

Tecnológico de Costa Rica

Escuela de Ingeniería Electromecánica

TEC | **Tecnológico
de Costa Rica**



Diseño de sistema de agua helada para climatización artificial, en sector hotelero en
Guanacaste

Informe de Práctica de Especialidad para optar por el Título de
Ingeniera en Mantenimiento Industrial, grado Licenciatura

July Andrea Castro Navarro

Cartago, junio, 2017



Escuela Acreditada por el
Canadian Engineering Accreditation Board
(CEAB)

Información del estudiante y de la empresa

Nombre: July Andrea Castro Navarro.

Cédula o N°. Pasaporte: 503900767.

Carné TEC: 201146213.

Dirección de su residencia en época lectiva: Cartago, Barrio Los Ángeles.

Dirección de su residencia en época no lectiva: Liberia, Guanacaste, Barrio San Roque, 175 sur del Salón Brasilia.

Teléfono época no lectiva: 8701-4583.

Email: julycnv@gmail.com

Información del Proyecto

Nombre del Proyecto:

“Diseño de agua helada para climatización artificial en sector hotelero en Guanacaste”.

Profesor Asesor: Ing. Guillermo Villalobos Rodríguez.

Horario de trabajo del estudiante:

Lunes a jueves de 7:00 a.m. a 5 p.m. / viernes: 8 a.m. a 5 p.m.

Información de la Empresa

Nombre: Clima Ideal S.A.

Zona: Liberia, Guanacaste.

Dirección: Complejo de oficinas, Villa Guanacaste.

Teléfono: 2665-2002.

Actividad Principal: Diseño de sistemas de climatización artificial.

Dedicatoria

A Dios.

A mi madre Ana, por ser mi amiga, mi consejera y mi refugio, jamás hubiera logrado esto, si no fuera por ese corazón lleno de amor y esas manos trabajadoras, que me enseñaron a luchar y a forjar mi propio camino.

A mi padre Carlos, por la confianza, por el amor y por estar siempre, cuando lo necesitaba, por dejarme la mejor herencia de todas: ser una profesional.

A mi hermana Yenory, por ser mi segunda mamá, y por enseñarme que la vida no tiene límites.

A mi hermana Verónica, por sus consejos y motivaciones, por enseñarme con su ejemplo, a aprovechar las oportunidades de la vida.

A mi hermano Alonso, por ser mi cómplice de infancia y por cada momento de alegría en mi niñez.

A la luz de mi vida, mis sobrinos: Angelina, por ser el amor de mi vida. A Sebastián, por dejarme ser un niño cada vez que inventamos un juego. A Eva Luna, por todas las sonrisas y las alegrías que me das con tus ocurrencias. Aunque ahora estén muy pequeños para leer esto, algún día sabrán que su tía Luly nunca habría logrado esto sin ustedes tres.

A Lisandro, porque en estos años en el TEC, no solo encontré a un excelente profesional, sino a un gran amigo.

A mis amigos: Danny Chavarría y Natalia Arce, por ser responsables de probarme que la verdadera amistad existe.

A Dimas, por tanto, en esta etapa de mi vida.

Agradecimiento

A Dios, por darme la fortaleza y la virtud de ser persistente en mi vida.

A mi familia por estimularme siempre a ser mejor, por apoyarme en todo momento y por dejar volar mi sueño de ser ingeniera.

A los ingenieros Silvia Vindas, Eugenio Hernández, Byron Pérez y Rudy Solano, por abrir las puertas de Clima Ideal, por la ayuda, conocimientos transmitidos, y toda la confianza que me ha dado durante este periodo.

Al personal técnico de la sucursal de Clima Ideal Pacífico Norte: Danny Mackenzie, Carlos Arguedas y Walker Abarca, quienes han sido clave en mi proceso de aprendizaje.

Al personal de la Sucursal Clima Ideal Pacífico Norte, que me han tratado de la mejor manera, y quienes me han tendido su mano en todo momento.

A los profesores de la Escuela de Ingeniería Electromecánica: Lisandro Araya, Carlos Otárola, Christopher Vega, Ignacio del Valle, Luis Gómez y Alberto Garro, por transmitir sus conocimientos, de manera impecable, y hacerme amar esta profesión.

Índice general

Dedicatoria.....	III
Agradecimiento	iv
1. Resumen.....	1
2. Introducción.....	1
2.1 Descripción de la empresa.....	2
2.2 Descripción del proceso productivo	4
3 Descripción del proyecto.....	6
3.1 Introducción	7
3.2 Definición del problema.....	7
3.3 Objetivos	9
3.3.1 Objetivo general	9
3.3.2 Objetivos específicos.....	9
3.4 Alcances y limitaciones	10
3.5 Metodología	11
4 Marco teórico	13
4.1 Aire acondicionado	14
4.2 Estándares de confort.....	16
4.3 Propiedades del aire	18
4.4 Carta psicométrica	18
4.5 Cargas térmicas.....	19
4.5.1 Ganancia de calor en recintos.....	20
4.5.2 Transferencia de calor a los alrededores	24
4.5.3 Carga de enfriamiento	24

4.5.4	Carga de refrigeración	24
4.6	Métodos de diseño	25
4.6.1	Análisis psicométrico	25
4.6.2	Método de BTU por pie cuadrado.....	27
4.6.3	Hourly Analysis Program	28
4.7	Aire de suministro	29
4.7.1	Cambios de aire por hora	30
4.8	Componentes de sistemas de aire acondicionado.....	30
4.8.1	Refrigerante.....	33
4.8.2	Sistemas de ductos	35
4.8.3	Sistema de tubería	36
4.9	Sistemas de agua helada.....	42
4.9.1	Sistemas con condensadores enfriados por aire.....	43
4.9.2	Sistemas con condensadores enfriados por agua.....	45
4.9.3	Sistema de tubería hidrónica.....	49
4.9.4	Sistema de bombeo de agua helada	52
4.9.5	Tanque de expansión y separador de aire	55
4.10	Eficiencia energética.....	56
4.11	Normas aplicables en sistemas de aire acondicionado	58
5	Desarrollo del proyecto	60
5.1	Recintos por acondicionar.....	61
5.2	Condiciones exteriores.....	62
5.3	Condiciones interiores.....	63
5.4	Ganancias netas de calor	63

5.4.1	Paredes, techos y ventanas	63
5.4.2	Alumbrado	65
5.4.3	Personas	68
5.4.4	Equipos	68
5.5	Carga de enfriamiento.....	69
5.6	Dimensionamiento de ductos.....	74
5.7	Dimensionamiento de tuberías	77
5.8	Selección de equipos.....	78
5.9	Diferencia de sistemas de agua helada	83
6	Conclusiones y recomendaciones	97
6.1	Conclusiones	98
6.2	Recomendaciones	99
7	Bibliografía	103
8	Apéndices	106
	Apéndice 1. Ganancia de calor externo.....	107
	Apéndice 2. Tarifa eléctrica TMT Coopeguanacaste.....	116
9	Anexos.....	117
	Anexo 1. Coeficiente general de transferencia de calor	118
	Anexo 2. Diferencias de temperaturas para cargas de enfriamiento [DTCE]	119
	Anexo 3. Corrección de DCTE por latitud y mes	120
	Anexo 4. Factor de ganancia máxima de calor para vidrios [FGCS]	120
	Anexo 5. Factor de sombreado para vidrios. [CS].....	121
	Anexo 6. Factor de carga de enfriamiento para vidrios [FCE]	121
	Anexo 7. Tasa de ganancia de calor según actividad en recintos	122

Anexo 8. Ganancia de calor por equipos.....	122
Anexo 9. Nomograma de diseño de tuberías	124
Anexo 10. Caída de presión en tuberías	125
Anexo 11. Nomograma de diseño de ductos.....	127
Anexo 12. Pérdidas de presión en ducto: factores	128
Anexo 13. Dimensionamiento de ductos	130
Anexo 14. Ficha técnica Tubería Preaislada TUPRECO.....	131
Anexo 15. Características del agua.....	133
Anexo 16. Equipos de aire acondicionado	134
Anexo 17. Tanque de expansión	137
Anexo 18. Tanque separador de aire y válvula de venteo.....	138
Anexo 19 Selección de bombas	139
Anexo 20. Válvula de alivio.....	141

Índice de figuras

Figura 1. conformación grupo clima	2
Figura 2. Zona de confort temperatura y humedad en aires de interiores.....	17
Figura 3. Ejemplo de carta psicométrica	19
Figura 4. Diferencia entre la ganancia de calor instantáneo y la carga de enfriamiento	20
Figura 5. Logo HAP.....	28
Figura 6. Esquema de refrigeración por vapor	32
Figura 7. Características ambientales de los refrigerantes	34
Figura 8. Carta de propiedades termofísicas de refrigerante R-410 ^a	35
Figura 9. Longitudes equivalentes para accesorios	38
Figura 10. Comparación de conductividad térmica de varios aislantes.....	39
Figura 11. Variación de la conductividad del Poliuretano a través del tiempo	42
Figura 12. Tubería Preaislada TUPRECO	42
Figura 13. Condensadores enfriados por aire aletas	44
Figura 14. Serpentines tecnología microcanales	45
Figura 15. Torres de enfriamiento circulación natural	47
Figura 16. Torres de enfriamiento tiro mecánico.....	47
Figura 17. Torre de enfriamiento de flujo cruzado.....	48
Figura 18. Torre de enfriamiento de contraflujo	48
Figura 19. Torre de enfriamiento por contacto de aire	49
Figura 20. Circuito de tubería hidrónico en serie.....	49
Figura 21. Circuito de tubería hidrónico cabezal de una tubería	50
Figura 22. Circuito de tubería hidrónico cabezal de dos tuberías con retorno directo.	51
Figura 23. Circuito de tubería hidrónico cabezal de dos tuberías con retorno inverso	52
Figura 24. Diagrama general de un sistema de agua helada.....	56

Figura 25. Clasificación de eficiencia energética para sistemas de aire acondicionados	58
Figura 26. Máximos valores de velocidad recomendados en sistemas de ductos [FPM]	75
Figura 27. Promedio de humedad relativa en Guanacaste	84
Figura 28. Promedio de lluvias mensuales periodo 1957 a 2012 en Guanacaste.....	85
Figura 29. Distribución de consumo eléctrico con Chiller enfriado por aire.....	90
Figura 30. Distribución de consumo eléctrico con Chiller enfriado por agua.....	90
Figura 31. Consumo eléctrico mensual.....	92
Figura 32. Indicador energético kW por tonelada.....	95
Figura 33. Indicador energético EER	95

Índice de tablas

Tabla 1. Índices metabólicos, según actividad realizada	15
Tabla 2. Criterio de diseño para hotel	17
Tabla 3. Propiedades físicas de refrigerante R-410A.....	35
Tabla 4. Velocidad del sonido en fase de vapor.....	35
Tabla 5. Recomendación de tubería, según aplicación.....	37
Tabla 6. Espesores de aislamiento con poliuretano recomendadas	40
Tabla 7. Espesor mínimo de aislamiento de tubería con materiales con una conductividad térmica entre 0,22 a 0,28 Btu in/h ft ² °F.....	41
Tabla 8. Recintos por acondicionar.....	61
Tabla 9. Características climáticas del cantón de Santa Cruz	63
Tabla 10. Condiciones de diseño exterior	63
Tabla 11. Coeficiente de transferencia de calor para los materiales de construcción	64
Tabla 12. Valores corregidos de DTCE para paredes y techo	64
Tabla 13. Factores utilizados para la ganancia neta de calor en ventanas.....	64
Tabla 14. Cargas por transmisión solar	65
Tabla 15. Luminaria utilizada	65
Tabla 16. Nivel de iluminación, según ocupación	66
Tabla 17. Coeficientes de reflexión para los recintos.....	67
Tabla 18. Coeficientes requeridos para método de Lúmenes.....	67
Tabla 19. Ganancia de calor por luminarias, según método de lúmenes.....	67
Tabla 20. Ganancia de calor por ocupantes en los recintos	68
Tabla 21. Ganancia de calor por equipos en cada recinto	69
Tabla 22. Cargas totales de enfriamiento, según cálculos ASHRAE	70
Tabla 23. Carga de enfriamiento: método de BTU/ft ²	71
Tabla 24. Carga de enfriamiento: HAP	72
Tabla 25. Comparación de métodos para cálculo de carga de enfriamiento	74
Tabla 26. Dimensionamiento de ductos: Método de recuperación estática	76
Tabla 27. Caída de presión total en ductos.....	77

Tabla 28. Dimensionamiento de tubería	78
Tabla 29. Selección de equipos interiores.	79
Tabla 30. Circuitos de agua helada.....	80
Tabla 31. Selección de equipo exterior	80
Tabla 32. Dimensionamiento de tanque de expansión	81
Tabla 33. Selección de tanque de expansión.....	81
Tabla 34. Tanque separador de aire y válvula de venteo	81
Tabla 35. Selección de sistema de bombeo	82
Tabla 36. Selección equipos de extracción	83
Tabla 37 clasificación de eficiencia equipos de agua helada enfriados por aire	86
Tabla 38. Costo inversión inicial sistemas de agua helada	88
Tabla 39. Costos de consumo eléctrico sistemas de agua helada.....	91
Tabla 40. Resumen comparativo de la inversión general del proyecto	93
Tabla 41. Resumen comparativo de inversión para un sistema de 450 Toneladas de Refrigeración.....	94

1. Resumen

El turismo genera en Guanacaste una de las fuentes de empleo más importantes de la provincia. Dadas las condiciones climáticas de Guanacaste, es inimaginable un hotel, sin un sistema de climatización artificial, que garantice el confort a sus clientes, por ello, los sistemas de aire acondicionado ya no son un lujo, sino que han pasado a formar parte de las necesidades que deben cubrir los hoteles.

Atendiendo esta necesidad, se realizó un diseño de aire acondicionado, mediante un sistema hidrónico, que permita satisfacer las necesidades de carga de un hotel en playa Danta, Guanacaste. El diseño incluye la determinación de la carga de enfriamiento, el dimensionamiento de tuberías y ductos, la selección de equipos, la generación de los planos mecánicos de distribución y el presupuesto del proyecto, mediante los métodos de diseño de ASHRAE y parámetros de diseño de Clima Ideal S.A.

Además, se realizó un análisis de viabilidad, por medio de software especializados de Carrier: Hourly Analysis Program y el Chiller System Optimizer, para determinar la viabilidad en la utilización de un sistema hidrónico, con condensadores enfriados por agua y con condensadores enfriados por aire.

Con el diseño, se determinó un requerimiento de carga de 100 toneladas de refrigeración y mediante el análisis de viabilidad, se determinó que, por las condiciones climáticas de Guanacaste, los chillers enfriados por agua son los más eficientes. Mediante el análisis energético, se comprobó que, para las condiciones de este proyecto, la implementación de un sistema con condensadores enfriados por agua, genera un ahorro de \$ 6000 anuales en consumo eléctrico.

Por medio del análisis económico, se concluyó que, para bajas carga de enfriamiento (menos de 450 toneladas de refrigeración), utilizar chiller con condensadores enfriados por agua no es rentable, ya que la inversión dada, supera el ahorro obtenido, en un periodo de estudio de 15 años.

Abstract

The Tourism in Guanacaste generates one of the most important sources of employment in the province, about the climatic conditions of Guanacaste, is unimaginable a hotel without an air conditioning system that guarantees comfort to its customers. Air conditioning systems are not a luxury, it is a necessity.

In response to this need, air conditioning design was carried out using a hydronic system to meet the loading needs of a Danta beach hotel in Guanacaste. The design includes determination of the cooling load, dimensioning of pipes and ducts. The selection of equipment, the generation of the mechanical plans of distribution and the project budget, using ASHRAE design methods and design parameters of Clima Ideal SA.

In addition, a feasibility analysis was performed using specialized Carrier: Hourly Analysis Program software and the Chiller System Optimizer to determine the feasibility of using a hydronic system with water-cooled condensers and air-cooled condensers.

With the design, the load is 100 tons of refrigeration and through the feasibility analysis it was determined that by the climatic conditions of Guanacaste the water cooled chillers are the most efficient, through the energy analysis it was verified that the implementation of this project with A water-cooled condenser system generates a saving of \$ 6000 per year in electricity consumption, through economic analysis, for low cooling load (less than 450 tons of cooling) using water-cooled condensers is not cost-effective, investment outweighs saving Obtained by the electric consumption, in a study period of 15 years.

Palabras clave

Aire acondicionado, climatización artificial, sistemas hidráulicos, eficiencia, confort, chillers.

2. Introducción

2.1 Descripción de la empresa

Clima ideal S.A., es una división de Grupo Clima, compañía dedicada a diferentes áreas del ámbito industrial, que nace en 1967, como una empresa dedicada al montaje de plantas industriales electromecánicas.



Figura 1. Conformación grupo clima

Fuente: (Clima Ideal S.A., 2017).

Clima Ideal S.A. (CISA), se funda en 1974, como una división especialista en sistemas de climatización, enfocada al diseño, instalación y mantenimiento de sistemas de aire acondicionado y ventilación, en locaciones residenciales, comerciales e industriales, la cual ofrece servicios, tales como:

- Sistemas de enfriamiento por agua helada.
- Sistemas de volumen variable.
- Cuartos limpios.
- Sistemas de ventilación.
- Sistemas de refrigeración industrial.
- Sistemas tipo Splits.

Además, Clima Ideal S.A., es el distribuidor autorizado de la Corporación Carrier, la cual es líder mundial en aire acondicionado.

Actualmente, la sede central se localiza en la zona industrial de Pavas, y cuenta con una sucursal en la Región Pacífico Norte, en Liberia, Guanacaste, ambas, poseen certificación ISO 9001:2008, sobre sistemas de gestión de la calidad.

Misión de clima

“Excederemos las expectativas de nuestros clientes en soluciones de climatización ambiental, diferenciándonos por brindar un excelente servicio mediante un recurso humano competitivo, motivado y capacitado; manteniendo nuestra posición de liderazgo en el mercado”.

Valores de clima

- Compromiso

Implica poner en juego todas nuestras capacidades y entusiasmo para sacar adelante todo aquello que se nos ha confiado.

- Integridad

Es ser sinceros en lo que decimos y hacemos, guardando así la fidelidad a nuestro trabajo, clientes y compañeros.

- Servicio

Suponer ser especiales con quienes nos rodean, sean clientes, compañeros o nuestra comunidad. Es brindar ayuda de manera espontánea.

- Aprendizaje

Es darnos todos los días la oportunidad de adquirir conocimientos, por medio del estudio y la reflexión de nuestras experiencias. Requiere de una actitud positiva al cambio, a aprender de nuestros errores y a enseñar a los demás.

Pilares de clima ideal

- Eficiencia en la atención.
- Calidad de recomendación.
- Confiabilidad en ejecución.
- Seguridad de satisfacción.

Políticas de calidad

- Asegurar la satisfacción de nuestros clientes y el cumplimiento de los requisitos.
- Incrementar la confiabilidad de nuestros servicios por medio de la mejora continua de los diferentes procesos.
- Desarrollar nuestro recurso humano.
- Mantener la salud financiera de nuestra empresa.

2.2 Descripción del proceso productivo

Clima Ideal es una empresa de servicio dedicada al diseño, instalación y mantenimiento de sistemas de aire acondicionado y ventilación, en locaciones residenciales, comerciales e industriales, la cual está estructurada alrededor del servicio al cliente, y cuenta con diferentes departamentos que se encargan de las actividades relacionadas con ventas, diseño e ingeniería, servicio técnico y unidades de soportes.

En el departamento de ingeniería es donde se genera los diseños de sistemas de climatización y la ejecución de proyectos.

El proceso productivo en el departamento de ingeniería inicia con la solicitud de un cliente, ya sea mediante el departamento comercial o directamente con ingeniería, por implementar un sistema de aire acondicionado, llámese cliente a una constructora, diseñadores, dueños o gerentes de una edificación nueva o en inmuebles que ya han sido ocupados, los cuales buscan, en Clima Ideal, un diseño, una revisión o asesoría, como una primera etapa, para realizar posteriormente la ejecución de un proyecto.

