este apartado es un tipo especial de coeficiente de desempeño, debido que cuenta con unidades de $\frac{Kw}{TR}$ (el COP original es un factor adimensional).

Este valor permite comparar el consumo energético de cada compresor en comparación a la capacidad frigorífica lograda. En la siguiente grafica se muestra las curvas del consumo energético por tonelada de refrigeración.

Figura 34. Trabajo consumido/tonelada en diferentes tipos de compresores Vs % CAP en sistemas: con condensador enfriado por aire / con condensador enfriado por agua



Fuente: elaboración propia.

Con ayuda de esas graficas se pueden obtener los valores necesarios para el cálculo del IPLV de cada uno de los compresores, de esta manera se tiene:

$$IPLV_{rec} = \frac{1}{\frac{0,01}{1,066} + \frac{0,42}{0,8388} + \frac{0,45}{0,646} + \frac{0,12}{0,5135}} = 0,694 \frac{Kw}{Ton}$$

$$IPLV_{fab} = \frac{1}{\frac{0,01}{1,022} + \frac{0,42}{0,7639} + \frac{0,45}{0,5986} + \frac{0,12}{0,5067}} = 0,646 \frac{Kw}{Ton}$$

$$IPLV_{Torn60_{aire}} = \frac{1}{\frac{0,01}{1,05} + \frac{0,42}{0,772} + \frac{0,45}{0,5687} + \frac{0,12}{0,4465}} = 0,621 \frac{Kw}{Ton}$$

$$IPLV_{Torn40_{aire}} = \frac{1}{\frac{0,01}{1,074} + \frac{0,42}{0,7884} + \frac{0,45}{0,5762} + \frac{0,12}{0,4442}} = 0,629 \frac{Kw}{Ton}$$

$$IPLV_{Torn60_{agua}} = \frac{1}{\frac{0,01}{0,772} + \frac{0,42}{0,6261} + \frac{0,45}{0,5053} + \frac{0,12}{0,5053}} = 0,552 \frac{Kw}{Ton}$$

$$IPLV_{Torn40_{agua}} = \frac{1}{\frac{0,01}{0,7884} + \frac{0,42}{0,6369} + \frac{0,45}{0,5082} + \frac{0,12}{0,5082}} = 0,559 \frac{Kw}{Ton}$$

$$IPLV_{cen60} = \frac{1}{\frac{0,01}{0,7348} + \frac{0,42}{0,5522} + \frac{0,45}{0,3963} + \frac{0,12}{0,3963}} = 0,452 \frac{Kw}{Ton}$$

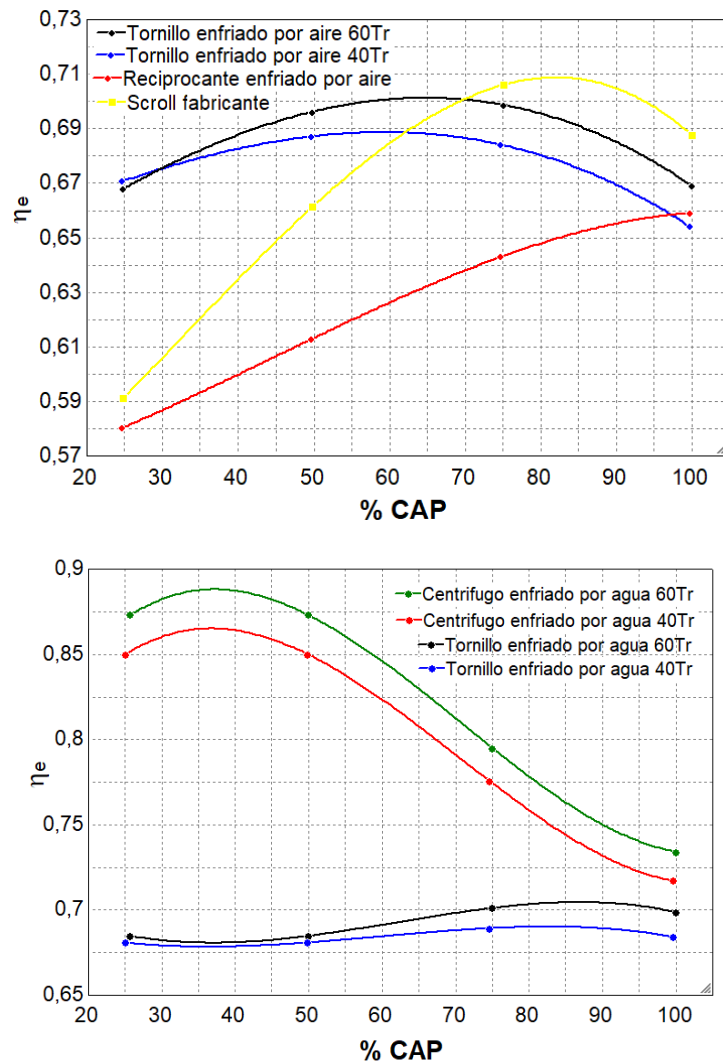
$$IPLV_{cen40} = \frac{1}{\frac{0,01}{0,7522} + \frac{0,42}{0,5661} + \frac{0,45}{0,4071} + \frac{0,12}{0,4071}} = 0,464 \frac{Kw}{Ton}$$