Cuando es un diseño, la empresa se encarga de realizar un análisis completo de las condiciones externas e internas del recinto, así como la aplicación del sistema de acondicionamiento: confort humano, proceso en específico o requerimiento para un producto. Una vez determinado las características anteriores, se procede a plantear soluciones. Después de haber generado el diseño y la selección del tipo de sistema, se genera un presupuesto, el cual puede contemplar, el diseño, la instalación y el servicio de mantenimiento. Luego, el presupuesto se pasa al cliente y se espera su respuesta.

En el caso que sea una revisión de un diseño que no fue hecho por Clima Ideal, se procede a realizar una revisión y dar recomendaciones y sugerencias, basados en parámetros de diseño de Clima Ideal, con el fin de emitir una opinión que genere valor al diseño ya establecido. Una vez creada la revisión, se procede a enviarla al cliente, para que este tome en cuenta las recomendaciones. Posterior a esto, se genera dos tipos de ofertas: una con los requerimientos solicitados por el cliente y, otra, con las observaciones realizadas por Clima. A esta última oferta se le conoce en la empresa como Ingeniería de valor, en ambas ofertas, se contempla los servicios de instalación y mantenimiento.

Como segunda etapa, una vez culminado el diseño y conocida la aprobación del cliente, clima Ideal se dedica a la ejecución del proyecto, el cual se centra en la determinación de acciones, junto con el cliente, sobre las intervenciones necesarias por realizar, para sustentar el proyecto y crear un cronograma de ejecución. Posterior a este proceso, se inicia las labores de instalación. Al finalizar la ejecución del proyecto, se realiza la entrega al cliente de certificados de arranques, garantías de equipos e instalación y planos finales, en vista de que haya ocurrido alguna modificación en la instalación. Internamente, en clima ideal, al finalizar un proyecto, se realiza un cierre de centro de costo, y se archiva el portafolio del proyecto.

3 Descripción del proyecto

3.1 Introducción

Costa Rica es un país ubicado en la zona tropical, lo cual le confiere características tropicales en un entorno ecológico único: bosques, red hidrográfica, suelos y clima. El clima tropical es modificado por diferentes factores, tales como el relieve, la influencia oceánica y la circulación general de la atmósfera. La orientación del país, hace que este se divida en dos vertientes: Pacífica y Caribe, lo que le otorga su propio régimen de precipitación, temperaturas, vegetación y fauna, con características particulares, de gran interés turístico.

Según el estudio realizado por Yesenia Falla Garro: *“La oferta turística en Guanacaste y su relación con los gustos y preferencia del visitante”*, la Región Pacífico Norte, es una de las zonas del país, con mayor influencia turística, nacionales y extranjeros, lo que genera gran interés por parte de inversionistas, para construir lugares de alojamiento de turistas.

Garantizar el confort de turistas durante la estadía, es uno de las primeras necesidades por cubrir, por parte de los hoteles en la zona de Guanacaste. Es inimaginable pensar en ese confort, sin un sistema de climatización artificial, que permita a turistas sentirse a gusto a la hora de realizar sus actividades.

En relación con las necesidades de confort humano, este proyecto tiene como intención generar un diseño ideal del sistema de climatización para un hotel, en la zona costera de la provincia de Guanacaste, mediante la implementación de sistemas de agua helada, basado en la normativa ASHRAE y parámetros de diseño de Clima Ideal, al mismo tiempo, generar un sistema de climatización, que sea altamente eficiente y con bajo impacto ambiental, evaluando la eficiencia de equipos óptimos de expansión indirecta para la zona.

3.2 Definición del problema

Actualmente, es muy fácil observar, que el uso de aires acondicionados para el confort humano ha aumentado. Las empresas que venden servicios de diseño de estos

sistemas son muchas, Clima Ideal es una de estas empresas, la cual innova en dar un servicio de calidad tras el paso de los años.

Para Clima Ideal, la idea de ofrecer servicios de diseño de calidad, que satisfaga las condiciones requeridas por los clientes, se orienta en garantizar diseños de ingeniería que cumplan los requerimientos del cliente, y las necesidades de confort, además de seleccionar equipos que suplan, satisfactoriamente, estos diseños.

A lo largo del tiempo, Clima Ideal se ha basado en la experiencia para generar diseños de aire acondicionado, los cuales han sido satisfactorios, pero que no se fundamenta en directrices que justifiquen el uso de un equipo u otro.

Definir qué equipos se adecuan a las condiciones de un lugar, que mejoren la eficacia en la transferencia de calor y reduzcan el consumo energético, es un parámetro que la empresa no ha llegado a establecer. Por parte de fabricantes, existen recomendaciones de equipos que se ajustan, en ciertas condiciones, pero no hay un parámetro, en el caso de sistemas grandes, por ejemplo, de expansión indirecta, entre los equipos de agua helada, que son más adecuados, según la finalidad de la edificación, parámetros económicos, ambientales, climáticos, de operación y consumo.

Por ello, este proyecto se centra en realizar un diseño basado en la normativa de la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción y Aire Acondicionado (ASHRAE), para validar los métodos de diseño que se utiliza en la actualidad en Clima Ideal, además de generar una comparación entre sistemas de expansión indirecta: agua helada, mediante un análisis de la selección entre el tipo de condensador por utilizar, que mejor se adecue con la finalidad de impulsar el desarrollo de un proyecto de gran nivel con este tipo de equipos.

3.3 Objetivos

3.3.1 Objetivo general

1. Diseñar un sistema de climatización artificial ideal para un hotel en la zona de Guanacaste, por medio de un sistema de agua helada, basado en la normativa ASHRAE.

3.3.2 Objetivos específicos

1. Elaborar el sistema de distribución de tuberías de agua helada, distribución de ductos, líneas de condensadores y equipos.
2. Diseñar los sistemas de bombeo de agua helada en sistemas constante, según las necesidades del recinto y a la distribución horaria de cargas.
3. Realizar los planos mecánicos de la distribución del sistema de agua helada.
4. Comparar los cálculos de diseño de ASHRAE con el método de BTU por pie cuadrado y el software de ingeniería HAP de Carrier.
5. Comparar los sistemas de agua helada, desde el punto de vista energético, ambiental, climático, económico.
6. Generar el análisis financiero de la implementación del diseño, en términos de lo rentable del proyecto.

3.4 Alcances y limitaciones

Los alcances de este proyecto corresponden a la generación de una propuesta de diseño ideal de climatización artificial, óptimo para las condiciones climatológicas de la provincia de Guanacaste, basado en la normativa ASHRAE y parámetros de diseño de Clima Ideal S.A., utilizando, sistemas de agua helada, con equipos que reduzcan el consumo energético y posean certificaciones internacionales AHRI, UTL, que presenten una eficiencia energética IPLV 10 o superior. Como limitante, se presenta que este diseño no va a ser ejecutado durante la realización de este proyecto.

Por otra parte, se realiza un análisis en el uso de equipos de agua helada con condensadores enfriados por agua y aire, desde el punto de vista económico, climático y eficiencia para determinar cuál de éstos es el más viable para ser utilizado en la provincia de Guanacaste, basándose en los análisis de calidad de agua, características climatológicas de la zona, ubicación latitudinal, consumo energético.

Como limitaciones, se presenta que el análisis generado en este proyecto es exclusivo para determinar el tipo de enfriamiento del condensador, no sobre los equipos evaporadores que se utilice, por lo tanto, este proyecto se limita a las características climáticas y de la calidad del agua del sector de Playa Danta, Guanacaste.

3.5 Metodología

1. Recolección de información

Para la recolección de información, se realizó el reconocimiento de los planos estructurales y arquitectónicos, estimación de áreas, determinación de sectores por acondicionar y por ventilar.

2. Análisis de cargas térmicas

Durante esta etapa, se realizó el análisis y el cálculo de la carga térmica, así como el análisis de ventilación, extracción e inyección de aire, los cálculos fueron basados en normativa ASHRAE, referencias de libros Acondicionamiento de Aire, Principios y Sistemas, de Edward G. Pita.

3. Selección de las unidades del sistema

De acuerdo con la carga de enfriamiento calculada, se determina la capacidad de las unidades interiores y exteriores, se verificó que los equipos y refrigerantes por utilizar cumplan con los certificados UL, AHRI, Puron y con índices de eficiencia con certificación SEER 13 o superior.

4. Implementación en software de diseño

Se utilizó el software de diseño Hourly Analysis Program (HAP) para realizar la comprobación del diseño realizado, el cual funciona bajo parámetros ASHRAE. Mediante este software, es posible conocer un comportamiento real estimado por horas del comportamiento de las cargas por horas y estaciones del año.

5. Elaboración de planos mecánicos

Como parte del diseño, se realizó el plano de mecánico del sistema de aire acondicionado. En el caso de las unidades interiores de ductos, se realiza la distribución y dimensionamiento de ellos, con base en la norma ASHRAE y el Manual de Carrier, se contempla la presión estática necesaria en cada equipo y la caída por tubería.

6. Comparación de sistema de agua helada

Durante esta etapa, se realizó la investigación sobre la eficiencia de los condensadores enfriados por agua y los enfriados por aires para sistemas de agua helada, con base en temas ambientales, económico, energéticos, además de analizar la viabilidad en la utilización de sistemas primarios, constante o variable, de acuerdo con la demanda de carga que presenta el hotel, además de indicadores energéticos como el consumo de Watts por tonelada

Análisis financiero

En la parte final del proyecto, se realizó el análisis financiero de la implementación del proyecto, para analizar el impacto del proyecto, en términos de la rentabilidad de él. Durante esta etapa, se realizó cotizaciones de equipos, y determinación del presupuesto del proyecto.

4 Marco teórico

4.1 Aire acondicionado

El aire acondicionado es un proceso combinado que realiza funciones simultáneas: acondiciona el aire, lo transporta, lo introduce en el espacio, el cual se desea acondicionar y proporciona confort (Carrier, 2009).

Un diseño de acondicionamiento de aire debe cumplir con las siguientes condiciones:

1. Proporcionar la temperatura y energía requerida por el sistema.
2. Condicionar el aire de suministro, es decir, enfriar, humedecer o deshumidificar, limpiar, purificar y atenuar cualquier ruido desagradable producido por el equipo HVAC (calefacción, ventilación y aire acondicionado).
3. Distribuir exitosamente el aire acondicionado, que contiene suficiente aire exterior, al espacio acondicionado, con el fin de suplir la demanda de calor.
4. Controlar y mantener los parámetros ambientales interiores, tales como temperatura, humedad, limpieza, movimiento del aire, nivel de sonido y presión diferencial entre el espacio acondicionado y alrededores, dentro de límites predeterminados (Wang S. , 2001).

Como se mencionó, una de las finalidades de los sistemas de acondicionamiento del aire de un edificio, es proporcionar una comodidad térmica completa para sus ocupantes. Por lo tanto, se necesita comprender los aspectos térmicos del cuerpo humano, para diseñar un sistema eficaz de acondicionamiento del aire para el confort humano.

Los bloques de construcción de los organismos vivientes son las células, las cuales se asemejan a fábricas en miniatura, que realizan diversas funciones necesarias para la supervivencia de los seres vivos. En una célula típica, ocurren miles de reacciones químicas cada segundo, durante las cuales, algunas moléculas se dividen, se libera energía y forma nuevas moléculas.

El elevado nivel de actividad química de las células mantiene la temperatura del cuerpo humano a 37,0°C (98,6°F), al mismo tiempo que realizan las funciones corporales necesarias, a esto se le llama metabolismo. En términos sencillos, el metabolismo se refiere al consumo de los alimentos, como los carbohidratos, las grasas y las proteínas, que permiten crear la suficiente energía para realizar las actividades metabólicas.

La rapidez del metabolismo en el estado de reposo se llama índice metabólico basal, el cual es la velocidad de metabolismo requerida para conservar un organismo que realiza las funciones corporales necesarias, como la respiración y la circulación sanguínea, en un nivel cero de actividad externa.

El índice metabólico también se puede interpretar como la rapidez de consumo de energía por parte de un organismo. Para un hombre promedio (de 30 años de edad, 70 kg, 1,73 m de estatura, 1,8 m² de área superficial), el índice metabólico basal es de 84 W. Es decir, el organismo está convirtiendo la energía química de los metabólicos de alimentos en calor a razón de 84 J/s, calor que es disipado en los alrededores. En la siguiente tabla se muestra los índices metabólicos por unidad de área superficial del cuerpo en distintas actividades (Cengel Y. , 2011).

Tabla 1. Índices metabólicos según actividad realizada

Actividad	Índice metabólico (Btu/h· ft²)
Dormir	12,68
Sentado	14,27
De pie	22,20
Caminar (2 m/s)	70,00
Cocinar	36,46
Trabajo ligero	44,39
Ejercicio	74,52

Fuente: (Cengel Y. , 2011).

Como se nota en la Tabla 1, el índice metabólico aumenta conforme crece el nivel de actividad, se puede suponer que toda la energía liberada durante el

metabolismo se libera como calor (en las formas sensible o latente), esta liberación de calor se puede efectuar de convección, radiación y evaporización.

4.2 Estándares de confort

La comodidad del cuerpo humano depende, principalmente, de cinco factores: la temperatura, la humedad relativa, el movimiento del aire, temperatura de los objetos circundantes y las prendas de vestir.

La temperatura del medio ambiente es el índice sencillo más importante de la comodidad. Se ha realizado una investigación, con el fin de determinar la “zona de comodidad térmica”, e identificar las condiciones en las que el cuerpo se siente cómodo en un medio. Se ha observado que la mayor parte de la gente vestida de manera normal, en reposo o realizando trabajo ligero, se siente cómoda en el rango de la temperatura operativa de 23°C hasta 27°C, o bien, 73°F a 80°F.

La humedad relativa tiene también un efecto considerable sobre la comodidad, ya que afecta la cantidad de calor que un cuerpo puede disipar por evaporación. La humedad relativa elevada retarda el rechazo de calor por evaporación, en especial, a altas temperaturas, y la baja humedad relativa lo acelera. El nivel deseable de humedad relativa se encuentra en el amplio rango de 30 % a 70 %, siendo el nivel más deseable el de 50 %.

Otro factor importante, que incide en temas de confort humano, es el movimiento excesivo del aire, que causa un enfriamiento local no deseado del cuerpo humano. La corriente de aire es identificada por muchos como uno de los factores más molestos en los lugares de trabajo. La velocidad del aire debe mantenerse por debajo de 15 m/min (50 ft/min), en el verano, para minimizar la incomodidad por la corriente, en especial, cuando el aire es frío. Un bajo nivel de movimiento del aire es deseable, ya que remueve el aire húmedo que se acumula alrededor del cuerpo, y lo reemplaza con aire fresco (Cengel Y. , 2011).

Es importante recalcar que, por más eficiente que sea un sistema de aire acondicionado, es muy difícil que el ambiente producido satisfaga por completo a todas

las personas, por lo cual ASHRAE (2009), ha creado un parámetro de zona de confort de temperatura y humedad de aire en interiores. Dicho parámetro se presenta en la siguiente figura.

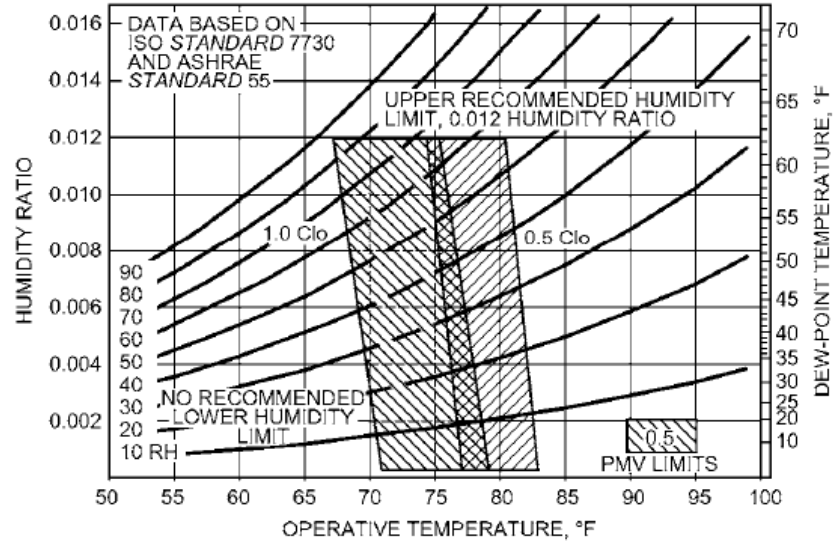


Figura 2. Zona de confort temperatura y humedad en aires de interiores

Fuente: (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook , 2009).

Nota: estudio aplicado a personas con ropa de verano y en actividades sedentarias.

Además, ASHRAE indica condiciones óptimas de diseño, según el tipo de recinto, para un hotel establecer las condiciones de diseño óptimas, de temperatura, humedad, ventilación y nivel de sonido, las cuales se resume en la

Tabla 2.

Tabla 2. Criterio de diseño para Hotel

Recinto	Condiciones internas de diseño		Ventilación l/s	Nivel de ruido NC
	Temperatura °C	Humedad %		
Habitación de huésped	23 a 26	50 a 60	15 a 30 por persona	25 a 35
Lobby	23 a 26	40 a 60	8	35 a 45
Sala de eventos	23 a 26	40 a 60	10	25 a 45
Áreas públicas	23 a 26	40 a 60	8	25 a 35

Fuente: (ASHRAE, ASHRAE Handbook: HVAC Applications, 2011).

Para realizar un estándar en las condiciones de diseño, con el objetivo el criterio de ASHARE, en este proyecto se tomará en el diseño una temperatura de 25 °C (78°F)

y humedad relativa de 50 % en general. En relación con la ventilación, se designa los valores referidos en la

Tabla 2.

4.3 Propiedades del aire

El aire atmosférico que rodea la tierra es una mezcla de aire seco y vapor de agua, a la cual se le llama aire húmedo, que está compuesto, en su mayoría, por Nitrógeno, Oxígeno, Carbón, Dióxido de Carbono y, en menor cantidad, por Hidrogeno, Xenón, Kriptón. Las propiedades físicas del aire atmosférico por acondicionar se definen a continuación:

Temperatura de bulbo seco: Es la temperatura del aire, tal como se indica en un termómetro.

Temperatura del bulbo húmedo: es la temperatura que indica un termómetro, cuyo bulbo está envuelto en una mecha empapada de agua, en rápido movimiento.

Temperatura del punto de rocío: Es la temperatura a la cual el vapor de agua en el aire se comienza a condensar, si se enfría el aire a presión constante.

Relación de humedad: Es el peso del vapor de agua por libra de aire seco.

Humedad relativa: Es la relación de la presión real de vapor de agua en el aire con la presión de vapor de agua.

Volumen específico: Es el volumen por unidad de peso de aire seco.

Entalpia específica: Es el contenido de calor del aire por unidad de peso.

Estas propiedades se pueden representar en tablas, o en forma gráfica. De manera gráfica, se tiene la carta psicométrica, en ella se encuentra gran cantidad de información, en forma sencilla, de las propiedades del aire por acondicionar.

4.4 Carta psicrométrica

La carta psicrométrica es de empleo universal, porque en ella se representa una alta cantidad de información en forma sencilla, y ayuda a estudiar los métodos de acondicionamiento de aire (Pita E. , 2014).

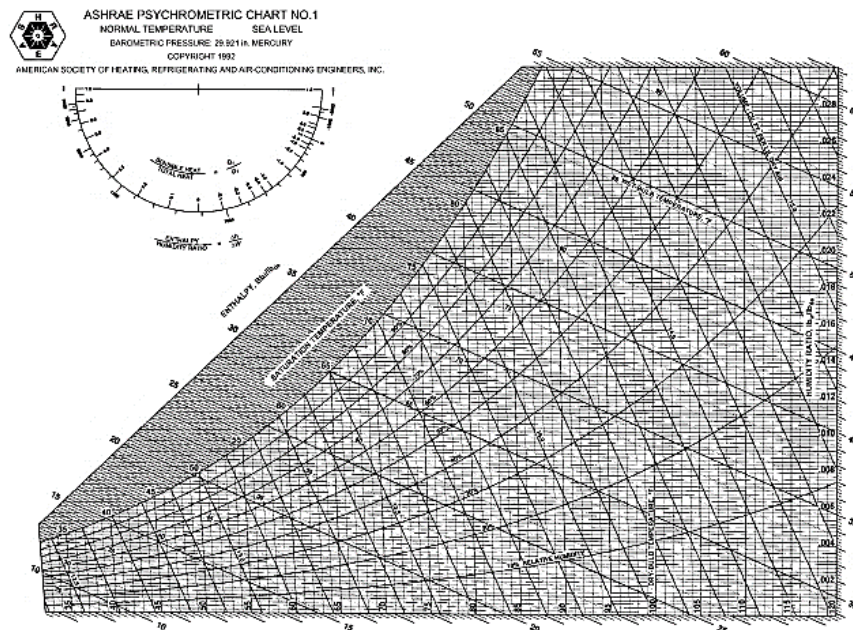


Figura 3. Ejemplo de carta psicrométrica

Fuente: (ASHRAE, *Fundamentals ASHRAE Handbook* , 2009).

Con la carta psicrométrica se puede determinar cualquier condición del aire, una vez que se conozcan dos propiedades independientes. Cada propiedad se representa con una línea, la intersección de dos líneas define el punto que representa el estado del aire. Una vez localizado ese punto, se puede saber las demás propiedades del aire en la carta (Pita E. , 2014).

4.5 Cargas térmicas

La ganancia de calor del recinto es la velocidad a la que se recibe calor en cualquier momento, la carga de enfriamiento, es la velocidad a la cual se debe eliminar el calor del recinto para mantener las condiciones de diseño.

La ganancia de calor está constituida por diferentes fuentes de calor. El calor de esas fuentes, en general, no es empleado de inmediato para calentar el recinto, sino que se procede al ser adsorbido por los materiales de la construcción del recinto.

Este efecto almacenador de calor, ocasiona que la ganancia neta de calor, sea menor a las cargas de enfriamiento, a las cuales se debe diseñar los sistemas de aire acondicionados. Este efecto de almacenamiento, también se puede percibir como un periodo de retraso del calor (Pita E. , 2014).

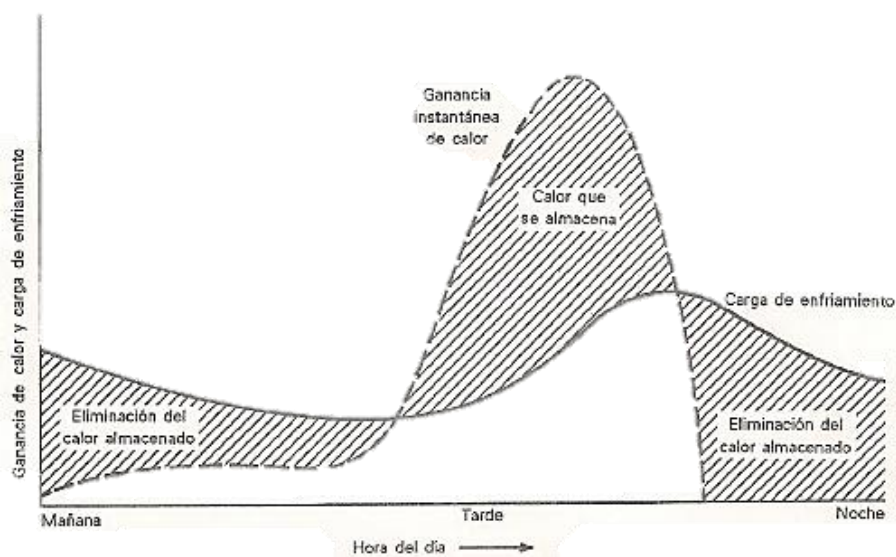


Figura 4. Diferencia entre la ganancia de calor instantáneo y la carga de enfriamiento

Fuente: (Pita E. , 2014).

Los métodos que se emplea en este diseño, toman en cuenta el efecto de almacenamiento de calor y el periodo de retraso, basados en la normativa ASHRAE, disposiciones de Clima Ideal y recomendaciones del libro *Acondicionamiento de aire, principios y sistemas* de Edward Pita.

4.5.1 Ganancia de calor en recintos

La ganancia de calor en recintos se puede agrupar en dos partes, las que proceden de fuentes externas y las que se genera internamente, además, se puede clasificar, debido al tipo de calor que generan: sensible y latente.

Las ganancias de calor sensible ocasionan un aumento de la temperatura del aire, mientras que la ganancia de calor latente adiciona vapor de agua al entorno, aumentando la humedad.

A continuación, se explica los componentes que contribuyen a la ganancia de calor y la forma de calcularlo. Estos métodos serán utilizados en el capítulo 5, para ejemplificar los cálculos.

Conducción a través de la estructura exterior

Las ganancias de calor por conducción a través de paredes y techos se calculan con la siguiente ecuación:

$$Q = U \times A \times DTCE_e$$

Ecuación 1. Conducción a través de estructura externa

Donde:

Q = Ganancia neta del recinto por conducción a través de techos, paredes o vidrios. [Btu/h]

U = Coeficiente general de transferencia de calor para el techo, paredes o vidrios. [Btu/h-ft²-°F]

A = Área del techo, pared o vidrio [ft²].

$DTCE_e$ = Diferencial de temperatura para carga de enfriamiento [°F].

Los coeficientes de transferencia de calor dependen directamente del material de fabricación de paredes, techo y ventanas.

LA $DTCE_e$ es una diferencia de temperatura que toma en cuenta los efectos de almacenamiento de calor, el factor obtenido para $DTCE$ se basa en una temperatura de diseño interior y la temperatura exterior promedio. En este proyecto, se utiliza tablas de diseño para el 21 de julio, a latitud de 40°N, por lo que el factor se debe corregir de la siguiente forma:

$$DTCE_e = [(DTCE + LM) \times K + (78 - T_R) + (T_0 - 85)] \times f$$

Ecuación 2. Corrección de $DTCE$ para paredes y techos

Donde:

$DTCE_e$ = valor corregido de DTCE [°F].

$DTCE$ = diferencial de temperatura [°F].

LM = Corrección para latitud al color y mes.

$K = 0,65$ para paredes de color claro, en zonas rurales.

T_R = temperatura del recinto [°F].

T_0 = temperatura de diseño exterior promedio [°F].

$f = 0,75$ para ventiladores de entre piso (techo falso).

Radiación a través de vidrios

La carga por radiación solar se debe a la energía radiante del sol que pasa a través de materiales transparentes, el valor de esta carga varía dependiendo de la hora, la orientación, el sombreado y el efecto de almacenamiento de calor y se calcula mediante la Ecuación 3.

$$Q = FGCS \times A \times CS \times FCE$$

Ecuación 3. Radiación a través de vidrios

Donde:

Q = Ganancia neta del recinto por conducción a través de vidrios [BTU/h].

$FGCS$ = Factor de ganancia máxima de calor solar [BTU/h-ft²-°F].

A = área del vidrio [ft²].

CS = Coeficiente de sombreado

FCE = Factor de carga de enfriamiento para el vidrio.

Los valores de $FGCS$ dependen de la ubicación geográfica de la ventana. Los valores de CS hacen referencia a la ganancia máxima de calor a través de tipo de vidrios, y el FGE considera el almacenamiento de una parte de la ganancia solar y depende del tipo de construcción, ligera o pesada, los valores de estos factores pueden ser identificados, a partir del anexo 4.

Alumbrado

Esta carga se da por las fuentes de iluminación del recinto, depende de la cantidad de luminarias y de la capacidad nominal de las luces en uso y se calcula de la siguiente manera:

$$Q = 3,4 \times W \times FB \times FCE$$

Ecuación 4. Ganancia de calor debido al alumbrado

Donde:

Q = Carga neta de calor debido al alumbrado [Btu/h].

W = Capacidad de alumbrado [Watts].

FB = Factor de Balastro.

FCE = Factor de carga de enfriamiento para el alumbrado.

El factor FB toma en cuenta las pérdidas de calor en el balastro de las unidades fluorescentes u otras pérdidas especiales. Se suele tomar como valor típico $FB= 1,25$ para el alumbrado fluorescente y para alumbrado incandescente $FB=1$. El factor FCE considera el almacenamiento de calor por alumbrado. El efecto de almacenamiento depende de cuánto tiempo está encendido el alumbrado, de cuánto tiempo trabaja el sistema de enfriamiento, el tipo de alumbrado y la cantidad de ventilación (Pita E. , 2014).

Ocupantes

Las ganancias de calor por personas se adjudican, tanto a calor sensible como latente. El calor sensible es el único que puede adsorber el efecto de almacenamiento de calor, por lo que este factor solo es aplicable a esta ecuación.

$$Q_S = q_S \times n \times FCE$$

$$Q_L = q_L \times n$$

Ecuación 5. Ganancia de calor debido a cantidad de ocupantes

Donde:

Q_S, Q_L = Ganancia de calor sensible y latente [Btu/h].

q_S, q_L = Ganancia de calor sensible y latente por persona [Btu/h].

n = número de personas.

FCE = factor de carga de enfriamiento por personas.

Es importante recalcar que la velocidad de ganancia de calor de los ocupantes de las salas depende de la actividad física que realice. En el Anexo 7. se muestra la tasa de ganancia de calor por persona, según la actividad realizada.

Equipos

La ganancia de calor que generan los equipos, puede ser leído directamente de los datos de placa de los equipos o de normas que establecen el valor para diversos equipos. Ciertos equipos generan calor sensible y latente. En el anexo 8, se incluye una lista de los equipos comúnmente utilizados para las distintas áreas del hotel y los valores de calor generados.

4.5.2 Transferencia de calor a los alrededores

Parte de la ganancia de calor sensible del recinto se transfiere a través de las paredes hacia los alrededores, por medio de la estructura y nunca aparece como parte de la carga del recinto. Este factor se debe calcular y aplicar a las ganancias de calor sensible mencionadas. Mediante las siguientes fórmulas, se obtiene el factor de corrección (Pita E. , 2014).

$$F_c = (1 - 0,02 \times K) \times 100\%$$

$$K = \frac{(U_w \times U_s + U_g \times A_g)}{L}$$

Ecuación 6. Transferencia de calor de alrededores

Donde:

F_c = Factor de corrección de ganancia de calor sensible

K = Conductancia de la unidad de longitud [Btu/h-ft²-°F].

L = Longitud de pared exterior [ft].

U_w, U_g = Coeficiente de transferencia de calor pared, vidrio [Btu/h-ft²-°F].

A_w, A_g = Área de pared o vidrio [ft²].

4.5.3 Carga de enfriamiento

Como se mencionó, al inicio de este capítulo, la carga de enfriamiento es la velocidad a la cual se debe eliminar calor del recinto y es la suma de cada una de las ganancias netas de calor corregidas (con la corrección de la sección anterior). En este

proyecto, se utiliza las abreviaturas RSHG, RLHG y RTHG, para designar las ganancias corregidas del recinto en calor sensible, latente y total, respectivamente.

4.5.4 Carga de refrigeración

Es la carga a la cual se debe dimensionar los equipos de aire acondicionado. Esta carga es mayor a la carga de enfriamiento, ya que existen ganancias de calor que pasan al sistema de aire acondicionado, por medio del aire exterior de renovación o aire fresco y por la transferencia de calor en ductos (Pita E. , 2014).

a. Ganancia de calor en ductos

Por diseño interno de Clima Ideal, la ganancia de calor debido a ductos, en zonas que no son acondicionadas (entre cielo), representa el 5 % de la carga de enfriamiento total para cada recinto.

b. Ventilación

Dentro de las ganancias de calor se debe considerar el aire exterior que se infiltra en los recintos. El calor sensible y latente que introduce el aire exterior es mayor que el presente en el recinto, por lo que la admisión de aire exterior se convierte en ganancia de calor. Esta carga no corresponde a la carga térmica del recinto, debido a que no se produce dentro del espacio ni por medio de su estructura exterior.

$$Q_S = 1.1 \times CFM \times CT$$

$$Q_L = 0.68 \times CFM \times (w_2 - w_1)$$

Ecuación 7. Ganancia de calor sensible y latente por ventilación

Donde:

Q_S, Q_L = Calor sensible [Btu/h].

CFM = Flujo de aire de ventilación [ft³/min].

CT = Cambio de temperatura del aire [°F].

$w_2 - w_1$ = Relación de humedad [gramos de agua/lb].

4.6 Métodos de diseño

4.6.1 Análisis psicrométrico

La determinación de las características del aire permite determinar cómo es el proceso del aire en los sistemas de acondicionamiento. Este análisis permitirá seleccionar los equipos y sistemas adecuados.

Relación y línea de calor sensible

El flujo de energía hacia el recinto está constituido por ganancia de calor sensible (RSHG) y ganancia de calor latente (RLHG), la suma de ellas, es la ganancia de calor total del recinto (RTHG). Estas ganancias deben estar compensadas por un flujo igual de energía que salga del recinto, lo cual se logra suministrando aire a una temperatura y humedad, lo suficientemente bajas para absorber las ganancias de calor (Pita E. , 2014).

A la relación de ganancia total de calor sensible, entre la ganancia de calor total se le conoce como factor de calor sensible, el cual se expresa como una línea en la carta psicrométrica y se refiere a todos los puntos en los que se presentan las condiciones necesarias del aire de suministro para un recinto en particular.

$$RSHR = \frac{RSHG}{RTHG} = \frac{RSHG}{RSHG + RLHG}$$

Ecuación 8. Relación de ganancia total de calor

Donde:

$RSHR$ = Relación de ganancia de calor total.

$RSHG$ = Ganancia de calor sensible [Btu/h].

$RLHG$ = Ganancia de calor latente [Btu/h].

$RTHG$ = Ganancia de calor total del recinto [Btu/h].

Línea de proceso del serpentín

“La línea de proceso del serpentín se define como la recta que se traza entre las condiciones del aire que entra y que sale del serpentín”.

La capacidad de un serpentín se define como el calor sensible, latente y total que elimina del aire que está acondicionando (Pita E. , 2014)

Esta línea permite seleccionar el serpentín o verificar su funcionamiento, ya que se logra determinar las condiciones a las que debe entrar y salir el aire del serpentín.

La pendiente de la recta es la relación entre el calor sensible y el latente de refrigeración (GSHR).

La relación de proceso del serpentín se describe de seguido:

$$GSHR = \frac{GSHG}{GSHG + GLHG}$$

Ecuación 9. Relación del proceso del serpentín

Donde:

GSHR: Línea de proceso del serpentín.

GSHG: Ganancias netas de calor sensible [Btu/h].

GLHG: Ganancias netas de calor latente [Btu/h].

Una vez que se conozca esta relación, es posible seleccionar el tamaño de los equipos del aire acondicionado.

4.6.2 Método de BTU por pie cuadrado

Este método es una formulación matemática que permite corroborar cálculos de cargas, y se basa en las dimensiones del recinto por acondicionar y un factor de carga, el cual es dado, con base en la experiencia del diseñador, el cual basa su criterio en las condiciones de la zona donde se ubica el recinto por acondicionar.

Este método debe ser utilizado únicamente, con el fin de corroborar datos, para dar una idea al diseñador, en caso de requerir realizar una estimación de carga para un lugar en específico y no se tiene la información necesaria para hacer un estudio.

La relación matemática utilizada en el cálculo se señala en la ecuación:

$$Q = A \times F_a$$

Ecuación 10. Método BTU/ ft²

Donde:

A= Área del recinto por acondicionar [ft²]

F_a =Factor asignado, debido a la ubicación y condiciones del recinto por acondicionar. [Btu/h ft²].

4.6.3 Hourly Analysis Program

The Hourly Analysis Program (HAP) es un programa diseñado para ingenieros en el área de HVAC, el cual provee dos herramientas: el diseño de sistemas de climatización para edificios y el análisis de energía.

El análisis de energía que posee HAP está aprobado por Leadership in Energy & Environmental Design (LEED), que es el regulador de certificaciones de edificios sostenibles de Estados Unidos, dado por el Consejo de la Construcción de Edificios Verdes de Estados Unidos.



Figura 5. Logo HAP

Fuente: Carrier

En referencia al diseño de HVAC, HAP calcula el espacio y la zona de carga en 24 horas del día para los días de diseño en cada uno de los 12 meses del año. Al hacerlo, calcula el flujo de calor para todos los recintos.

Además, realiza una simulación detallada del funcionamiento del sistema de aire, para determinar las cargas y otros aspectos del rendimiento las 24 horas del día.

Es importante recalcar que HAP utiliza el método de transferencia de funciones de ASHRAE para el diseño del sistema, además, aplica las normas ASHRAE 62-2001, 62.1-2004 / 2007 para el cálculo de sistemas de ventilación.

En relación con el análisis energético, HAP lleva un análisis por hora, a partir de datos meteorológicos para todas las horas del año, para determinar el consumo de energía por hora de los componentes de HVAC (por ejemplo, compresores, ventiladores, bombas, elementos de calefacción) y los demás componentes de los recintos (por ejemplo, iluminación, equipo de oficina, maquinaria), asimismo, genera una tasa de utilidad para calcular el coste de la energía, según sea la fuente.

4.7 Aire de suministro

Cuando se acondiciona un recinto mediante aire, se logra la eliminación de calor y se suministra aire a una temperatura y humedad menores a las del aire del recinto, este aire de suministro debe tener un contenido menor de calor sensible y latente, que el aire del recinto, y es una cantidad igual a las ganancias netas de calor sensible y latente.

De acuerdo con el principio de conservación de la energía, la energía de entrada al sistema debe ser la misma que la de salida:

$$\text{Energía de entrada} - \text{energía y salida} = \text{cambio de energía}$$

Ecuación 11. Conservación de la energía

Pero, si se desea mantener las condiciones de temperatura y humedad del recinto, no debe existir una variación de energía en él y, por lo tanto:

$$\text{Energía de entrada} = \text{energía y salida}$$

Ecuación 12. Proceso Adiabático

Como se mencionó en secciones anteriores, el flujo de energía hacia el recinto está constituido por ganancias de calor sensible y latente, este flujo de calor debe estar compensado por un flujo igual de energía que salga del sistema, esto se logra suministrando aire a una temperatura y humedad lo suficientemente bajas. Para que pueda adsorber esas ganancias de calor, el aire de suministro se encarga de eliminar la energía, tanto sensible como latente, esta variación energética a la que se somete el sistema, se expresa mediante las ecuaciones de calor sensible y latente:

$$RSHG = 1.1 \times CFM \times CT$$

$$RLHG = 0.68 \times CFM \times (w_2 - w_1)$$

Ecuación 13. Relación energética del aire de suministro

Al aplicar la ecuación de calor sensible, como se muestra en ecuación 13, se compara la ganancia de calor de entrada con la de salida, despejando el valor de la CFM. Se obtiene el volumen del aire de suministro del recinto, para poder hacer este procedimiento, se debe suponer una temperatura del aire de suministro que, según ASHRAE Handbook 2011, debe ser aproximadamente 20°F, menor que la temperatura de diseño del recinto.

4.7.1 Cambios de aire por hora

Por razones de salud y confort, el aire de suministro del sistema debe ser constantemente cambiado, esta es la relación entre la velocidad del aire y el volumen del recinto (ASHRAE, ASHRAE Handbook: HVAC Applications, 2011), esta relación de cambios se calcula de la siguiente manera:

$$\frac{\text{Cambios}}{hr} = \frac{CFM_{SA} \times 60}{V_R}$$

Ecuación 14. Cambios de aire

Donde:

$$\frac{\text{Cambios}}{hr} = \text{cambios de aire por hora.}$$

CFM_{SA} = flujo de aire en la habitación [ft³/m].

V_R = Volumen de la habitación [ft³].

Con este cálculo, es posible determinar, una vez obtenido, las cargas de los equipos por acondicionar, y determinar los cambios de aire en el sistema, que permitirán un diseño óptimo en calidad.

4.8 Componentes de sistemas de aire acondicionado

La termodinámica es la ciencia que estudia la energía (Cengel Y. , 2011), los sistemas termodinámicos son aquellas regiones del espacio limitados por una superficie, que incluye los alrededores, los cuales permiten ser analizados mediante la termodinámica (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook , 2009).

La termodinámica se rige a partir de dos leyes básicas: la primera establece los principios de la conservación de la energía; la segunda ley hace referencia a características de la energía: cantidad, calidad y a la dirección en la que ocurren los procesos (Cengel Y. , 2011).