Estos valores representan el consumo promedio por tonelada de cada uno de los compresores estudiados, donde el resultado más bajo significa una mejor eficiencia. Un resultado común para cada uno de los equipos es que presentan el valor promedio dentro de los rangos del 75% y 50% de carga, lo cual significa que la mayor parte del tiempo estos sistemas trabajarán a una capacidad cercana del 60%.

Es en este punto donde los fabricantes tratan de obtener la mejor eficiencia para sus equipos, sin embargo, no en todos los compresores es posible lograrlo.

Además de predecir la eficiencia promedio, el IPLV permite representar y localizar el rango de funcionamiento para el cual el sistema opera con mayor eficiencia. En las siguientes gráficas se observan como es el comportamiento de la eficiencia para cada uno de los compresores estudiados.

Figura 35. Eficiencia energética en diferentes tipos de compresores Vs % CAP en sistemas: con condensador enfriado por aire / con condensador enfriado por agua.

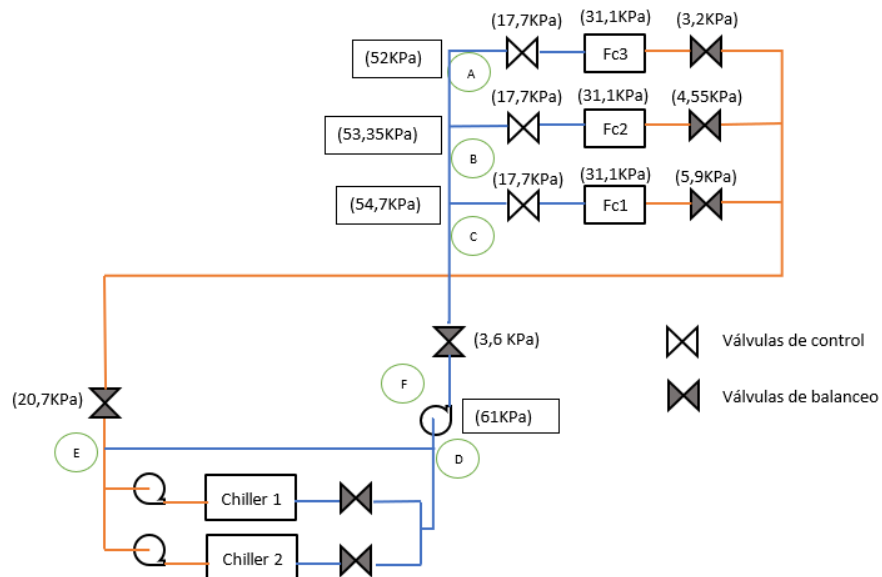


Fuente: Elaboración propia.

9.6 VARIACIÓN DE LA CANTIDAD DE FAN-COILS TRABAJANDO

9.6.1 Instalación en condiciones de diseño con bombas de velocidad constante. El primer análisis se realiza en base al sistema de la *figura 8*, pero se le realizan algunas modificaciones para adaptarlo a las bombas de velocidad constante. El sistema consta principalmente de dos chillers en el circuito principal, cada uno con su propia bomba encargada de suministrar un caudal constante a las enfriadoras, una línea de bypass DE que evita cualquier interacción del sistema de enfriamiento con el sistema de distribución, una bomba de velocidad constante en el circuito secundario que se encarga de suministrar el fluido a las unidades terminales, válvulas de control de dos vías que se enfocan en mantener la temperatura deseada modificando el flujo de agua y válvulas de balanceo que son necesarias para que todo el sistema se comporte correctamente, es decir, para obtener los caudales deseados en las condiciones de diseño. Estas últimas deben ajustarse manualmente.