A raíz de este principio, es que se puede explicar los cambios de energía en los procesos que ocurren en la naturaleza, por ejemplo, cuando se deja una taza de café caliente en una habitación que posee una temperatura más baja, el café pierde energía en forma de calor, que es liberada a los alrededores. El café nunca se calienta en la habitación, a menos que exista un dispositivo especial que lo genere así.

Este proceso inverso (transferencia de calor de una región de temperatura baja a otra de), funciona mediante sistemas forzados que utilizan fluidos con características especiales de presión y temperatura, llamados refrigerantes.

A este proceso se le conoce como ciclo de refrigeración, el cual es la inversión del ciclo de Carnot y se compone por dos procesos isotérmicos y dos procesos isotrópicos, siendo un sistema completamente reversible, los cuatro procesos pueden cambiar, al hacerlos, también se invertirá las direcciones de cualquier interacción de calor y trabajo.

Los sistemas de aire acondicionado convencionales funcionan bajo el principio del sistema de refrigeración, mediante la compresión del vapor, el cual tiene como principio transformar la energía térmica desde una región de baja temperatura a otra de mayor temperatura.

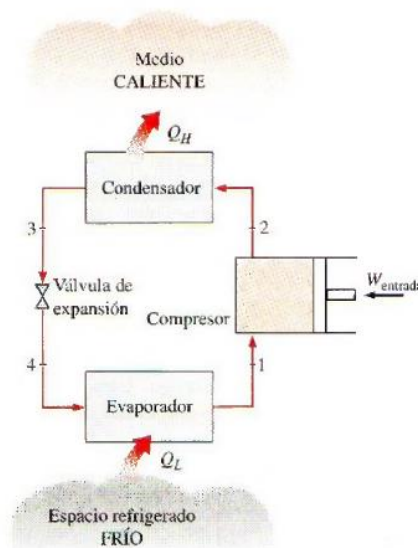


Figura 6. Esquema de refrigeración por vapor

Fuente: (Cengel Y. , 2011).

En este proceso, el compresor se encarga de elevar la presión y temperatura del refrigerante en su estado gaseoso, y lo desplaza por todo el sistema. Paso seguido, el refrigerante pasa al condensador, el cual, por un medio condensante enfría el refrigerante hasta que pasa a su estado líquido (Cengel Y. , 2011).

La función principal de la válvula de expansión, es regular el paso de refrigerante hacia el evaporador, según sea la regulación de temperatura que se necesite dentro del recinto. La válvula de expansión baja drásticamente la presión y temperatura del líquido. Finalmente, el evaporador pasa el calor del aire del recinto al refrigerante, el cual se evapora y pasa nuevamente al compresor para iniciar al ciclo (Cengel Y. , 2009).

El ciclo se puede dividir en un lado de alta presión, el cual inicia a la descarga del compresor y termina en la entrada de la válvula de expansión. De la misma manera,

se puede clasificar el sistema, de acuerdo con el estado del refrigerante. En la admisión del evaporador, el refrigerante se encuentra en estado líquido, y en la salida se encuentra en estado gaseoso (Cengel Y. , 2011).

4.8.1 Refrigerante

Los refrigerantes dentro de un circuito de acondicionamiento de aire son sustancias que absorben el calor de un área respectiva y lo rechazan en otra área, generalmente por evaporización y condensación, respectivamente (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook , 2009).

Un refrigerante debe satisfacer muchos requisitos, algunos de los cuales no se relacionan directamente con su capacidad para transferir calor. La estabilidad química en condiciones de uso, los códigos de seguridad que requieran de baja toxicidad, fugas de refrigerante, costo, disponibilidad, eficiencia, compatibilidad con lubricantes de compresores, cumplimiento de normas ambientales, entre otras (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook , 2009), son algunas de las características que deben cumplir los refrigerantes para ser óptimos en su funcionamiento.

En relación con temas ambientales, Costa Rica es partícipe de los protocolos de Montreal y Kioto para la prohibición en el uso de refrigerantes, que contribuyen con el debilitamiento de la capa de Ozono y de los gases del efecto invernadero, los cuales influyen en el calentamiento global, por lo que este diseño se enfoca en la implementación de sistemas, con el uso de refrigerantes amigables con el ambiente.

Los refrigerantes se pueden clasificar, según su composición química, en: inorgánicos, orgánicos (hidrocarburos y derivados) y mezclas.

Los orgánicos (CFC's, HCFC's y HFC's) poseen componentes que son parte de los gases del efecto invernadero (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook , 2009), a su vez, se pueden enlistar, según el deterioro que causan en la capa de ozono (ODP), el tiempo de vida en la atmósfera (Atmospheric Lifetime, years y la capacidad que poseen de atrapar energía radiante para partículas en un tiempo de integración de 100 años (GWP).

Por otra parte, en la clasificación química se encuentra las mezclas, estas son combinaciones de diferentes gases, que pueden ser azeotrópicas o zeotrópicas (no se comporta como una única molécula de refrigerante), estas últimas manejan un deslizamiento que les permite variar la presión, si se halla en estado líquido o gaseoso, la implementación de este tipo de refrigerantes ha aumentado con el tiempo (Monge, 2016).

En la siguiente tabla se enlista las características OPD, Atmospheric Lifetime y GWP, de algunos refrigerantes, es importante agregar que, como los HFC's no contienen Cloruro de Bromo, el valor de ODP que se muestra es 0.

Table 3 Refrigerant Environmental Properties

Refrigerant	Atmospheric Lifetime, years ^a	ODP ^b	GWP ₁₀₀ ^c	Refrigerant Number	ODP*	GWP ₁₀₀ * ^d
R-11	45	1	4750	401A	0.033	1200
R-12	100	1	10,900	401B	0.036	1300
R-13	640	1	14,400	401C	0.027	930
R-22	12	0.055	1810	402A	0.019	2800
R-23	270	0	14,800	402B	0.030	2400
R-32	4.9	0	675	403A	0.038	3100
R-113	85	0.8	6130	403B	0.028	4500
R-114	300	1	10,000	404A	0	3900
R-115	1700	0.6	7370	405A	0.026	5300
R-116	10,000	0	12,200	406A	0.056	1900
R-123	1.3	0.02	77	407A	0	2100
R-124	5.8	0.022	609	407B	0	2800
R-125	29	0	3500	407C	0	1800
R-134a	14	0	1430	407D	0	1600
R-141b	9.3	0.11	725	407E	0	1600
R-142b	17.9	0.065	2310	408A	0.024	3200
R-143a	52	0	4470	409A	0.046	1600
R-152a	1.4	0	124	409B	0.045	1600
R-218	2600	0	8830	410A	0	2100
R-227ea	34.2	0	3220	411A	0.044	1600
R-236fa	240	0	9810	411B	0.047	1700
R-245ca	6.2 ^d	0	693 ^d	412A	0.053	2300
R-245fa	7.6	0	1030	413A	0	2100
R-C318	3200	0	10,300	414A	0.043	1500
R-744	Variable	0	1	414B	0.039	1400
R-290	0.41 ^d	0	-20 ^d	415A	0.028	1500
R-600	0.018 ^d	0	-20 ^d			
R-600a	0.019 ^d	0	-20 ^d			
R-601a	0.01 ^d	0	-20 ^d			
R-717	0.01 ^d	0	<1 ^d			
R-1270	0.001 ^d	0	-20 ^d			

Figura 7. Características ambientales de los refrigerantes

Fuente: (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook , 2009).

De la gran variedad de refrigerantes que existen, para los sistemas de aire acondicionado, los más utilizados son el R-22 y el R-410A.

4.8.1.1 R-410A

Debido a políticas ambientales de Clima Ideal y en la finalidad de ser una empresa ejemplar para el país, en la elaboración de este diseño, se utilizará equipos con refrigerante R-410A que, como se explicó en la sección anterior, al ser una mezcla zeotrópica, no posee componentes que dañen la capa de ozono.

A continuación, se presenta una serie de características del refrigerante R-410A.

Tabla 3. Propiedades físicas de refrigerante R-410A

Masa molecular	Pto de ebullición a 14,69 °F	Temperatura crítica [°F]	Presión crítica [psi]	Densidad crítica [lb/ft³]
72,56	-60,59	160,44	711,10	28,69

Fuente: (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook , 2009).

Tabla 4. Velocidad del sonido en fase de vapor

Refrigerante	Presión [psi]	Temperatura °F		
		50	122	212
		Velocidad del sonido		
	14,50	632,70	674,40	722,00
R-410A	145,00	558,20	630,50	695,30
	217,60	a	603,00	69,90

a. Por debajo de la temperatura de saturación.

Fuente: (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook , 2009).

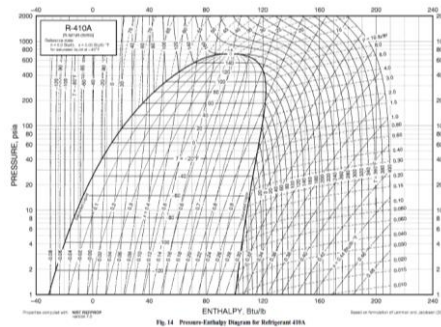


Figura 8. Carta de propiedades termofísicas de refrigerante R-410^a

Fuente: (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook , 2009).

4.8.2 Sistemas de ductos

La función de los sistemas de ductos es transmitir el aire desde la máquina que genera el aire acondicionado hasta el espacio que requiere ser acondicionado.

Para cumplir esta función de manera práctica, el sistema debe ser diseñado bajo los límites prescritos de espacio, pérdida por fricción, velocidad y nivel de sonido (Carrier, 2009).

Según ASHRAE (2009), existen tres métodos para el diseño de ductos; el método T, el método de fricción igual y el método de recuperación estática.

El método de recuperación estática es únicamente aplicable para determinar las dimensiones del ducto del aire de suministro, el objetivo es obtener la misma presión estática a lo largo del ducto, cambiando el tamaño de él. Este método de diseño se basa en la ecuación de Bernoulli.

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + \rho gh = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + \rho gh$$

Ecuación 15. Ecuación de Bernoulli

Donde:

$\frac{P}{\rho}$ = energía del flujo

$\frac{V}{2}$ = energía cinética

ρgh = energía potencial

Si se dispone que la variación de la presión de una sección a otra dentro del ducto es cero, además que el suministro del sistema se realiza de manera horizontal (no hay variación de altura de una sección a otra), con un fluido que mantiene una densidad constante, se tendría, entonces, que las velocidades en cada sector del ducto es la misma.

Si se sabe que el caudal, la velocidad y el área están relacionados directamente, se tiene que, para cumplir este método de diseño, la velocidad en una sección del ducto es igual al caudal entre el área de la sección siguiente. Como la velocidad se establece, según los criterios de ASHARE de los niveles NC, y el caudal está dado por los requerimientos del recinto, se debe cambiar, entonces, el área del ducto, por lo que para los ductos.

4.8.3 Sistema de tubería

El primer paso en el diseño de tubería es la selección de los materiales, en aire acondicionado los materiales más comunes para tubería son el cobre rígido y el Hierro Negro o Galvanizado, la selección del tipo de tubería por utilizar depende de las características del fluido por manejar, presión de trabajo, caudal, temperatura del fluido, exposición a oxidación y corrosión, entre otras características. En la siguiente tabla, se aprecia recomendaciones para el uso de tubería, según la aplicación que se tenga.

Tabla 5. Recomendación de tubería, según aplicación

Servicio		Tubería
Refrigerante 12,22	Línea de succión	Cobre rígido tipo L
	Línea de líquido	Hierro Negro: sin costura para diámetros grandes hasta 2 in.
Sistemas de agua helada		Hierro negro o galvanizado
		Cobre rígido
Sistema de agua caliente		Hierro Negro
		Cobre rígido

Fuente: (Carrier, 2009).

Además, el correcto diseño de tuberías debe cumplir con los siguientes requisitos (Carrier, 2009):

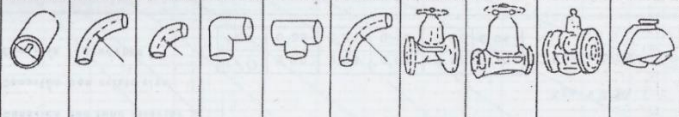
- Suministrar suficiente refrigerante al evaporador.
- Diámetros prácticos de tubería sin pérdidas excesivas de presión.
- Evitar la acumulación de aceite en cualquier punto del sistema.
- Proteger el compresor de la pérdida de refrigerante.
- Evitar que llegue líquido al compresor.

El siguiente paso, es la determinación de la dimensión de la tubería, existen muchos métodos para la determinación del tamaño, por lo general, se puede utilizar el método de la fricción igual, el cual se detalla a continuación:

1. Realizar un esquema del sistema de tubería.
2. Calcular el flujo en cada sección de la tubería, desde la última unidad hasta el cabezal de la bomba.
3. Elegir el valor de pérdida por fricción, desde el cabezal de la bomba, basándose en los siguientes parámetros:
 - a. La pérdida por fricción debe ser entre 1 y 5 ft de agua/ 100 ft de tubería.
 - b. La velocidad en el cabezal no debe ser mayor de 4 a 6 ft por segundo en sistemas pequeños, o de 8 a 10 ft por segundo en los sistemas mayores, la velocidad en los recintos ocupados no debe ser mayor a 4 ft por segundo, para evitar hacer ruidos.
4. Seleccionar un diámetro de tubería para el cabezal de la bomba, mediante gráficas de pérdidas por fricción, basándose en los límites anteriores.
5. Continuar a lo largo del circuito que se eligió, seleccionando la tubería de cada tramo, de acuerdo con las siguientes guías:
 - a. Cuando el flujo se reduce de manera apreciable, seleccionar el diámetro de tubo inmediato inferior.
 - b. No permita que la velocidad descienda de 1,5 a 2 ft por segundo, para evitar la acumulación de aire en las tuberías (Pita E. , 2014).

Junto a la selección de la tubería, es importante tomar en cuenta la pérdida de presión que ocurre en accesorios, la determinación de esta pérdida, varía según la dimensión de la tubería, por lo cual, para los diseños, es común utilizar un valor equivalente de longitud de tubería para los accesorios.

En la siguiente figura se menciona algunos accesorios y sus longitudes equivalentes, que pueden ser tomados en cuenta para diseñar.



DIAMETRO INTERNO (m.m.)	CURVA 90° R=3D	CURVA 90° R=2D	CODO	TE	MANGUERA R=10D	DIAFRAGMA ABIERTA	MANUJITO	MACHO PASO RECTO	TECH TAYLOR
LONGITUD EQUIVALENTE EN m DE TUBO RECTO DE IGUAL RESISTENCIA AL FLUJO.									
25	0.52	0.70	0.82	1.77	0.30	2.56	---	0.37	---
32	0.73	0.91	1.13	2.38	0.40	5.29	---	0.49	---
40	0.85	1.10	1.31	2.74	0.49	3.44	1.19	0.58	---
50	1.07	1.40	1.68	3.35	0.55	3.66	1.43	0.73	---
65	1.28	1.65	1.98	4.27	0.70	4.60	1.52	0.85	---
80	1.55	2.07	2.47	5.18	0.85	4.88	1.92	1.04	0.20
90	1.83	2.44	2.90	5.79	1.01	---	---	1.22	---
100	2.13	2.77	3.35	6.71	1.16	7.62	2.19	1.40	0.23
115	2.41	3.05	3.66	7.32	1.28	---	---	1.58	---
125	2.71	3.66	4.27	8.23	1.43	13.11	3.05	1.77	0.30
150	3.35	4.27	4.88	10.08	1.55	18.29	3.11	2.13	0.37
200	4.27	5.49	6.40	13.11	2.41	19.81	7.92	2.74	0.82
250	5.18	6.71	7.92	17.07	2.99	21.34	10.67	3.47	0.61
300	6.10	7.92	9.75	20.12	3.35	28.98	15.85	4.08	0.76
350	7.01	9.45	10.97	23.16	4.27	28.98	---	4.88	0.91
400	8.23	10.87	12.80	26.52	4.88	---	---	5.49	1.04
450	9.14	12.19	14.02	30.48	5.49	---	---	6.22	1.16
500	10.36	13.11	15.85	33.53	6.10	---	---	7.32	1.25

Figura 9. Longitudes equivalentes para accesorios

Fuente: (Máquinas y equipos industriales, 2017).

En la actualidad, existen herramientas digitales basadas en los métodos descritos, para hacer el cálculo de tuberías, tal es el caso de Bell & Gossett, que proporcionan herramientas como el System Syzer Calculator, el cual permite realizar los cálculos de manera precisa, satisfactoria y de forma sencilla.

Aparte de las características de las tuberías y accesorios, para garantizar un correcto funcionamiento del sistema, un importante componente es el aislamiento. Es necesario aislar las líneas de tuberías, con el fin de evitar el condensado, limitar la transferencia de calor en espacios no acondicionados, reducir el desperdicio de energía y el empleo de equipos de mayor capacidad, para satisfacer la carga térmica requerida.

Actualmente, se utiliza distintos materiales para aislar, la cañuela de Neopreno (Armaflex), Poliuretano, fibra de vidrio, aislante de goma, el uso de uno u otro, está en la eficiencia de él, por ejemplo, se puede utilizar Armaflex o Poliuretano para aislar la misma tubería, lo que variará es la dimensión del aislamiento. El Poliuretano es uno de los mejores aislantes de mundo, utilizado, muchas veces, en sistemas de refrigeración.

4.8.3.1 Aislamiento de Poliuretano 491A

El poder aislante de un material se mide por medio de la evolución de la conductividad térmica (factor k), el cual indica, en palabras sencillas, la cantidad de calor que deja pasar una muestra de determinado material durante un cierto tiempo, por lo tanto, entre menor sea el factor k, mejor es la capacidad aislante del material.

Conductividad Térmica			
Material	W/m ^o K	Kcal/mh ^o C	Btu in/ft2h ^o F
Lana Mineral	0,034-0,037	0,030-0,032	0,24-0,26
Fibra de Vidrio	0,033-0,037	0,029-0,032	0,23-0,26
Corcho	0,038-0,043	0,034-0,038	0,27-0,30
Poliestireno Expandido	0,032-0,037	0,028-0,032	0,22-0,26
Espuma de Poliuretano (Nueva)	0,017-0,020	0,015-0,017	0,12-0,14
Espuma de Poliuretano (Vieja)	0,022-0,025	0,019-0,022	0,15-0,17

Figura 10. Comparación de conductividad térmica de varios aislantes

Fuente: (KAEFER SOUYET, 2014).

El valor recíproco de k, es R (1/k) y se usa para especificar la cantidad de aislante que debe ser utilizado para lograr aislamiento idóneo. Si se toma como referencia los valores de la Figura 10, se puede apreciar que el valor de R del Poliuretano es superior a los demás aislante. Este valor de R tiene una relación directa con el espesor del aislamiento por utilizar en la tubería (mejor aislante, menor superficie aislante requerida), por ejemplo, los estudios realizados por Kaefer Souyer en el 2014, revelan que los espesores de aislamiento con Poliuretano 491A para tubería en temperaturas normales de acondicionamiento de aire, pueden variar como se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 6. Espesores de aislamiento con poliuretano recomendadas (in)

Diámetro nominal tubería (in)	Temperatura a 20 °C	Temperatura a 22 °C	Temperatura a 24 °C
<1	0,6	0,5	0,5
1 a 1 ½	1,2	1,1	1,0
1 ½ a < 4	1,4	1,3	1,3
4 a >8	1,4	1,3	1,3
<8	1,8	1,7	1,6

Fuente: (KAEFER SOUYET, 2014).

Estos valores, pueden ser comparados con los establecidos por ASHRAE en el capítulo 23 del Handbook Fundamentals, el cual indica los requerimientos de espesor mínimo de aislamiento para tuberías con materiales tradicionales, aquellos que poseen un valor de conductividad térmica de entre 0,22 a 0,28 Btu in/h ft² °F, estos valores de espesores de aislamiento mínimos, que recomienda ASHRAE, se resume en la

Tabla 7.

Tabla 7. Espesor mínimo de aislamiento de tubería con materiales con una conductividad térmica entre 0,22 a 0,28 Btu in/h ft² °F

Rango de temperatura de operación °C	Conductividad Btu in/ h ft ² °F	Diámetro nominal de tubería (in)				
		<1	1 a 1 ½	1 ½ a <4	4 a >8	≤8
		Espesor de aislamiento mm				
18 a 20	0.22-0.28	0,85	0,85	1,7	1,7	1,7
22 a 24	0.22-0.28	0,9	1,8	1,8	1,8	2,7

Fuente: (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook , 2009).

Al comparar los valores dados en la Tabla 6 y

Tabla 7, es posible deducir que al utilizar poliuretano se requiere menores espesores en el aislamiento, para iguales tuberías, bajo idénticas condiciones de temperatura.

Entre algunas de las características del poliuretano se encuentra:

- Excelente sellador.
- Muy liviano.
- Resiste sacudidas y vibraciones.
- Alta resistencia a la compresión.
- Permite ahorro de estación, ya que, por su valor de R, requiere espesores bajos.
- Resiste al agua de mar y a numerosos productos químicos.
- Excelente capacidad aislante.
- Larga durabilidad.
- Absorción de humedad del 2 % al 5 % (ASTM D2842).

Además, el Poliuretano al ser inyectado, según Kaefer Souyer, tiene un comportamiento muy lineal en cuanto al coeficiente de conductividad. En la siguiente figura, se muestra el comportamiento de él en el tiempo.

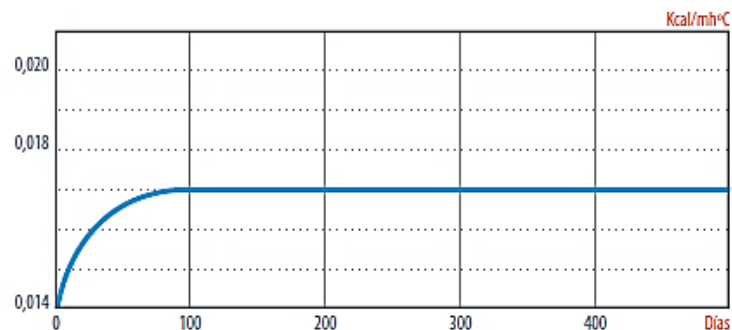


Figura 11. Variación de la conductividad del Poliuretano en el tiempo

Fuente: (KAEFER SOUYET, 2014).

Existe en el país, TUPRECO, empresa que fabrica y distribuye tubería preaislada, con Poliuretano 491A, la cual trata de una camisa de tubo en PVC, que resguarda el aislamiento y que vienen confeccionado internamente con la tubería

requerida, según las necesidades. En la siguiente figura, se muestra la presentación de la tubería preaislada, y en los anexos se muestra la información técnica.

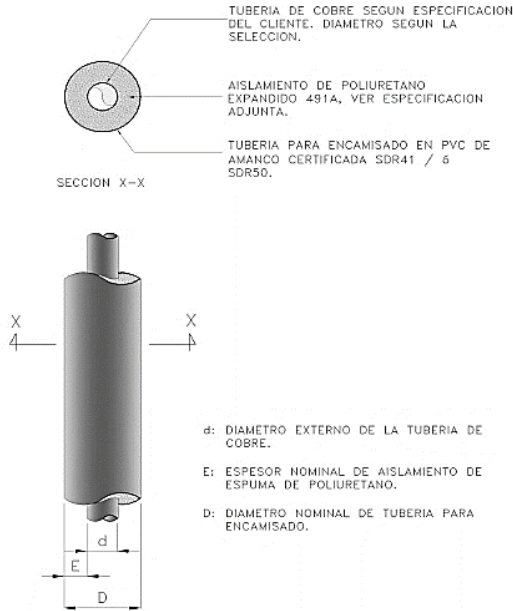


Figura 12. Tubería Preaislada TUPRECO

Fuente: (TUPRECO , 2014).

4.9 Sistemas de agua helada

Los sistemas de agua helada, son aquellos que utilizan agua helada o caliente para el acondicionamiento de aire.

Los sistemas de agua helada trabajan mediante Chillers, los cuales funcionan bajo el ciclo de refrigeración; contienen un compresor, un condensador, dispositivos de expansión y evaporador; lo que los distingue es la utilización de agua para realizar el acondicionamiento.

La diferencia radical es que el refrigerante no realiza la transferencia directa con el recinto por acondicionar, sino que funciona como un transportador de energía, que absorbe calor del agua de proceso, bajándole la temperatura, para que este, en dado momento, adsorba calor del medio a acondicionar y reduzca la temperatura del recinto.

El proceso para quitar calor al refrigerante y pasarlo de gas a líquido, se da en el condensador, donde se hace pasar otro fluido que realiza la función de extraer calor

al refrigerante, si este proceso se da con aire, se está ante la presencia de un condensador enfriado por aire, mientras que, si el fluido es agua, se tiene un condensador enfriado por agua.

Una vez que el refrigerante es enfriado en el condensador, se hace pasar por un intercambiador de calor (conocido como cooler), donde se realiza la transferencia de calor con el agua del proceso, el refrigerante, al tener una temperatura más baja, por el proceso en el condensador, adsorbe el calor del agua de proceso, el agua de proceso sale del chiller fría, y se dirige a los equipos terminales, para realizar la transferencia de calor final con el recinto que se quiera acondicionar.

Es necesario recalcar que todo este proceso es cíclico y completamente cerrado, el agua utilizada ni el refrigerante salen del circuito, sino que están en constante movimiento en torno al sistema, la cantidad de agua y carga de refrigerante utilizados, dependen de los requerimientos de tonelaje del sistema.

4.9.1 Sistemas con condensadores enfriados por aire

Lo que diferencian la operación de un tipo de chiller a otro es la forma en la que se realiza el proceso en el condensador, como se explicó, los sistemas enfriados por aire, utilizan aire natural que, mediante una convección forzada del aire, se hacen pasar por los serpentines del condensador y realizar la transferencia.

Los condensadores enfriados por aire pueden ser bancos de tubos de cobre y aletas de aluminio, encerrados dentro de un armario metálico con rejillas para el ingreso de aire.

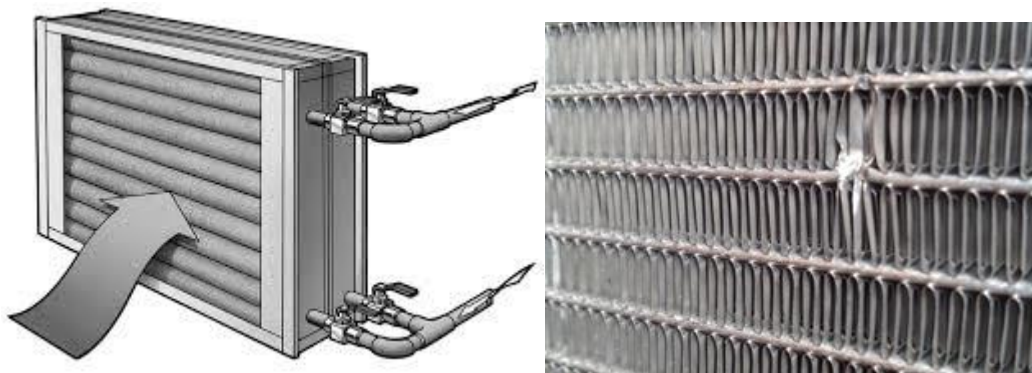


Figura 13. Condensadores enfriados por aire aletas

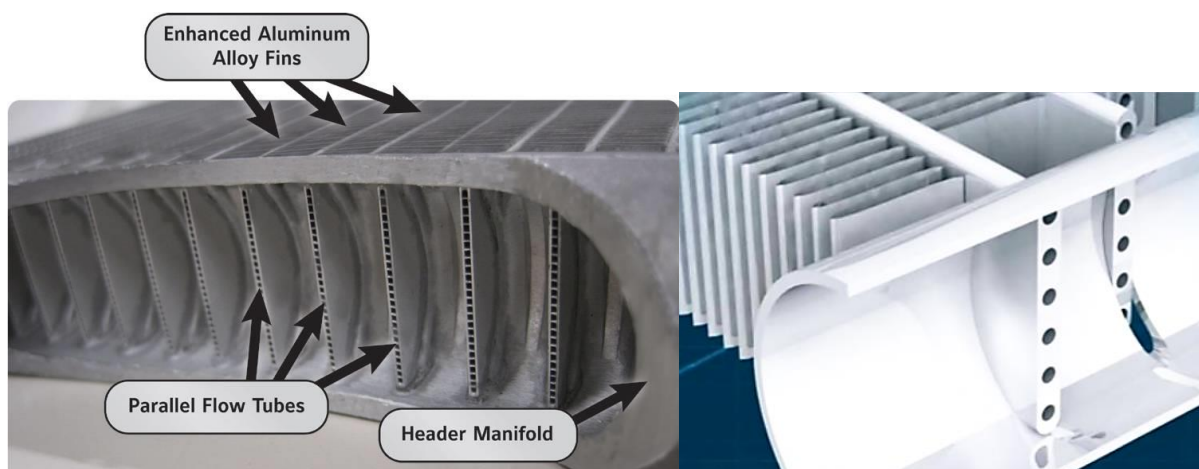
Fuente: (Expertos en refrigeracion , 2017).

O bien, los condensadores pueden ser tipo microchannel, esta es una nueva tecnología, que permite optimizar el uso del refrigerante, donde el refrigerante circula por canales de un tamaño característico en orden de micras, construidos en aluminio, éstos cuentan con un cabezal principal que están unidos a tubos de flujo paralelos con micro canales soldados con aletas de aluminio, los cuales aumentan la transferencia de calor.

Esta tecnología aprovecha principios de transferencia de calor, maximizando el área de contacto, entre el aire y el refrigerante.

Entre las ventajas que presenta este sistema se enumera:

- Mejor transferencia de calor, de hasta un 20 % a un 30 %, en comparación con los serpentines tradicionales.
- Reduce las cargas de refrigerante, al ser de menos volumen, reduce las cargas de gas refrigerante hasta en un 75 %.
- Mayor resistencia a la corrosión.
- Mejores riesgos de fugas.

**Figura 14. Serpentines tecnología micro canales**

Fuente: (Parner, 2017)

4.9.2 Sistemas con condensadores enfriados por agua

Los sistemas enfriados por agua, son un poco más complicados, ya que se incorpora al sistema nuevos elementos. El principio de funcionamiento es el mismo. Se hace pasar el refrigerante por el condensador, para reducirle la temperatura, pero en este caso, utilizando agua. Durante esta transferencia, se genera un aumento de la temperatura del agua utilizada para enfriar el condensador, por lo que es necesario tener un sistema aparte, que reduzca la temperatura del agua utilizada en el condensador (conocida habitualmente como agua de condensación). (Pita E. , 2014).

La forma de reducir esta temperatura es mediante la utilización de torres de enfriamiento.

La torre de enfriamiento es un equipo que transfiere calor desde el agua del condensador hacia el aire atmosférico, la mayor parte de esta transferencia se realiza por medio de la evaporación hacia la atmósfera de un pequeño porcentaje de agua.

El agua que sale del condensador, se bombea a la parte superior de la torre de enfriamiento, y se esparce hacia abajo. La torre posee mamparas internas, que fragmentan el agua y forman gotas pequeñas, con este sistema, se mejora la transferencia de calor, el agua enfriada en la torre se recircula y se vuelve a mandar al condensador, para que vuelva a iniciar el proceso (Pita E. , 2014).

Además del agua que se pierde por enfriamiento evaporativo, hay otras dos causas: la pérdida por arrastre, que se origina cuando el viento se lleva las gotas de agua y las pérdidas por purga, que se origina cuando se drena y se desecha una parte del agua de la torre, con el objetivo de evitar la acumulación de minerales.

Clasificación de torres de enfriamiento

Las torres de enfriamiento se clasifican, según la forma de suministro de aire. Todas emplean hileras horizontales de empaque para suministrar la mayor superficie de contacto entre al aire y el agua.

Torres de circulación natural

- Atmosféricas
- Tiro natural

Las torres de tiro natural, están fundamentadas en el hecho que el aire se calienta por el agua y, de esta forma, se produce una corriente de convección ascensional. Los lados de una torre de este tipo van completamente cerrados, desde el fondo hasta la parte superior, llevando dispuestas entradas de aire cerca del fondo.

La desventaja de las torres de tiro natural es la altura que es necesario darles para producir el tiro natural y el hecho de que el agua debe tener una temperatura superior a la del termómetro de bulbo seco del aire, para que este pueda calentarse y producir la corriente de convección ascensional (Rivera, 2017).

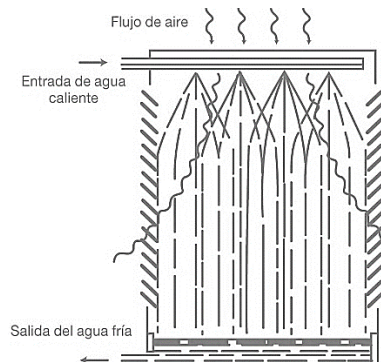


Figura 15. Torres de enfriamiento circulación natural

Fuente: (Rivera, 2017).

Torres de tiro mecánico

- Tiro inducido
- Tiro forzado

En este tipo de torres se utiliza ventiladores para producir la circulación del aire. Si el ventilador está situado en la parte superior de la torre se denomina de “tiro inducido”, y si está en el fondo, “de tiro forzado”. El primero es el que se prefiere, porque evita el retorno del aire saturado al interior de la torre, lo que no sucede con las de tiro forzado.

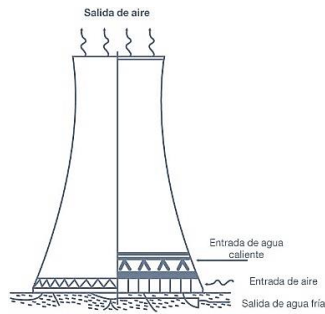


Figura 16. Torres de enfriamiento tiro mecánico

Fuente: (Rivera, 2017).

Torres de flujo

- Cruzado
- Contraflujo

Las torres de flujo cruzado permiten la entrada de aire en forma horizontal, el cual choca con el relleno y disminuye notablemente la caída de presión del lado del aire, lo que permite que en un mismo volumen empacado se introduzca mucho más aire y, en consecuencia, se obtenga mayor potencia para mover los ventiladores.

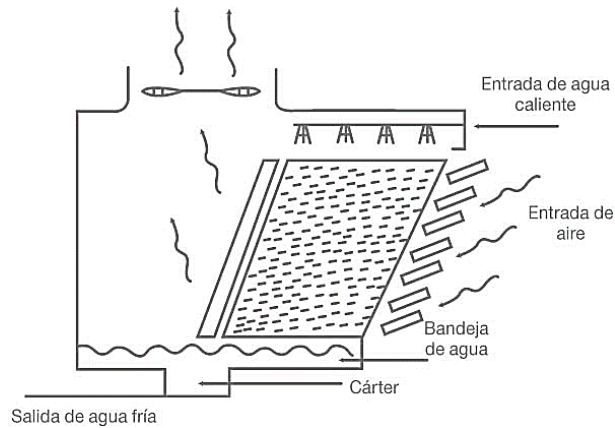


Figura 17. Torre de enfriamiento de flujo cruzado

Fuente: (Rivera, 2017).

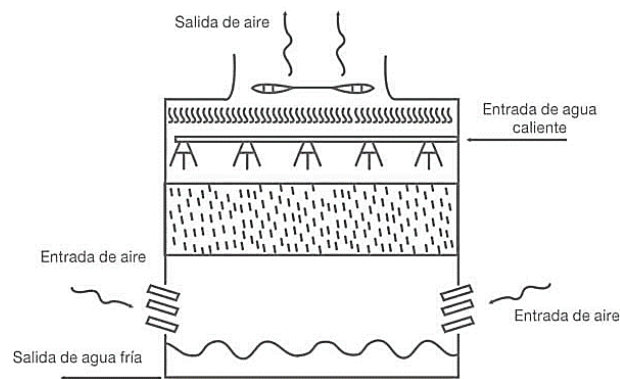


Figura 18. Torre de enfriamiento de contraflujo

Fuente: (Rivera, 2017).

Torres por contacto de aire

- Abiertas
- Cerradas

Las torres abiertas funcionan por el principio de enfriamiento evaporativo, por contacto directo del aire con el agua por enfriar, mientras que las cerradas funcionan por transmisión de calor mediante una superficie que separa el fluido por refrigerar del aire ambiente, por lo general, se trata de un serpentín.

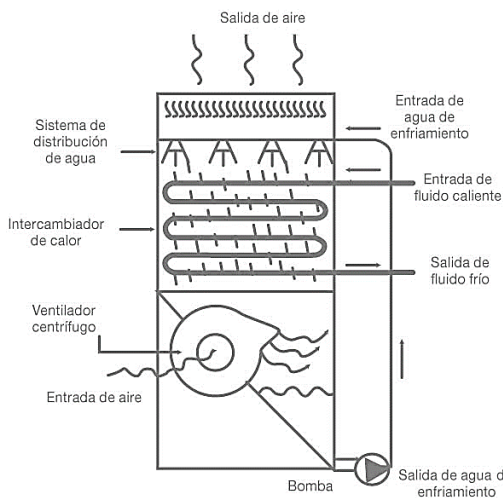


Figura 19. Torre de enfriamiento por contacto de aire

Fuente: (Rivera, 2017).

4.9.3 Sistema de tubería hidráulica

Para los sistemas de tubería de agua helada, es recomendable el uso de tubería en cobre o Hierro Negro (cuando los diámetros son mayores a 3 in o cuando el caudal requerido es muy alto).

La tubería de los sistemas hidráulicos, en general, se puede clasificar en dos tipos, los circuitos en serie y los sistemas de cabezales. A continuación, se expone estas configuraciones.

a. Circuito en serie

Los circuitos en serie son aquellos donde el agua pasa a través de cada unidad terminal y luego vuelven a la bomba y al chiller, como toda el agua pasa por todas las unidades y estas no se pueden aislar entre sí (Pita E. , 2014).

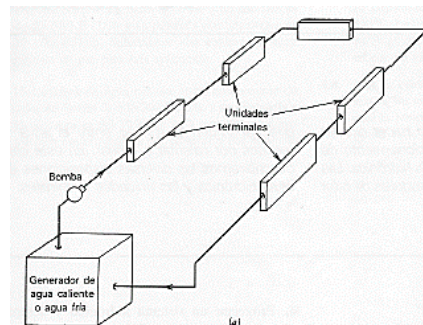


Figura 20. Circuito de tubería hidráulica en serie.

Fuente: (Pita E. , 2014).

Este tipo de sistemas presenta una serie de desventajas:

- El mantenimiento de cualquier unidad terminal necesita la suspensión del sistema completo.
- No es posible el control separado de cada unidad, variando el flujo de agua o de temperatura.
- El número de unidades internas es limitado, como la temperatura del agua va aumentando por el intercambio con las unidades, la temperatura del agua en las últimas unidades puede ser muy alta y no enfriar.

a. Cabezal de una tubería

Estos sistemas tienen variación, dependiendo del número de cabezal de tubería que se utilice. El sistema por cabezal permite tener un control independiente por cada unidad evaporadora. A continuación, se explica las variaciones de este método.

- Cabezal de una tubería

En este sistema hay una tubería principal a través de la cual pasa el agua, pero en lugar de estar en serie con la tubería, cada unidad terminal se conecta mediante un ramal de suministro y uno de retorno a la tubería principal, con la colocación de válvulas, se puede controlar y dar servicio por separado a cada unidad.

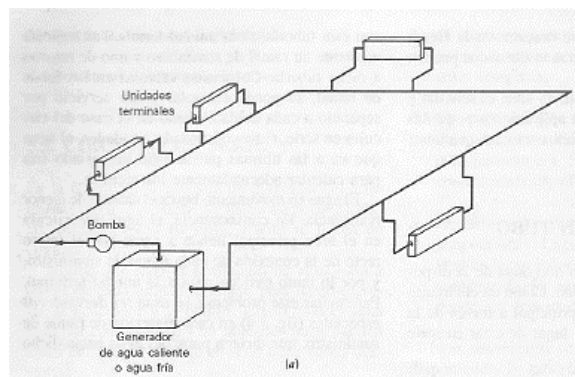


Figura 21. Circuito de tubería hidrónico cabezal de una tubería

Fuente: (Pita E. , 2014).