Figura 36. Instalación en condiciones de diseño con bombas de velocidad constante.

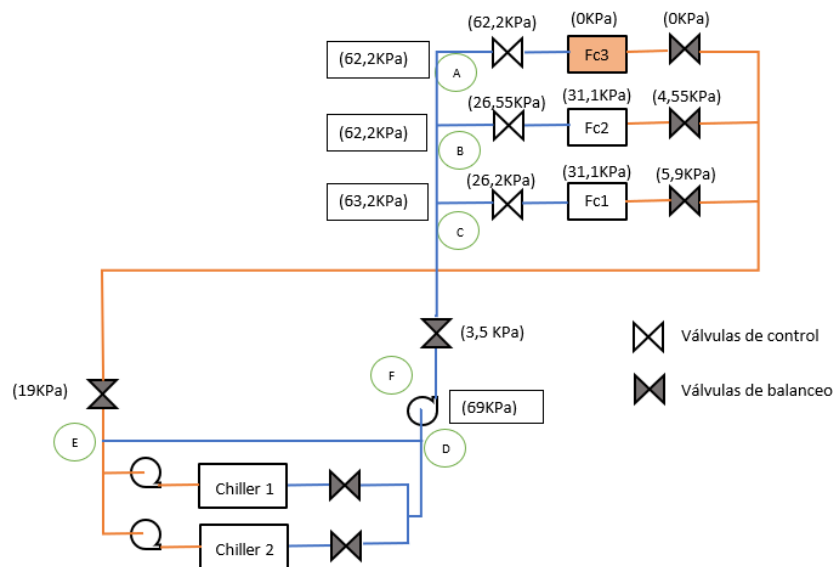


Fuente: Elaboración propia.

Para las válvulas de control se seleccionó la serie TCV-4 de la compañía TECVAL⁴², la característica de la válvula es lineal y el valor del Cv es de 55; esta válvula genera una pérdida de carga de 17,7 Kpa para el caudal de diseño, lo cual representa aproximadamente un tercio de la carga total del sistema, valor que concuerda con la literatura referente a la caída de presión en válvulas de control⁴³. La bomba centrífuga que impulsa el fluido por el sistema es de la serie 65-125A de la compañía HIDROMAC⁴⁴, cuenta con un rodete con diámetro de 131 mm y una velocidad de rotación de 1750 rpm. Cuando todas las válvulas de control se encuentran cerradas la altura de la bomba es de 72,6Kpa.

9.6.2 Instalación en carga parcial (Una unidad terminal sale de operación).

Figura 37. Instalación en carga parcial con bombas de velocidad constante.



Fuente: Elaboración propia.

⁴² Catálogo de productos TECVAL. Consultado el 22/07/2020. Disponible en línea en : http://www.tecvalonline.com/documents/catalogos_finales/Catalogo%20Valvulas%20de%20Control%20Marca%20TECVAL.pdf

⁴³ CONNELL, J.R. Caídas de presión realistas en las válvulas de control [en línea]. Editorial Ineco, 2001. [Consultado el 22/07/2020]. Disponible en: <https://studylib.es/doc/5040515/caidas-de-presion-realista-en-las-valvulas-de-control>

⁴⁴ Catálogo de productos HIDROMAC. Consultado el 22/07/200. Disponible en línea en: <https://www.hidroterm.com.ve/PRODUCTOS/proyecto%20bombas/CURVAS/cmalmmedi.pdf>

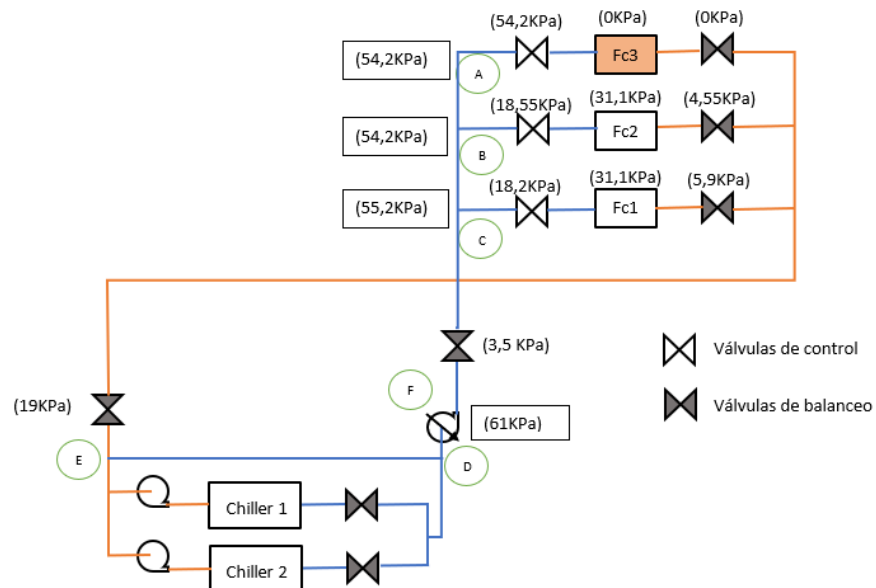
Cuando la válvula de control correspondiente al fan-coil 3 se cierra, la presión diferencial en cada uno de los circuitos aumenta considerablemente. Tomando como ejemplo el circuito A, se tiene que la presión diferencial aumenta de 52Kpa a 62,2 Kpa teniendo como consecuencia un valor bajo en la autoridad en la válvula. La autoridad de la válvula (β) se define como la relación entre la caída de presión cuando está completamente abierta y cuando está completamente cerrada. Para este análisis se tiene una autoridad de:

$$\beta = \frac{17,7}{62,2} = 0,285$$

Este bajo valor de β provoca una distorsión en la característica de la válvula aumentando el riesgo de inestabilidad en el sistema, esto significa que la relación entre la carrera y la potencia emitida no se comporta de forma lineal, ocasionando sobre flujos a bajos porcentajes de apertura.

9.6.3 Instalación en carga parcial con bombas de velocidad variable.

Figura 38. Instalación en carga parcial con bombas de velocidad variable.

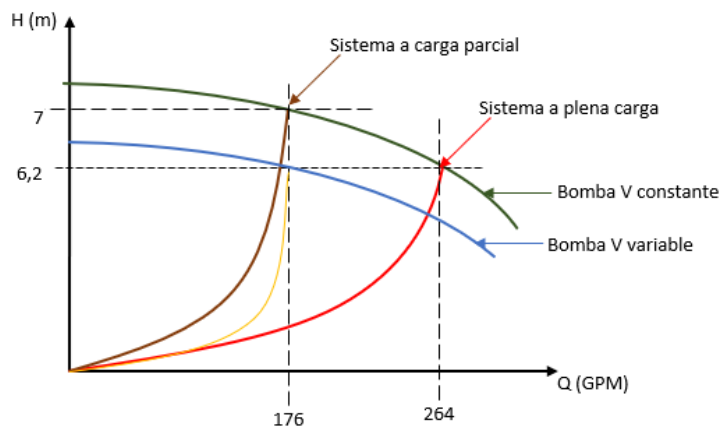


Fuente: Elaboración propia.

Las bombas de velocidad variable pueden facilitar el control estable en las unidades terminales sin la necesidad de aumentar considerablemente el valor de la banda proporcional de los controladores. La banda proporcional se define como el porcentaje de variación de la señal en la entrada del controlador (en este caso es la variación de la temperatura ambiente) que se requiere para obtener el cambio total en el valor de la salida (en este caso la apertura total de la válvula de control).

En el caso de la utilización de bombas con velocidad variable se tendrán las mismas pérdidas en los fan-coils, tuberías y accesorios del caso anterior, pero se mantiene la altura útil de la bomba dada en el primer caso, debido a que el variador de frecuencia impone la velocidad de la bomba necesaria para cumplir con las condiciones de carga y caudal requeridos. En la siguiente figura se muestra el comportamiento de las bombas con velocidad constante y variable funcionando a diferentes capacidades del sistema.

Figura 39. Comportamiento de las bombas funcionando a diferentes capacidades del sistema.