- Cabezal de dos tuberías con retorno directo

Esta variación garantiza que la temperatura de suministro del agua sea la misma en cada unidad terminal. En este sistema hay dos cabezales, uno para el suministro y otro para el retorno, donde cada unidad terminal se alimenta mediante un ramal individual de suministro y un ramal de retorno lleva el agua de regreso al cabezal de retorno.

Este tipo de sistema, representa un costo mayor, pero permite controlar cada unidad terminal y darle servicio por separado, además que garantiza una temperatura igual en todas las unidades terminales, por lo cual se puede emplear en una instalación de cualquier tamaño (Pita E. , 2014).

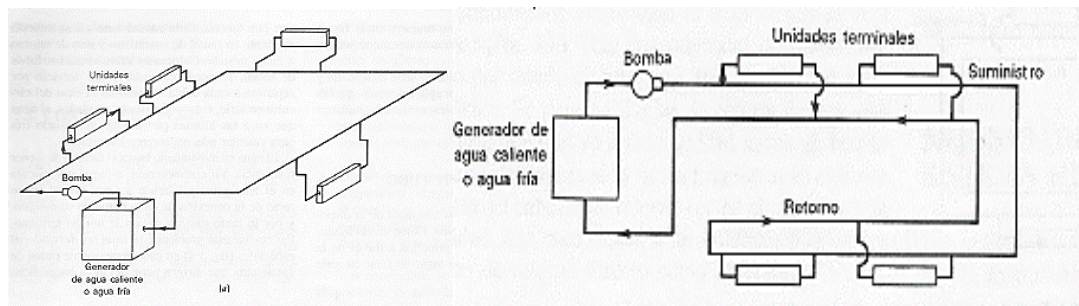


Figura 22. Circuito de tubería hidrónico cabezal de dos tuberías con retorno directo

Fuente: (Pita E. , 2014).

Como se nota en la Figura 22, el cabezal de retorno regresa el agua a la fuente por el camino más corto, sin embargo, esto crea un problema, ya que el agua toma el camino que opone menor resistencia, habrá más líquido que pasa por las unidades más cercanas a la bomba y muy poca en las que están más alejadas, este proceso se puede evitar con la instalación de válvulas de balance (Pita E. , 2014).

- Cabezal de dos tuberías con retorno inverso

Este sistema, se logra utilizando longitudes de tubería similares, tanto en el suministro como en el retorno. El problema del balanceo se elimina y el balanceo del sistema se tornaría más sencillo y más económico.

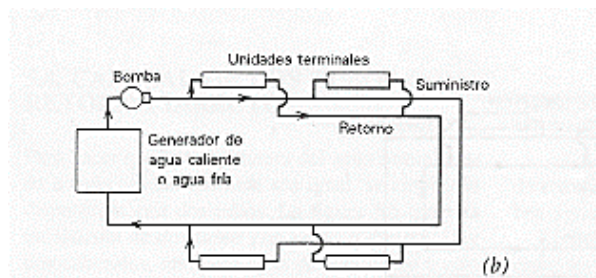


Figura 23. Circuito de tubería hidrónico cabezal de dos tuberías con retorno inverso

Fuente: (Pita E. , 2014).

A las configuraciones de los sistemas de tubería descritas aquí, se le pueden realizar variaciones o mezclas entre ellas, en los sistemas de agua helada es común, poseer un reservorio de agua que garantice un flujo constante de agua al sistema y que permita ser mezclada con el agua de retorno, para que, al entrar de nuevo en el chiller, la temperatura del agua no sea tan alta, y el alcance de la temperatura óptima se realice más fácil, el tipo de reservorio puede ser un tanque que almacene agua o

una sección de tubería cerrada que recircule agua fría. Los sistemas de tuberías tipo anillo, son comúnmente utilizadas para este propósito.

4.9.4 Sistema de bombeo de agua helada

Los sistemas de agua helada utilizan, en su mayoría, bombas centrífugas, las cuales permiten vencer la resistencia que ocasiona el flujo de agua en la tubería.

Las bombas centrífugas elevan la presión del agua aumentando primero la velocidad, para luego convertir esa velocidad en energía de presión, dentro de los conceptos más importantes del funcionamiento de las bombas son la presión, el flujo que genera, la potencia y la eficiencia, estas características a menudo se presentan en forma de curvas y son utilizadas para realizar la selección (Garro A. , 2012).

La capacidad de la bomba debe ser igual al flujo del sistema y una carga mayor a la pérdida de presión en el sistema. Existen varios factores que se deben considerar para la selección adecuada de bombas, éstos se enlistan, a continuación:

1. Se debe seleccionar una bomba que trabaje cerca del punto de eficiencia más alto, por lo general, en el rango medio de las capacidades de flujo de la bomba.
2. No se debe seleccionar bombas que trabajen cerca de su capacidad máxima, no más del 50 % al 75 % del flujo máximo.
3. La pendiente de las curvas carga-flujo varía entre las bombas centrífugas, en sistemas hidrónicos. Se recomienda que se utilice bombas con curvas características de carga – flujo plano, por ejemplo, si hay una variación pequeña concomitante en la carga de la bomba, esto hará más fácil el balanceo y control de los flujos (Pita E. , 2014).
4. Cavitación

La cavitación se presenta cuando la presión en la tubería de aspiración cae por debajo de la presión de vapor, el líquido se evapora y es arrastrado por la corriente, estas burbujas de vapor desaparecen bruscamente, cuando alcanzan zonas de presión más altas en su camino a través de la bomba, generando presiones puntuales muy altas, que ocasionan ruidos excesivos, vibraciones y desgaste. Para evitar que la

cavitación suceda, se debe realizar una correcta selección del equipo de bombeo, incorporando los conceptos de Presión de Succión Disponible y Requerido (NPSH). (Garro A. , 2012).

La NSPH requerido es aquella cantidad de energía precisada para vencer las pérdidas de carga desde la abertura de admisión a los alabes del impulsor y crear la velocidad necesaria para que el fluido pase mediante los alabes, mientras que la NSPH disponible es una característica del sistema y se define como la presión que tiene un líquido en la toma de aspiración de la bomba por encima de su presión de vapor.

La N.P.S.H. disponible puede ser obtenida tomando lecturas de presión en el lado de aspiración de la bomba, o puede ser calculado, según la siguiente fórmula:

$$NPSH_{disponible} = H_o - (H_v + h + h_s)$$

Ecuación 16. Cálculo de NPSH disponible

Donde:

H_o = Presión atmosférica (m H₂O).

H_v = Presión de vapor a la altura correspondiente (m H₂O).

h = Altura geométrica desde la boca de succión de la bomba hasta el nivel del líquido. h_s = Pérdida de presión en la tubería de succión (m H₂O).

Para evitar siempre la cavitación de la bomba, el NSPH disponible debe ser mayor al requerido.

La posibilidad de cavitación, en general, se tiene muy en cuenta en un sistema abierto donde hay succión elevada en la bomba y la temperatura es alta; en los sistemas de agua helada, el problema no se presenta, debido a que la carga estática de un sistema cerrado no actúa en la succión.

En los sistemas hidráulicos, debido a la magnitud del fluido que deben mover, normalmente, se cuenta con pilas de bombeo, si en el diseño se requiere realizar un anillo que recircule una porción del agua helada alrededor del chiller, se requiere dos sistemas de bombeo, un sistema que se encargue de la recirculación y otro que bombee el agua hacia los equipos.

Normalmente, al sistema que se encargue de la recirculación se conoce como sistema primario, mientras que el encargado de suplir los equipos se denomina sistema secundario, éstos, a su vez, se puede clasificar como sistemas constantes o variables.

Un sistema constante, es aquel que no es capaz de regular el flujo de agua. Está diseñado para elevar la presión de todo el caudal para el que fue diseñado, mientras que un sistema variable, es aquel que, mediante controles o variadores de frecuencia, regula la cantidad de agua, según los requisitos de los equipos.

Normalmente, se mantienen sistemas primarios constantes, ya que el agua que se necesita para recircular no tiene relación con equipos que requieran más o menos caudal, mientras que el diseño de los sistemas secundarios pueden variar, si el sistema no es estable o los requerimientos de cargas varían de un tiempo a otro, es recomendable utilizar un sistema secundario variable, mientras que si el sistema se comporta constantemente en la mayoría del tiempo, se debe utilizar un sistema secundario constante (Pita E. , 2014).

4.9.5 Tanque de expansión y separador de aire

Un tanque de expansión permite adsorber las variaciones de volumen del líquido contenido en las tuberías, dichas variaciones se deben a los cambios de temperatura en el fluido, lo que hace el tanque es adsorber la presión de agua en exceso, causada por la expansión térmica, además, el tanque es capaz de adsorber golpes de ariete, que puedan causar daños en la tubería.

Existen tres tipos de tanques: abiertos, cerrados, que contienen un volumen, captura de aire comprimido y agua, con una interfaz agua/ aire y de diafragma que posee una membrana entre el aire y el agua, los más recomendados de utilizar son los cerrados o los de diafragma, ya que los sistemas abiertos tienden a introducir aire al sistema, lo que puede causar corrosión en las tuberías. Por otra parte, el factor económico, es un punto de referencia para la selección del tipo de tanque (ASHRAE, 2008). Para efecto de este proyecto, se utilizará un sistema con diafragma.

La selección del tanque depende del caudal que maneja el sistema de agua helada, de los rangos de temperatura de funcionamiento del sistema, presión de saturación del agua y volumen específico del agua a la temperatura de operación.

Según ASHRAE (2008), un tanque de expansión con membrana se calcula de la siguiente manera.

$$V_t = V_s \frac{[(V_2/V_1) - 1] - 3 \alpha \Delta t}{1 - P_1/P_2}$$

Ecuación 17. Cálculo de tanque de expansión con diafragma

Donde:

V_t = Volumen del tanque de expansión [gal].

V_s = Volumen de agua en el sistema [gal].

V_2, V_1 = Volumen específico del agua a la temperatura más alta y más baja [ft³/lb].

α = coeficiente lineal de expansión [in/in °F].

Δt = cambio de temperatura en el sistema [°F].

P_2, P_1 = Presión a la temperatura más alta y más baja del sistema [psia].

Por otra parte, en los sistemas de agua helada, es necesario colocar un tanque separador de aire, el cual saca del sistema cualquier burbuja que se pueda formar en las tuberías.

En general, un sistema de agua helada con dos sistemas de bombes, unidades remotas, tanque de expansión en el lugar más alto del sistema, tiene la siguiente forma, sin importar el tipo de condensador utilizado.

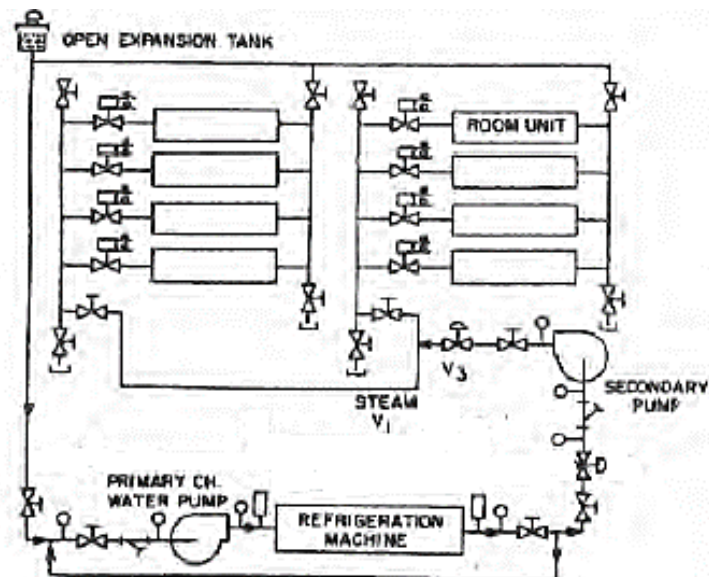


Figura 24. Diagrama general de un sistema de agua helada

Fuente: (Carrier, 2009).

4.10 Eficiencia energética

El uso de la energía o el consumo de energía indican la cantidad de energía utilizada o consumida, mientras que la eficiencia energética indica la eficacia con la que se utiliza la energía. Los equipos de aire acondicionado mantienen un ambiente interior confortable, con una calidad aceptable de aire interior y aprovechar óptimamente los recursos energético (Wang S. , 2001).

En el diseño se debe considerar un uso eficiente de la energía en el que se garantice bajas tasas de consumo eléctrico que impacten directamente en el coste y utilización de la energía.

Es por esto que la selección de los equipos adecuados cumple un papel importante en los sistemas de aire acondicionados. Como se ha mencionado, existe diferentes equipos para climatizar que se adaptan mejor a una u otra aplicación: residencial, oficinas, hoteles, cocinas, etc. Determinar el punto y la aplicación en que un sistema es más eficiente que otro, permite garantizar la correcta gestión energética.

La gestión energética consiste en dos áreas primordiales: la eficiencia energética y la conservación de la energía, existen tres factores que se puede utilizar

para determinar la eficiencia energética de los equipos de aire acondicionado: el COP, EER, SEER, esta medición de eficiencia, normalmente es traducida al costo que ocasionará el sistema de aire acondicionado al consumo eléctrico.

- EER: Potencia de enfriamiento/potencia eléctrica consumida en refrigeración.
- COP: Potencia de calefacción/potencia eléctrica consumida en calefacción.

Tales valores (EER, COP) indican cuántos kW térmicos proporciona el equipo por cada kW consumido; sin embargo, éstos utilizan las variables a plena carga, lo que implica que, si el equipo trabaja a menor carga, la eficiencia no será la misma. Actualmente, la mayoría de equipos son inverter, lo que significa que el régimen del compresor puede adaptarse a la demanda (Comunidad de Madrid, 2007).

Por otra parte, el SEER (Índice de Eficiencia Energética Estacionales) una relación entre la producción de energía de refrigeración durante su uso anual normal entre la entrada de energía eléctrica total en vatios-horas durante el mismo periodo, es más precisa que el EER, ya que esta posibilita medir, y cuando el sistema está bajo, cargar parciales.

	SEER	SCOP	EER	COP
A+++	SEER ≥ 5,50	SCOP ≥ 5,10	≥ 4,10	≥ 4,60
A++	6,10 ≤ SEER < 8,50	4,60 ≤ SCOP < 5,10	3,60 ≤ EER < 4,10	4,10 ≤ COP < 4,60
A+	5,60 ≤ SEER < 6,10	4,00 ≤ SCOP < 4,60	3,10 ≤ EER < 3,60	3,60 ≤ COP < 4,10
A	5,10 ≤ SEER < 5,60	3,40 ≤ SCOP < 4,00	2,60 ≤ EER < 3,10	3,10 ≤ COP < 3,60
B	4,60 ≤ SEER < 5,10	3,10 ≤ SCOP < 3,40	2,40 ≤ EER < 2,60	2,60 ≤ COP < 3,10
C	4,10 ≤ SEER < 4,60	2,50 ≤ SCOP < 3,10	2,10 ≤ EER < 2,40	2,40 ≤ COP < 2,60
D	3,60 ≤ SEER < 4,10	2,50 ≤ SCOP < 2,50		
E	3,10 ≤ SEER < 3,60	2,20 ≤ SCOP < 2,50		
F	2,60 ≤ SEER < 3,10	1,90 ≤ SCOP < 2,20		
G	SEER < 2,60	SCOP < 1,90		

Figura 25. Clasificación de eficiencia energética para sistemas de aire acondicionados
Fuente: (Comunidad de Madrid, 2007).

Es importante recalcar que esta eficiencia la dicta el condensador de los equipos de aire acondicionado, no las evaporadoras o unidades terminales.

La eficiencia de un sistema en sistemas de aire acondicionado describe el consumo de energía en el sistema completo, considerando el uso de la energía que presenta el sistema.

En este proyecto se utilizará dos tipos de indicadores energéticos:

- kW por tonelada.
- MBH por kW (EER)

4.11 Normas aplicables en sistemas de aire acondicionado

Energy Star

Es un estándar internacional para la eficiencia energética, dado por el departamento de energía de Estados Unidos (DOE) y la agencia para la protección ambiental de Estados Unidos (EPA), para promover el uso eficiente de la energía.

ASHRAE

ASHRAE es la normativa técnica más importante del mundo en el campo de la calefacción, ventilación, aire acondicionado y refrigeración. Esta normativa tiene como fin mantener ambientes seguros y productivos, mientras se protege y preserva el medio ambiente para las generaciones venideras; incluye todo lo necesario en cuanto a diseño y operación de equipos de aire acondicionado y refrigeración se refiere.

AHRI (Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute)

Esta normativa establece parámetros mínimos de operación de equipos de aire acondicionado, la certificación AHRI facilita cumplir con los niveles establecidos de uso energético y climatización, dotando el intercambiador de calor de las capacidades necesarias. Con el certificado AHRI es posible realizar una comparativa exacta del rendimiento térmico y de la relación precio y rendimiento de los intercambiadores de calor de distintos fabricantes.

SMACNA (Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association)

La normativa SMACNA establece los parámetros para la elaboración de ductos de ventilación y aire acondicionado, las medidas de los ductos, ángulos de conexión, uniones, soportes e instalación.

UL (Under write laboratories)

Para garantizar que los equipos suministrados son de buena calidad y tienen garantía de operación, se les realiza un conjunto de pruebas, con el objetivo de emitir un certificado UL o ETL.

Dichos certificados, aseguran que los equipos cumplen con los más altos estándares de calidad, con materiales confiables, y ofrecen una alta garantía de funcionamiento. Para este proyecto, se indica que todos los equipos por suministrar deben cumplir con su certificación UL o ETL, de lo contrario, no serán aprobados para su instalación.

5 Desarrollo del proyecto

5.1 Recintos por acondicionar

Los recintos por acondicionar en el hotel se establecen en la Tabla 8. Las áreas por acondicionar fueron propuestas por los diseñadores y empresa constructora del hotel.

Tabla 8. Recintos por acondicionar

Piso	Recinto	área m ²
Sótano	Comedor	10,20
Primer piso	Oficina Concierge	12,32
	Lobby	31,17
	Restaurant -Bar	137,85
	Cocina I	52,90
	Oficina cocina	11,26
	Panadería	30,68
	Sala de eventos	168,00
	Habitación 01	24,32
	Habitación 02	24,32
	Habitación 03	24,32
	Habitación 04	24,32
	Segundo piso	Habitación 05
Habitación 06		26,78
Habitación 07		23,50
Habitación 08		23,45
Habitación 09		23,45
Habitación 10		24,39
Habitación 11		21,82
Habitación 12		24,06
Habitación 13		24,10
Habitación 14		24,14
Habitación 15		24,10
Habitación 16		25,34
Habitación 17		25,30
Habitación 18		25,30
Habitación 19		25,30
Habitación 20		24,57
Habitación 21		24,60
Habitación 22		24,60
Habitación 23		40,71

Tercer piso	Habitación 24	28,00
	Habitación 25	26,30
	Habitación 26	29,56
	Habitación 27	23,19
	Habitación 28	23,19
	Habitación 29	23,19
	Habitación 30	21,39
	Habitación 31	24,00
	Habitación 32	24,00
	Habitación 33	24,00
	Habitación 34	24,00
	Habitación 35	24,80
	Habitación 36	24,80
	Habitación 37	24,80
	Habitación 38	24,80
	Habitación 39	24,60
	Habitación 40	24,60
	Habitación 41	24,60
	Habitación 42	30,06
Cuarto piso	Habitación 43	42,80
	Habitación 44	28,69
	Habitación 45	26,23
	Habitación 46	26,23
	Habitación 47	23,19
	Habitación 48	23,19
	Habitación 49	23,17
	Habitación 50	23,17

Fuente: Elaboración propia (Excel).

5.2 Condiciones exteriores

El hotel se ubicará en Playa Danta, Guanacaste, a la altura del nivel de mar, con las coordenadas geográficas 10°48´ latitud norte y -85°,78´ longitud este, playa Danta pertenece al distrito de Tempate, del cantón de Santa Cruz, provincia de Guanacaste, las características climatológicas de importancia en el diseño se presentan en la Tabla 9.

Tabla 9. Características climáticas del cantón de Santa Cruz

Temperatura (°C)		Precipitación (mm)	Humedad Relativa (%)	Velocidad del Viento Km/hr	Evaporación (mm)	Mes más caliente del año	Hora más caliente del día
Máxima	Mínima						
35	19,7	1600	74	9	184	Abril	2:00 p. m.

Fuente: (Instituto Meteorológico Nacional, 2013).

Este diseño se basa en las condiciones más críticas de temperatura y humedad que se presenta en el cantón, con la finalidad de obtener un diseño que sea funcional en cualquier época del año. En la Tabla 10 se presenta las condiciones exteriores críticas por utilizarse en este diseño.

Tabla 10. Condiciones de diseño exterior

Característica	Dato
Temperatura de bulbo seco	35 °C
Humedad relativa promedio	75 %

Fuente: Elaboración propia (Excel).

5.3 Condiciones interiores

Para el diseño de establecimiento tipo hotel, se considera una temperatura interna requerida de 25 °C (78°F) y humedad relativa de 50 %, en cuanto al sistema de ventilación, se tomará los valores recomendados por ASHRAE 30 cfm por persona en habitaciones y 16 cfm en lugares públicos.

5.4 Ganancias netas de calor

En esta sección, se muestra las características físicas de los recintos por acondicionar y los coeficientes seleccionados, todo basado en la normativa ASHRAE y parámetros de diseño de Clima Ideal.

5.4.1 Paredes, techos y ventanas

Para la determinación de la carga térmica mediante paredes, ventanas, techos, primero, se determinó el coeficiente de transferencia de calor [U] en la construcción. Se utilizará concreto pesado de 4 in con espacio para aislamiento para paredes, para

el techo se utilizará concreto ligero de 4 in con 1 in de aislamiento. Los valores del coeficiente U se muestran en la Tabla 11.

Tabla 11. Coeficiente de transferencia de calor para los materiales de construcción

Característica de la construcción	U [BTU/h °F ft ²]
Techo: concreto liviano de 2 in con recubrimiento en madera	0,213
Paredes de concreto pesado 4 in con espacio para aislamiento de fibra	0,161

Fuente: (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook , 2009).

Para la corrección del valor del DTCE se utilizó un factor LM a 16° latitud norte en el mes de abril, los valores de K son para paredes y techos de colores claros y F para ventiladores de cielorraso. En la Tabla 12 se resume los factores utilizados para el cálculo de la corrección del DTCE.

Tabla 12. Valores corregidos de DTCE para paredes y techo

Pared/ techo	DTCE	LM	K	TR	T0	F	DTCEe
Techo	64	-1	0,5	78	95	1	41,50
Muros Norte	17	0,875	0,65	78	95	1	21,62
Muros Sur	34	-6,6	0,65	78	95	1	27,81
Muros Este	39	-1	0,65	78	95	1	34,70
Muros Oeste	20	-1	0,65	78	95	1	22,35

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Para determinar la ganancia de calor por radiación en ventanas, el coeficiente de sombreado [CS] seleccionado es para ventanas sin sombra, vidrio claro de espesor nominal 1/8 de pulgada, el FCE es para construcción liviana tomado a las 2 p.m., el factor de ganancia de calor solar [FGCS] es tomado a la latitud de 16°, en el mes de abril a las 2 p.m., en la se muestran los valores de los coeficientes utilizados.

Tabla 13. Factores utilizados para la ganancia neta de calor en ventanas

Ubicación	FGCS	CS	FCE
Ventana norte	39	0,87	0,75
Ventana este	227	0,87	0,32
Ventana oeste	227	0,87	0,24
Ventana sur	45	0,87	0,58

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Con la información determinada, se obtiene la ganancia de calor procedente de fuentes externas para cada recinto del hotel, a modo de ejemplo, se presenta la Tabla 14, con los datos para uno de los recintos. Es importante aclarar que para la determinación del área de paredes, se toma una altura de pared de 3 metros y en ventanas de 2 metros, en el apéndice 1 se presenta los demás datos.

Tabla 14. Cargas por transmisión solar

Oficina de Concierge					
Ubicación	U (BTU/h °F ft²)	Área (ft²)	DTCE _e (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	134,26	26	567,44	
Pared oeste	0,161	76,17	46	569,02	
Pared este	0,161	103,60	34	567,96	
Pared sur	0,161	150,73	34	816,82	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft²)	Área (ft²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana norte	227	33,58	0,87	0,75	4974,17
Ventana oeste	45	14,20	0,87	0,24	133,43

Fuente: Elaboración propia (Excel).

5.4.2 Alumbrado

Para realizar el cálculo de la ganancia por alumbrado, se determinó la cantidad de luminarias por recinto mediante el método de lúmenes, las características de las luminarias utilizadas para el cálculo se muestran en la Tabla 15.

Tabla 15. Luminaria utilizada

Marca	Philips	
Modelo	Power Balance	
Serie	RC416B	
Potencia	27	W
Tensión	240	V
Flujo luminoso	3400	lux

Fuente: (Philips , 2017).

A continuación, se describe el método de lúmenes que permite determinar la cantidad de luminarias requerida por recinto.

$$N = \frac{E \times A}{M \times CU \times F_L}$$

Ecuación 18. Determinación de la cantidad de luminarias requeridas

Donde:

N =Número de luminarias requeridas.

E =Nivel de iluminación [lux]

A =Area [m²]

CU = Coeficiente de utilización

F_L =Flujo luminoso de la luminaria [lúmenes]

Para determinar los lux requeridos por recinto se recurre a la norma INTECO INTE 31-08-06-2000, que hace referencia a los niveles y condiciones de iluminación que deben tener los centros de trabajo y recintos en general.

Tabla 16. Nivel de iluminación según ocupación

Tipo de edificio: Hotel	
Recinto	Lux
Habitaciones	150
Vestíbulos	100
Oficinas	500
Sala de conferencias	750
Restaurantes	100
Cafeterías	100
Cocinas	300

Fuente: (INTECO, 2009).

Otro dato requerido, es el coeficiente de utilización, para determinar este factor, se debe seleccionar los factores de la reflexión de la luminaria y su incidencia en el local en el caso de este hotel, se seleccionó valores para cielorrasos, paredes y pisos claros los valores de reflexión se presenta en la Tabla 17.

Tabla 17. Coeficientes de reflexión para los recintos

Lugar	Factor de reflexión
Cielorraso claro	0,7
Piso claro	0,5
Paredes claras	0,3

Fuente: Philips.

Una vez determinado el coeficiente de utilización, se procede a determinar los valores de: relación de local, altura de montaje y factor de mantenibilidad.

Tabla 18. Coeficientes requeridos para método de Lúmenes

Característica	Datos
Altura de montaje	2,50 m
Coeficiente de utilización	0,80
Factor de mantenibilidad	0,90

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Con estos datos, se procede a aplicar la Ecuación 18 y determinar la cantidad de luminarias requeridas y calcular la ganancia de calor en cada recinto, debido a luminarias, lo cual se resume en la Tabla 19.

Tabla 19. Ganancia de calor por luminarias, según método de lúmenes

Recinto	Número de luminarias	Capacidad de alumbrado (W)	Ganancia de calor (BTU/h)
Lobby	4	108	459,00
Oficina Concierge	4	108	459,00
Restaurante	7	189	803,25
Cocina	5	135	573,75
Panadería	4	108	459,00
Oficina cocina	3	81	344,25
Sala de eventos	53	1431	6081,75
Habitaciones	3	81	344,25

Fuente: Elaboración propia (Excel).

5.4.3 Personas

El cálculo de la ganancia de calor por parte de las personas en los recintos, se realizó, mediante el cálculo de la generación de calor sensible y latente, de acuerdo con las actividades físicas realizadas. A modo de resumen, en la Tabla 20 se presenta las ganancias de calor por personas en los recintos. El número de personas en cada recinto se determinó mediante el Manual de Disposiciones Técnicas generales sobre Seguridad Humana del Benemérito Cuerpo de Bomberos de Costa Rica, que indica el requerimiento de metros cuadrados por persona, según el tipo de ocupación.

Tabla 20. Ganancia de calor por ocupantes en los recintos

Recinto	personas	calor sensible por persona (BTU/h)	calor latente por persona (BTU/h)	FCE	Ganancia de calor sensible (BTU/h)	Ganancia de calor latente (BTU/h)
Lobby	8	245	155	1	1293,60	1240,00
Oficina Concierge	2	245	155	1	490,00	310,00
Restaurante	45	275	275	1	12375,00	12375,00
Cocina	6	315	315	1	1890,00	1890,00
Panadería	8	275	275	1	2200,00	2600,00
Oficina cocina	3	245	245	1	692,00	692,00
Sala de eventos	70	225	105	1	15750,00	7350,00
Habitaciones	2	245	105	1	490,00	210,00

Fuente: Elaboración propia (Excel).

5.4.4 Equipos

Para la estimación de esta ganancia, se recurrió a los rangos de ganancia de calor, dependiente del tipo de equipo que recomienda ASHRAE, estos datos pueden ser confirmados en el Anexo 8. Ganancia de calor por equipos. En la Tabla 21 se presenta los valores de ganancia por equipos en cada recinto.

Tabla 21. Ganancia de calor por equipos en cada recinto

Recinto	Ganancia de calor sensible (BTU/h)	Ganancia de calor latente (BTU/h)
Lobby	1856,60	0
Oficina Concierge	911,20	0
Restaurante	5738,40	275
Cocina	40140	18260
Panadería	55700	6200
Oficina cocina	2488,8	0
Sala de eventos	2876,40	0
Habitaciones	5524	900

Fuente: Elaboración propia (Excel).

5.5 Carga de enfriamiento

La carga de enfriamiento a la cual se debe seleccionar los equipos, se presenta en la y mediante el programa HAP, los cuales son utilizados como forma de comparación en este proyecto.

Tabla 22, la cual muestra los datos, tomando en cuenta las ganancias de calor calculadas, las pérdidas por ductos, ventilación y demás factores que fueron explicados en el capítulo anterior, los cuales pueden ser verificados por medio del libro de cálculo que se adjunta a este proyecto.

Además, en la Tabla 23 y en la Tabla 24, se muestra los valores obtenidos para el diseño de la carga, mediante el método de BTU por pie cuadrado y mediante el programa HAP, los cuales son utilizados como forma de comparación en este proyecto.

Tabla 22. Cargas totales de enfriamiento: según cálculos AHSRAE

Recinto	RSHG (BTU/hr)	RLHG (BTU/hr)	RTHG (BTU/hr)	RSHR	Toneladas
Oficina Concierge	9891	2595	12486	79%	1,0
Lobby	22031	16472	38503	57%	3,2
Restaurante	32424	63783	96207	34%	8,0
Cocina	30690	25215	55905	55%	4,7
Oficina cocina	11547	3755	15301	75%	1,3
Panadería	41611	200	41811	100%	3,5
Sala de eventos	43097	71324	114421	38%	9,5
Habitaciones primero piso	6310	2595	8905	71%	1,2
Habitación 5,24	13976	2595	16571	84%	1,4
Habitaciones 6,25	16463	2595	19058	86%	1,4
Habitaciones 7, 26	13410	2595	16004	84%	1,3
Habitaciones 8, 27	15333	2595	17928	86%	1,5
Habitaciones 9, 28	12980	2595	15574	83%	1,3
Habitaciones 10, 29	6568	2595	9162	72%	1,3
Habitaciones 11, 30	6353	2595	8948	71%	1,2
Habitaciones 12, 31	6149	2595	8744	70%	1,2
Habitaciones 13-19, 32-38	6149	2595	8744	70%	1,2
Habitaciones 20-23, 39-42	12847	2595	15441	83%	1,3
Habitación 43	17313	2595	19908	87%	1,7
Habitación 44	15824	2595	18419	86%	1,7
Habitación 45	16232	2595	18827	86%	1,7
Habitación 46	15824	2595	18419	86%	1,7
Habitación 47	15824	2595	18419	86%	1,7
Habitación 48	15824	2595	18419	86%	1,7
Habitación 49	15824	2595	18419	86%	1,7
Habitación 50	15824	2595	18419	86%	1,7

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Si se realiza la sumatoria del sistema, se tiene que la carga total de enfriamiento es de aproximadamente 99 toneladas de refrigeración (T.R.) para el sistema de agua helada, los resultados por el método de BTU por pie cuadrado se ven reflejados en la Tabla 23. Es necesario recalcar que para el método de Btu/ft² se determinó un factor de 70 % de carga para oficina Concierge, lobby, oficinas, restaurante y habitaciones y un factor del 120 % para los recintos de cocina y panadería.

Estos datos, se establece en recomendaciones de los diseñadores de Clima Ideal, basados en la experiencia en los proyectos ejecutados para edificaciones similares.

Tabla 23. Carga de enfriamiento: método de BTU/ft²

Recinto	Btu/h	Toneladas
Oficina Concierge	9221,2	0,8
Lobby	23485,2	2,0
Restaurante	96480,0	8,0
Cocina	68327,6	5,7
Oficina cocina	7905,9	0,7
Panadería	39653,3	3,3
Sala de eventos	117539,0	9,8
Habitaciones primero piso	17015,2	1,4
Habitación 5,24	21059,1	1,8
Habitaciones 6,25	18736,3	1,6
Habitaciones 7, 26	16441,5	1,4
Habitaciones 8, 27	16406,5	1,4
Habitaciones 9, 28	16406,5	1,4
Habitaciones 10, 29	17064,2	1,4
Habitaciones 11, 30	15266,1	1,3
Habitaciones 12, 31	16833,3	1,4
Habitaciones 13-19, 32-38	16861,3	1,4
Habitaciones 20-23, 39-42	28482,2	2,4
Habitación 43	29944,5	2,5
Habitación 44	20072,6	1,7
Habitación 45	18351,5	1,5
Habitación 46	18351,5	1,5
Habitación 47	16224,6	1,4
Habitación 48	16224,6	1,4
Habitación 49	16210,6	1,4
Habitación 50	16210,6	1,4

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Al realizar la sumatoria de cargas, mediante este método, se obtiene un valor de carga de enfriamiento requerida de 110 toneladas, el cual, en comparación con los datos ASHRAE, representa una variación del 9 %.

Tabla 24. Carga de enfriamiento: HAP

Recinto	Btu/h	Toneladas
Oficina Concierge	17640	1,5
Lobby	27240	2,3
Restaurante	108000	9,0
Cocina	30720	2,6
Oficina cocina	18720	1,6
Panadería	32400	2,7
Sala de eventos	124800	10,4
Habitaciones primero piso	12960	1,1
Habitación 5,24	12960	1,1
Habitaciones 6,25	13560	1,1
Habitaciones 7, 26	13560	1,1
Habitaciones 8, 27	13560	1,1
Habitaciones 9, 28	13560	1,1
Habitaciones 10, 29	13560	1,1
Habitaciones 11, 30	12960	1,1
Habitaciones 12, 31	13560	1,1
Habitaciones 13-19, 32-38	13560	1,1
Habitaciones 20-23, 39-42	13560	1,1
Habitación 43	19440	1,6
Habitación 44	19200	1,6
Habitación 45	19200	1,6
Habitación 46	19200	1,6
Habitación 47	19200	1,6
Habitación 48	19200	1,6
Habitación 49	19200	1,6
Habitación 50	19200	1,6

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Con respecto a los valores de cargas obtenidos por HAP, se aprecia una carga total de 90 toneladas de refrigeración, si se compara este dato con el derivado mediante los cálculos manuales de la normativa ASHRAE (Tabla 22), se obtiene una variación del 10 %.

Como se mencionó, HAP realiza los cálculos y aplica la normativa ASHRAE, con la diferencia, que el software permite agregar horarios de utilización de los equipos, estadía de personas, luces, entre otros, por lo que, al poder ingresar un horario de funcionamiento, esto reducirá circunstancialmente la carga que requieren los equipos, reduciendo el tamaño de la carga de enfriamiento, para obtener igual grado de confort. El hecho de predecir el comportamiento de los recintos por acondicionar, permite seleccionar equipos de menor capacidad y, por ende, de menor costo.

En resumen, mediante los tres métodos, se obtiene los siguientes valores de carga, los cuales se compara en la siguiente tabla.

Tabla 25. Comparación de métodos para cálculo de carga de enfriamiento

Recinto	Carga de enfriamiento: Toneladas de Refrigeración		
	Cálculo manual	Cálculo Btu/ft ²	Cálculo HAP
Oficina concierge	1,0	0,8	1,5
Lobby	3,2	2,0	2,3
Restaurante	8,0	8,0	9,0
Cocina	4,7	5,7	2,9
Oficina cocina	1,3	0,7	2,5
Panadería	3,5	3,3	2,7
Sala de eventos	9,5	9,8	10,4
Habitaciones primero piso	1,2	1,4	1,1
Habitaciones 5,24	1,4	1,8	1,1
Habitaciones 6,25	1,4	1,6	1,1
Habitaciones 7, 26	1,3	1,4	1,1
Habitaciones 8, 27	1,5	1,4	1,1
Habitaciones 9, 28	1,3	1,4	1,1
Habitaciones 10, 29	1,3	1,4	1,1
Habitaciones 11, 30	1,2	1,3	1,1
Habitaciones 12, 31	1,2	1,4	1,1
Habitaciones 13-19, 32-38	1,2	1,4	1,1
Habitaciones 20-23, 39-42	1,3	2,4	1,1
Habitación 43	1,7	2,5	1,1
Habitación 44	1,7	1,7	1,6
Habitación 45	1,7	1,5	1,6
Habitación 46	1,7	1,5	1,6
Habitación 47	1,7	1,4	1,6
Habitación 48	1,7	1,4	1,6
Habitación 49	1,7	1,4	1,6
Habitación 50	1,7	1,4	1,6

Fuente: Elaboración propia (Excel).

5.6 Dimensionamiento de ductos

Para determinar el dimensionamiento de ductos, se utilizó el método de recuperación de presión estática. Para la aplicación de este método, primero se debe seleccionar la velocidad a la cual irá el fluido en el ducto. En este proyecto, la selección se realizará conforme las recomendaciones del Handbook del diseño de aire

acondicionado de Carrier. En la Figura 26 se resume los valores recomendados de velocidad del aire en ductos.

APPLICATION	CONTROLLING FACTOR NOISE GENERATION Main Ducts	CONTROLLING FACTOR—DUCT FRICTION			
		Main Ducts		Branch Ducts	
		Supply	Return	Supply	Return
Residences	600	1000	800	600	600
Apartments Hotel Bedrooms Hospital Bedrooms	1000	1300	1300	1200	1000
Private Offices Directors Rooms Libraries	1200	2000	1500	1600	1200
Theatres Auditoriums	800	1300	1100	1000	800
General Offices High Class Restaurants High Class Stores Banks	1500	2000	1500	1600	1200
Average Stores Cafeterias	1800	2000	1500	1600	1200
Industrial	2500	3000	1800	2200	1500

Figura 26. Máximos valores de velocidad recomendados en sistemas de ductos [FPM]
Fuente: (Carrier, 2009).

Una vez seleccionada la velocidad, y conociendo los requerimientos de caudal, se procede a determinar la pérdida por fricción en el ducto por longitud, mediante el uso de la carta de pérdida de fricción para ductos.

Una vez determinado el tamaño del ducto y la caída de presión por longitud de ducto, se procede a incorporar la caída de presión en el ducto, a causa de las figuras que se deban realizar en el ducto (codos, reducciones, ampliaciones), la fricción ocasionada por la velocidad del fluido, además, se debe incorporar la fricción, debido al material del ducto, en este caso, el material por ser utilizado es el Poliuretano Expandido (ALP). En la Tabla 26 se resume las dimensiones de ductos y en la .

Tabla 27 se presenta la caída de presión total.