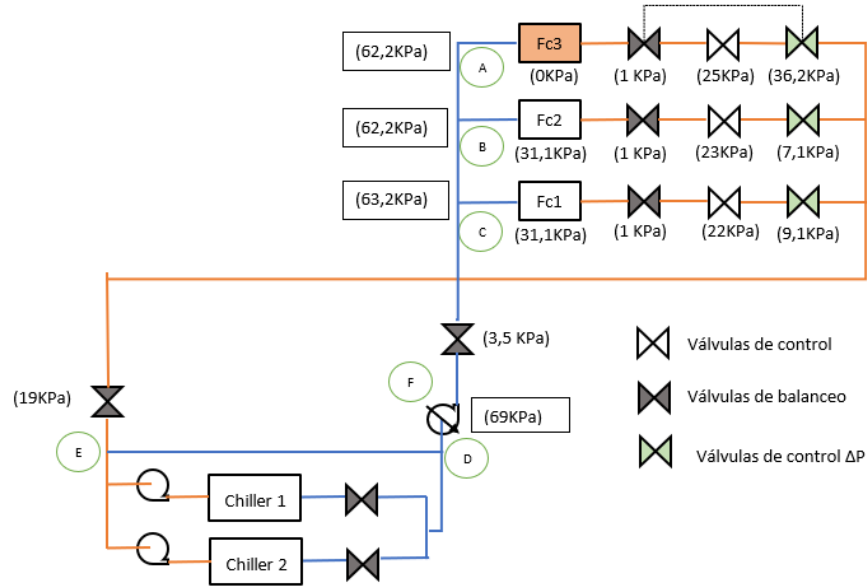
Fuente: Elaboración propia.

El empleo de las bombas de velocidad variable permite aumentar los valores de la autoridad de las válvulas, disminuyendo a su vez las distorsiones generadas.

$$\beta = \frac{17,7}{54,2} = 0,327$$

9.6.4 Instalación a carga parcial con controladores de presión diferencial.

Figura 40. Comportamiento de las bombas funcionando a diferentes capacidades del sistema.



Fuente: Elaboración propia.

Con la instalación de los controladores de presión diferencial local se logra estabilizar automáticamente la presión diferencial sobre cada una de las válvulas de control, esto conlleva a un aumento importante en la autoridad de la válvula, que en el peor de los casos tomará valores mínimos de 0,7. Para este ejemplo en particular se tiene:

$$\beta = \frac{17,7}{25} = 0,708$$

Con una autoridad alta la distorsión que se tiene en la característica de la válvula es mínima y la respuesta de la carrera de la válvula frente a la potencia emitida es casi lineal, disminuyendo a su vez los sobre flujos innecesarios que pueden producir el fenómeno del bajo delta T, por estas razones los controladores de presión diferencial locales se convierten en una muy buena herramienta para emplear en los sistemas donde las presiones diferenciales varíen considerablemente.

10 FACTORES QUE INFLUYEN EN EL DESEMPEÑO DE LOS SISTEMAS CHILLER

En la práctica pueden existir diversos factores que afecten el desempeño de una planta de agua helada, sin embargo, los más significativos son:

- Desbalanceo del sistema a causa de la variación de la presión diferencial.
- Síndrome del bajo delta T.
- Ausencia de un mantenimiento adecuado.

La presión diferencial sobre las válvulas de control es esencialmente variable y es uno de los factores causantes de un control inestable puesto que los circuitos son interactivos y las perturbaciones generadas en una parte del sistema se propagan a las demás áreas. Un control inestable produce sobre flujos en las líneas del sistema lo cual provoca dos afectaciones importantes; la primera consta del aumento en los costos de bombeo producto del aumento del flujo a distribuir (cómo se vio en el apartado 7,2 la potencia de la bomba es producto de la altura de la bomba por el caudal).

La segunda afectación es el ya mencionado “Síndrome del bajo delta T” que está relacionando con diferentes desperdicios energéticos, uno de ellos es el retorno del agua fría a los chillers (es un desperdicio porque se gasta energía en enfriar cierta cantidad de líquido que no se aprovecha), otro es el empleo de un mayor número de equipos para satisfacer las necesidades del sistema lo que conlleva a un gasto innecesario de la energía tal como se analizó en el apartado 7,4.

Otro hecho para tener en cuenta es la importancia del mantenimiento que requieren estos equipos para su óptimo funcionamiento, debido a que el deterioro en los elementos del sistema o las incrustaciones de polvo e impurezas del agua ocasionan resistencias extras que disminuyen los coeficientes de transferencia de calor afectando a su vez, el rendimiento energético.

Para poder neutralizar la naturaleza variable de la presión diferencial se han desarrollado algunos productos con el propósito de permitir un control preciso y estabilizar los sistemas de caudal variable logrando garantizar la independencia de cada uno de los circuitos.

Uno de esos productos son los ya mencionados controladores de la presión diferencial “STAP”. La función de este equipo es mantener fija la presión diferencial a través de las válvulas de control garantizando una óptima regulación de caudal independientemente de las variaciones de presión que pueda presentar el sistema. Para la selección de las “STAP” solo es necesario conocer el caudal de diseño que pasa por cada válvula de control estando totalmente abierta, logrando un correcto dimensionamiento de forma automática.

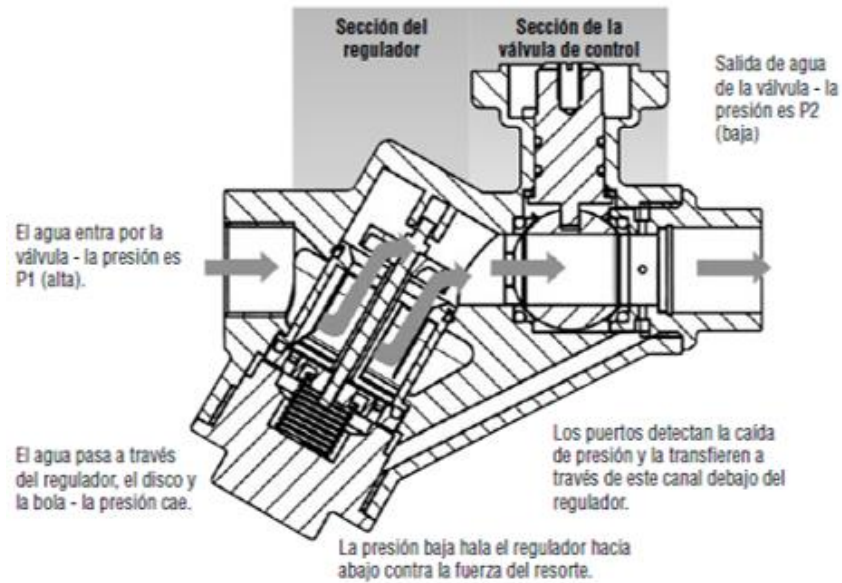
La otra tecnología que ha venido en gran crecimiento son las válvulas de control independientes de la presión “PIV”, su función es igual a las “STAP”, garantizar el caudal requerido por el sistema independientemente de las variaciones de presión, pero su innovación está en acoplar todo lo necesario en un solo producto, ya que también eliminan la necesidad de las válvulas de balanceo, esto representaría ahorros en los costos de instalación. Su selección se realiza con base al caudal nominal del serpentín lo cual permite evitar sobredimensionamientos.

La apariencia de estos dos dispositivos es muy similar, con la excepción de que la PIV incorpora una válvula de control automática en el mismo cuerpo, para comprender su funcionamiento en *figura 41* se muestra un corte de la PIV.

En su funcionamiento se destaca un regulador de presión que se mueve de acuerdo con el cambio de la presión existente arriba y abajo del mismo. Este movimiento permite ajustar el orificio para que a su salida se mantenga una presión determinada y así poder lograr un diferencial de presión constante a través de la bola (parte encargada de controlar el caudal). De esta manera se garantiza un caudal de salida

constante sin importar los cambios que se realicen en la demanda, cambios de diseño en el sistema o cualquier otra interacción que resulte en una variación de la presión.

Figura 41. Diagrama en corte de una PIV



Fuente: COMPAÑÍA BELIMO, productos, Válvulas de control, Válvulas independientes de presión [en línea]. (Consultado el 06/07/2020). Disponible en: http://www.belimo.cl/dinamicos/productos/piccv_tech_doc.pdf

Otros modelos de estas válvulas permiten además realizar mediciones de caudal en tiempo real, hecho que permite el monitoreo continuo del sistema facilitando el diagnóstico oportuno de posibles averías o la implementación de controles avanzados con el fin de desarrollar estrategias energéticas.

11 CONCLUSIONES

Se logró desarrollar un método para analizar los factores que influyen en el funcionamiento de los sistemas de refrigeración bajo carga parcial para garantizar el mejor desempeño posible. A partir de la metodología desarrollada se podrá realizar la comparación de los equipos desde la fase de planeación y llevar a cabo la mejor selección desde el punto de vista energético.

Se desarrollaron los modelos térmicos para las plantas de agua de helada que funcionan con condensador enfriado por agua y con condensador enfriado por aire acoplando los distintos modelamientos térmicos correspondientes a cada uno de los equipos principales. Los modelos servirán como una herramienta para analizar el sistema en diferentes condiciones.

Se encontró que los compresores que operan dentro del chiller con condensador enfriado por agua presentan mejores eficiencias, realizando la comparación entre los IPLV de los compresores de tornillo se tiene que la eficiencia es 12,5% mayor para el compresor que funciona en el sistema enfriado por agua. Esto se debe a que la temperatura alcanzada para la condensación del refrigerante en estos sistemas es menor.

La eficiencia isentrópica es el factor más influyente en el desempeño de los compresores cuando operan a carga parcial, una alta eficiencia isentrópica representa un menor consumo del sistema. Según este criterio se encontró que el compresor que mejor se adapta a las exigencias cambiantes del sistema es el compresor centrífugo, seguido por el compresor de tornillo enfriado por agua, el compresor de tornillo enfriado por aire y finalmente el compresor recíprocante presenta el peor índice del IPLV.

La determinación de los rangos de mayor eficiencia para cada tipo compresor es un factor fundamental en el momento de la selección. Si en la planeación de un proyecto se espera que el sistema trabaje la mayor parte del tiempo al 70 % de carga, se debe escoger el tipo de compresor que presente en esa zona su mejor desempeño.

Se obtuvo para los requerimientos establecidos que los compresores centrífugos presentan su mejor desempeño en el rango del 25 al 50 % de la carga total; para los compresores de tornillo enfriados por agua se tienen mejores eficiencias del 75 al 100% de la carga; para los compresores de tornillo enfriados por aire se deben intentar operar entre el 50 y el 75%; y finalmente para los compresores recíprocos su mejor desempeño se desarrolla con el 100% de carga.

Los sistemas de agua helada con flujo variable representan la posibilidad de obtener ahorro energético debido a la reducción del caudal, sin que esto conlleve al aumento de la altura útil de la bomba. No obstante, son susceptibles al desperdicio de energía a causa de factores como el desbalanceo hidráulico y el síndrome del bajo delta T. Para contrarrestar estos efectos se deben contar con elementos que garanticen la independencia de los ramales y eliminen la interactividad de los circuitos tales como las STAP o las válvulas PIV, además se debe contar con un control continuo y preciso que garantice el funcionamiento del menor número de equipos y se centre en cumplir con los requerimientos de carga y no en satisfacer las necesidades de flujo.

12 RECOMENDACIONES

Para complementar el estudio realizado se recomienda implementar nuevas investigaciones que abarquen:

- La utilización de otros tipos de refrigerantes, tanto principales (movidos por el compresor), como secundarios (movidos por las bombas)
- El estudio que incluya el factor económico para fundamentar la elección de los equipos basados en el equilibrio entre los costos de inversión y los costos de operación.

BIBLIOGRAFÍA

AGUILAR, Cherry. Evaluación energética de sistemas frigoríficos chillers [en línea]. Universidad nacional de ingeniería, 2008. [Consultado el 29/9/2018]. Disponible en: <http://ribuni.uni.edu.ni/474/1/26212.pdf>

ARCE, Julio. Estudio sobre alternativas de diseño en un sistema de enfriamiento de agua para abastecer edificio de Teradyne Costa Rica [en línea]. Tecnológico de costa rica, 2015. [consultado el 1/10/2019]. Disponible en: <https://repositoriotec.tec.ac.cr/handle/2238/6215?locale-attribute=en>.

ARMAS, Octavio y LAPUERTA, Magin. Frio industrial y aire acondicionado, Cuenca: editorial de la universidad de Castilla- la mancha, 2012. ISBN 978-84-8427-967-9.

CAMPBELL, John. Gas Conditioning and Processing, Volume 2: The Equipment Modules, 7 ed, first Printing, Editor Campbell Petroleum Series, Norman, Oklahoma, 1992. ISBN 97-8999-292-580-5.

CAMBRONERO Randal, LOSILLA Juan y MAROTO Mario. Optimización del sistema de enfriamiento de producción de agua helada del proceso del fraccionamiento de aceite de palma de Compañía Numar [en línea]. Universidad de Costa rica, 2015. [Consultado el 1/10/2019]. Disponible en: <http://repositorio.sibdi.ucr.ac.cr:8080/xmlui/handle/123456789/2973>.

CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de calor y masa 4 ed. Editorial McGraw-Hill. México, D.F 2011. ISBN 97-8970-106-173-2.

CONNELL, J.R. Caídas de presión realistas en las válvulas de control [en línea]. Editorial Ineco, 2001. [Consultado el 22/07/2020]. Disponible en:

<https://studylib.es/doc/5040515/caidas-de-presion-realista-en-las-valvulas-de-control>.

GUILARTE, Gabriela. Procedimiento de diseño, selección y evaluación de compresores centrífugos aplicando la norma API 617 [en línea]. Universidad Simón Bolívar, Sartenejas 2015. [Consultado el 12/12/2019]. Disponible en: <https://es.scribd.com/document/372742730/Procedimiento-de-Diseno-Seleccion-y-Evaluacion-de-Compresores-Centrifugos>.

HERNÁNDEZ, Israel. Evaluación del desempeño de compresores centrífugos en plataformas marinas [en línea]. Universidad autónoma metropolitana, 2018. [Consultado el 9/12/2019]. Disponible en: <http://148.206.53.233/tesiuami/UAMI22439.pdf>.

HUANG, Sen; ZUO, Wangda y SOLIN, Michael, 2016. Amelioration of the cooling load based chiller sequencing control [online]. [consultado el: 05/10/2020]. Disponible en: https://www.colorado.edu/lab/sbs/sites/default/files/attached-files/2016_shuang_coolingload_csc.pdf

INSTITUTO DE MECÁNICA DE LOS FLUIDOS E INGENIERÍA AMBIENTAL. Máquinas para fluidos 1 [en línea]. Universidad de la república, Montevideo 2010. [Consultado el 15/11/2019]. Disponible en: <https://www.fing.edu.uy/curso/grado/m%C3%A1quinas-para-flu%C3%ADdos-1-1>.

MCQUISTON, Faye; PARKER, Jerald y SPITLER, Jeffrey. Calefacción, ventilación y aire acondicionado 1 ed. Editorial Limusa Wiley, México, D.F 2003. ISBN 96-8186-170-1.

MEJÍAS, Roberto. Diseño de un sistema de acondicionamiento de aire y extracción mecánica para la sucursal del instituto nacional de seguros de Jacó, Puntarenas [en línea]. Tecnológico de Costa Rica, 2019. [Consultado el 1/10/2019]. Disponible en: https://repositoriotec.tec.ac.cr/bitstream/handle/2238/10920/disen%C3%B3_sistema_acondicionamiento_aire_ventilacion.pdf?sequence=1&isAllowed=y.

PETITJEAN, Robert. Diseño y equilibrado hidráulico TA, 3 ed, Vol 4 Equilibrado hidráulico con controladores de presión diferencial. Editorial Tour & Andersson AB, Ljung, Suecia, 2003.

QUADRI, Néstor. Sistemas de aire acondicionado, Buenos Aires: librería y editorial ALSINA, 2001. ISBN 950-553-088-9.

RUIZ, Thomas. Análisis comparativos de compresores frigoríficos para R-134a [en línea]. Trabajo de fin de master. Universidad de Sevilla, 2016. [Consultado el 5/10/2019]. Disponible en: <https://idus.us.es/handle/11441/48555>.

SCHLUNDER, Ernst, et al. Heat Exchanger Design Handbook 1 ed. Editorial Hemisphere Publish Corporation. Estados Unidos, 1983. ISBN 97-8089-116-125-7.

SHAH, Ramesh y SEKULIC, Dusan. Fundamental of heat exchanger Design 1 ed. Editorial John Wiley & Sons, inc. New Jersey, 2003. ISBN 97-8047-132-171-2.

SHAO, Jie, *et al.* Flow pattern, pressure drop and heat transfer coefficient during two-phase flow boiling of R134a in pump-assisted separate heat pipe [online]. Qingdao, China 2017. [Consultado el: 20/12/2019]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0894177717300675>

STOECKER, Wilbert. Refrigeración y aire acondicionado 2 ed, Estados Unidos: Editorial McGraw-Hill, 1983. ISBN 978-00-7066-591-0.

STOECKER, Wilbert. Industrial Refrigeration Handbook 1 ed. Estados Unidos: Editorial McGraw-Hill, 1998. ISBN 97-8007-061-623-3.

THULUKKANAM, Kuppan. Heat Exchanger Design Handbook 2 ed. Editorial Taylor & Francis Group, inc. Boca Ratón, 2013. ISBN 97-8143-984-213-3.

TORRELLA, Enrique. La producción de frío. Universidad politécnica de Valencia, 2000. ISBN 97-8847-721-367-3

WHITMAN, William y JOHNSON, William. Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado. 1 ed. Tomo 2. Editorial Parainfo, 2000. ISBN 84-283-2658-4.

WIRZ, Dick. Refrigeración comercial para técnicos de aire acondicionado. España. Editorial Parainfo, 2008. ISBN 97-8842-833-031-4.