Tabla 26. Dimensionamiento de ductos: Método de recuperación estática

Tramo de ducto	Ramal	CFM	FPM	Dimensión in
Habitaciones 2 ton	Ramal único	800	1000	16x8
Habitaciones 1,5 ton	Ramal único	600	1000	12X6
Oficina concierge	Ramal único	400	1200	10x6
Lobby	Ramal único	1600	800	18x18
Restaurante	Ramal principal	3400	1500	20x18
	Ramal secundario	2550	1500	20x14
	Ramal terciario	1915	1500	18x12
	Ramal A	600	1500	14x6
	Ramal AB	1315	1500	18X8
	Ramal B	600	1500	14X6
	Ramal C	715	1500	10X8
Cocina	Ramal principal	4000	1500	22x20
	Ramal secundario	3200	1500	18x18
	Ramal terciario	1600	1500	18x10
Oficina cocina	Ramal único	600	1200	16x6
Sala de eventos	Ramal único	2000	800	22x10
	Ramal A	600	800	16x8
	Ramal AB	1400	800	20X14
	Ramal B	600	800	16X8
	Ramal BC	800	800	18X10
	Ramal C	800	800	18X10
Panadería	Ramal único	2400	1200	16x16

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Tabla 27. Caída de presión total en ductos

Ubicación de ducto	Caída de presión total en ductos [in wg]
Habitaciones 2 ton	0,17
habitaciones 1,5 ton	0,18
Oficina Concierge	0,35
Lobby	0,18
Restaurante	0,36
Cocina	0,28
Oficina cocina	0,19
Sala de eventos	0,29
	0,23

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Esta caída de presión, provocada en el ducto, será un parámetro en la selección de las evaporadoras, para determinar la potencia del abanico, necesario para contrarrestar esta caída.

5.7 Dimensionamiento de tuberías

Como se mencionó en el capítulo anterior, para determinar las dimensiones de tubería, se va a utilizar el método de System Syzer Calculator de Bell & Gossett. La herramienta de Bell & Gossett, diseña con un parámetro de caída de presión en tuberías con un rango de caída entre 0,8 a 4,5 pies de agua por cada 100 pies de tubería, lo cual está entre los parámetros permitidos por ASHRAE.

Para corroborar caídas de presión más específicas, por cada tramo de tubería se procedió a corroborar la dimensión de tubería y la caída de presión, por medio de las cartas de pérdida de presión en tuberías y el método de longitudes equivalentes para los accesorios en la tubería.

La carta con la cual fueron corroboradas las dimensiones de tubería se encuentra en el anexo 9 y las tablas, de los cuales se tomó los datos de pérdida por

fricción, que aparecen en el anexo 10, así como las velocidades recomendadas para el agua en la tubería, dependiendo del tipo de servicio.

En la Tabla 28 se resume las dimensiones de las tuberías utilizadas, así como la caída de presión generada en cada tramo de tubería del sistema.

Tabla 28. Dimensionamiento de tubería

Sector	dimensiones (in)	tipo de tubería
Suministro 4to piso	2	CU
Sube 4to piso	2	CU
Máquinas 2 toneladas	1 1/8	CU
Máquinas 1,5 toneladas	3/4	CU
Suministro 3er piso	3	CU
Sube 3er piso	3	CU
Habitaciones (27,28,29)	1 1/2	CU
Pasillo Secundario	2	CU
Habitaciones (35 a 38)	1 1/2	CU
Habitaciones (30 a 34)	1 1/2	CU
Suministro 2do piso	3	CU
Sube 2do piso	4	HN
Habitaciones (8,9,10)	1 1/2	CU
Pasillo Secundario	2	CU
Habitaciones (16 a 19)	1 1/2	CU
Habitaciones (12 a 15)	1 1/2	CU
Tubería principal	5	HN
Suministro primer piso	3	CU

Fuente: Elaboración propia (Excel).

5.8 Selección de equipos

En esta sección, se realiza la selección de los equipos de enfriamiento, con respecto a las cargas de enfriamiento calculadas. En la Tabla 29, se hace un listado de los equipos por utilizar.

Con el fin de buscar un estándar entre los equipos, en las habitaciones del hotel se van a utilizar equipos de 1,5 toneladas, para aquellas cargas que vayan desde 1,1

a 1,5 toneladas y equipos de 2 toneladas en las habitaciones, donde la carga de enfriamiento requerida este entre 1,6 a 2 toneladas. En relación con los demás recintos, se utiliza equipos tipos centrales, que ofrecen mayor rango de capacidad, es importante agregar que todos los equipos son de alta eficiencia.

Tabla 29. Selección de equipos interiores

Recinto	Capacidad de			
	equipos a instalar (T.R)	Equipo	Marca	Modelo
Oficina concierge	1,0	Fan coil	Carrier	42CEA04VLCY5AYYC
Lobby	4,0	Central	Carrier	42CEA08VLCY5AYYC
Restaurante	8,5	Central	Carrier	40RUSA10A1A6-0A0A0
Cocina	5,0	Central	Carrier	42CEA20VLCY5AYYC
Oficina cocina	1,5	Fan coil	Carrier	42CEA06VLCY5AYYC
Panadería	4,0	Central	Carrier	42CEA08VLCY5AYYC
Sala de eventos	10,0	Central	Carrier	42CEA10VLCY5AYYC
Habitaciones 01 a 04	1,5	Fan coil	Carrier	42CEA06VLCY5AYYC
Habitaciones 05 a 09	1,5	Fan coil	Carrier	42CEA06VLCY5AYYC
Habitaciones 10 a 19	1,5	Fan coil	Carrier	42CEA06VLCY5AYYC
Habitaciones 20 a 28	1,5	Fan coil	Carrier	42CEA06VLCY5AYYC
Habitaciones 29 a 38	1,5	Fan coil	Carrier	42CEA06VLCY5AYYC
Habitaciones 39 a 50	2,0	Fan coil	Carrier	42CEA08VLCY5AYYC

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Todo el sistema de agua helada, va a ser dividido en tres sistemas secundarios, con la finalidad de poder mantener el edificio controlado por zonas, para facilitar las funciones de mantenimiento del sistema de agua helada.

A estos sistemas, se asignará el nombre de circuitos series. La tabla siguiente agrupa los recintos por su respectivo circuito serie, la capacidad de cada serie es de 40 TR, 28 TR y 35 TR, respectivamente, estas cargas permitirán determinar la capacidad de los sistemas de bombeo más adelante.

Tabla 30. Circuitos de agua helada

Circuito serie 01	Circuito serie 02	Circuito serie 03
Oficina concierge	Cocina	Sala de eventos
Lobby	Oficina cocina	Habitaciones 01 a 04
Restaurante	Panadería	Habitaciones 12 a 19
Habitaciones 05 a 07	Habitaciones 08 a 11	Habitaciones 31 a 38
Habitaciones 20 a 26	Habitaciones 27 a 30	
Habitaciones 39 a 50	Habitaciones 47 a 48	

Fuente: Elaboración propia (Excel).

En relación con el equipo exterior, se selecciona un equipo que supla las necesidades requeridas por el sistema general.

Tabla 31. Selección de equipo exterior

Capacidad [TR]	Marca	Modelo
85	Carrier	30RAP-0905D-20100

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Como se nota, la capacidad del chiller es menor a la de las cargas, esto se debe a lo que, según ASHRAE, se denomina factor de disponibilidad. Este factor se basa en la probabilidad del comportamiento de carga de un edificio y se recomienda que aproximadamente sea del 85 % de la carga total del sistema, por lo que la capacidad del chiller es de aproximadamente 85 toneladas de refrigeración.

Con respecto a la ubicación de los equipos, los equipos interiores se colocarán en el espacio de entre cielo de cada recinto, en relación con la unidad exterior Chiller, este se colocará a nivel del primero piso.

En lo relativo a la selección del tanque de expansión, el dimensionamiento es con base en el volumen de agua circulante, coeficiente de expansión, según las temperaturas de funcionamiento y la presión de funcionamiento del equipo. En la Tabla 32, se muestra los datos utilizados para calcular el tanque de expansión.

Tabla 32. Dimensionamiento de tanque de expansión

Volumen de agua en el sistema (gal)	Temperatura de agua en el sistema (°F)		Presión de saturación del agua en el sistema (psi)		Volumen del tanque de expansión [L]
	Min	Max	A la temp. Min	A la temp. Max	
1162	40	40	0.6988	0,1217	8,5

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Tabla 33. Selección de tanque de expansión

Capacidad (gal)	Presión Max (psi)	Marca	Modelo
14	80	Bell & Gossette	HFT-90

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Tabla 34. Tanque separador de aire y válvula de venteo

Equipo	Capacidad (gal/min)	Presión de trabajo (psi)	Marca	Modelo
Tanque separador	300	125	Bell & Gossette	R-4F
Válvula de venteo	300	75*	Bell & Gossette	7

Fuente: Elaboración propia (Excel).

En el anexo 17, se puede corroborar los datos específicos de los equipos seleccionados.

Respecto de la selección de la bomba, tanto del sistema primario como en los secundarios, se toma en cuenta los parámetros de galonaje del sistema, caída de presión en la ruta crítica, tipo de acometida eléctrica disponible en el lugar.

En el caso de la bomba del sistema primario, la caída de presión la proporciona la longitud de tubería del anillo primario, accesorios y cooler del chiller, mientras que, en el caso de los sistemas de bombeo secundario, la caída de presión la genera los

equipos del sistema que se encuentra en la ruta crítica, la longitud de tubería, accesorios y tanque de expansión y des-aireador.

La caída de presión en el sistema primario es de aproximadamente 20 pies de agua, mientras que en sistema secundario es de 26 pies de agua. Por razones de seguridad, las bombas se seleccionan con un rango de caída mayor al calculado, en un rango de +10 pies de agua. En el anexo 17, se encuentra las características de las bombas escogidas.

Tabla 35. Selección de sistema de bombeo

Capacidad (GPM)	Caída (Ft wr)	Potencia (HP)	% eficiencia	V/Fase/Hz	Marca	Serie	Modelo
260	20	2	82	208/3/60	Bell & Gossette	e-1510	3 AD
100	26	1,5	75				1,5 AD
70	26	1,5	60				1,25 AD
89	26	1,5	70				1,5 AD

Fuente: Elaboración propia (Excel).

En cuanto a equipos de extracción, en este proyecto se considera la extracción en los baños de las habitaciones, servicios sanitarios en general y de la cocina, este cálculo se realizó con el método de fricción y velocidad constante, tomando como parámetro una caída de 0,1 in por cada 100 ft de ducto, los ductos son fabricados por medio de hierro galvanizado.

Los equipos seleccionados se muestran a continuación.

Tabla 36. Selección equipos de extracción

Recinto	Caudal [CFM]	Presión estática (in wg)	Características eléctricas	Referencia
Cocina	3700	4	208/1/60	CUBE-300XP-50 GREENHECK
Baños habitaciones	300	0,6	115/1/60	CSP-A390 GREENHECK
Baño incapacitado Bar	200	0,6	115/1/61	CSP-A290 GREENHECK
Baños bar	120	0,6	115/1/62	CSP-B150 GREENHECK
Baños restaurante mujeres	750	0,6	115/1/63	CSP-A1750 GREENHECK
Baños restaurante hombres	850	0,6	115/1/64	CSP-A1150 GREENHECK

Fuente: Elaboración propia (Excel).

En el anexo 18 se puede revisar la información específica de los equipos.

5.9 Diferencia de sistemas de agua helada

Como se mencionó, los sistemas de agua helada se diferencian entre ellos, principalmente, por la forma en la que se enfría el condensador, ya sea por agua o aire, el uso de uno u otro sistema, depende de factores económicos, ambientales, climáticos, de operación y energéticos, que potencian la utilización de uno u otro sistema.

En este proyecto, para el sistema de 99 Toneladas de Refrigeración, se hará un análisis desde los puntos dados, haciendo un recuento de las limitaciones que objeta cada sistema.

Climáticas

Las características climáticas de la zona influyen, en gran medida, en la selección de uno u otro sistema, la temperatura promedio, en lugares muy calientes,

como en la zona de Playa Danta, pueden rondar los 26 °C, con temperaturas en los meses de la estación seca (entre diciembre y mayo), que llegan hasta los 35°C y en la estación lluviosa 19°C.

A la temperatura va ligada la humedad, que es una medida de la capacidad del aire de absorber vapor de agua; en un espacio abierto, cuando la temperatura es muy alta, las partículas de aire se encuentran más excitadas, lo que deja espacio libre para que las partículas de vapor que se forma, producto de la evaporación, sean absorbidas por el aire.

Según el IMN y el MINAE en el informe “*Descripción del clima de Guanacaste*”, del 2013, la humedad relativa en los meses más calientes alcanza un valor promedio de 60,5 % y en los meses más lluviosos (octubre), alcanza valores de 86,1 %, es decir, que durante los meses de la estación seca, la humedad relativa es menor, por ende, de existir fuentes de agua, será más fácil para el aire circundante absorber el vapor de agua.

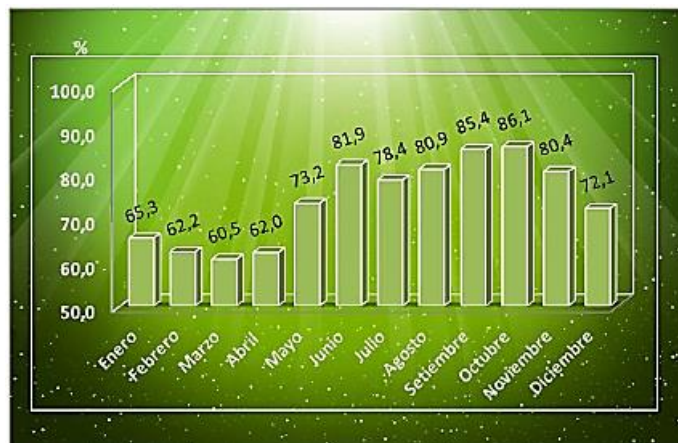


Figura 27. Promedio de humedad relativa en Guanacaste

Fuente: (Instituto Nacional de Ambiente y Energia, 2013).

Esta relación se puede ejemplificar, de mejor forma, si se analiza con las precipitaciones. El promedio anual de precipitaciones en Guanacaste es de 1599,8 mm. Como se aprecia, durante los meses secos, la humedad es menor, por ende, el ambiente tiene mayor capacidad de adsorber vapor de agua, que durante los meses de mayores lluvias, donde la humedad relativa es mayor.

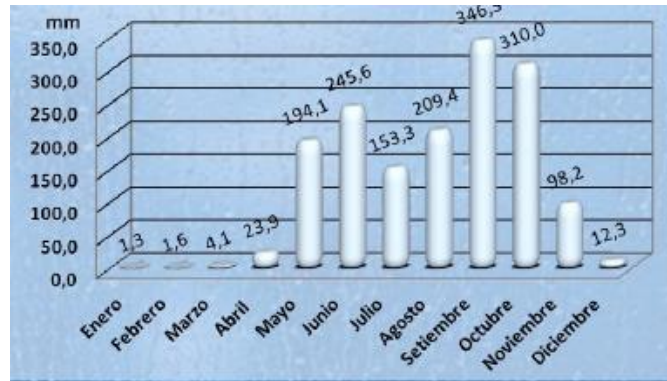


Figura 28. Promedio de lluvias mensuales periodo 1957 a 2012 en Guanacaste

Fuente: (Instituto Meteorológico Nacional, 2013).

Esta información influye directamente con la selección de los chiller, debido a que, en el caso de los enfriados por agua, la reducción de la temperatura del agua que se utiliza en el condensador para enfriar el refrigerante, se lleva a cabo por medio de enfriamiento evaporativo. La temperatura del agua en la torre es reducida, cuando el aire pasa a través de la torre y por el accionar de abanicos, se reduce la temperatura del agua, que luego va a ser utilizada para adsorber el calor del refrigerante en el condensador. Para que el agua que viene de la torre de enfriamiento, logre adsorber el calor del refrigerante en el condensador, esta agua debe tener una temperatura mínima, que normalmente ronda entre los 24°C a los 26°C.

Entonces, como el agua de la torre de enfriamiento va a ceder vapor de agua al ambiente, resultaría más fácil este proceso, durante los periodos en los cuales la humedad es menor, es decir, durante los meses entre diciembre y mayo, lo que no sería tan fácil en los meses de la estación lluviosa, donde probablemente, el agua en la torre debería recircularse dos o más veces, hasta lograr la evaporación suficiente de agua, para reducir la temperatura, hasta un grado adecuado para seguir el proceso.

Es importante tener claro que, al exponer el agua caliente en la torre de enfriamiento a la atmósfera, se pierde una cantidad de masa de agua (que se transforma en vapor de agua), por lo que la cantidad de agua que entra a la torre, no es igual a la que sale de ella, por lo que es necesario realizar constantes inyecciones

de agua tomada de la red pública. Se estima que, aproximadamente, por cada tonelada de agua, se debe agregar 1 galón de agua al sistema.

En el caso de los enfriados por aire, el enfriamiento del refrigerante se da de manera directa, mediante la conducción forzada, obligando al aire a pasar por medio de los serpentines del condensador, en este caso, en la transferencia de calor influye la temperatura del aire circulante, la velocidad del aire circulante y la humedad relativa, en el caso de la temperatura y la velocidad, ya que permiten determinar la tasa de transferencia de calor y, en el caso de la humedad relativa, al ser esta más alta y existir un ambiente sobresaturado, el ambiente es más fresco, y puede absorber mejor el calor del refrigerante.

Como el periodo seco en Guanacaste es más largo a la estación lluviosa y está bien definido entre los meses de diciembre y mayo, un chiller enfriado por agua funcionaría bajo las mejores condiciones de funcionamiento, por lo que proporcionaría mayor eficiencia energética en la zona, más adelante, se discutirá en términos de consumo energético este tema.

Ambientales

Los aires acondicionados, al ser máquinas que liberan y generan calor, mantienen influencia en temas ambientales, con el paso del tiempo, las grandes empresas de diseño de aire acondicionado han velado por obtener certificaciones energéticas, las cuales indican qué impacto tienen estos equipos en el ambiente, en el caso de Carrier, los equipos de agua helada, con condensadores enfriados por aire, poseen la siguiente clasificación de eficiencia.

Tabla 37 clasificación de eficiencia equipos de agua helada enfriados por aire

Modelo	EER	SEER
30RAP	10,5	11,9
30RBP	3,1	4,35
30XA	3,3	4,2

Fuente: <http://hvacpartners.com>

Esta clasificación, para muchas empresas verdes, comprometidas con el ambiente, tiene gran peso, en el momento de decidir qué equipo utilizar, si el factor de eficiencia fuera el único parámetro por utilizar, para seleccionar el sistema, un equipo modelo 30RAP, sería el más óptimo.

Los chiller enfriados por aire, como se representa en la Tabla 37, poseen eficiencias altas, con equipos que buscan el equilibrio con el ambiente, el impacto negativo de éstos, se da en el condensador, ya que se fuerza grandes cantidades de aire a pasar a través del condensador, obteniendo aire con temperatura más elevada a la temperatura ambiental.

Un chiller enfriado por agua, produce una gran cantidad de vapor de agua, que es liberado a la atmósfera. Según un estudio realizado por Bryan Soden y Eui- Seok Chung, de la Universidad de Miami en Estados Unidos, los crecientes niveles de vapor de agua en la franja de la troposfera intensifican los impactos negativos del cambio climático. La utilización de combustibles fósiles aumenta la temperatura ambiental y en respuesta a esto, aumenta la concentración de vapor de agua, que calentará más la troposfera y facilita el calentamiento global.

Además, como se explicó, debido a la evaporación que se produce, se debe rellenar constantemente el sistema, con agua de la red, la cual es aproximadamente tomar 1 galón por tonelada de refrigeración, al nivel de consumo en un año, para un lugar como Guanacaste, donde la deficiencia del este recurso hídrico, es uno de los problemas que afecta grandemente a la provincia.

Económicos

Los sistemas de aire acondicionado, causan un gran impacto al presupuesto de un proyecto, por lo cual, analizar la repercusión económico que causará la implementación de estos sistemas, es clave para determinar la elección del tipo de chiller por utilizar, en la mayoría de los casos, este es el factor más importante, ya que permite determinar, cuantitativamente, la magnitud del proyecto.

Según ASHRAE, al analizar este factor, se deben considerar tres puntos de vista:

- Inversión inicial
- Mantenimiento
- Costos de operación

Inversión inicial

Esta rama contempla, principalmente, la instalación y puesta en marcha del sistema, en general, los chiller enfriados por aire son más económicos, ya que los enfriados por agua utilizan mayor cantidad de equipos y la instalación requiere de personal especializado.

Para demostrar este punto, en la siguiente tabla se muestra el costo del presupuesto para cada uno de los sistemas de agua helada, en la cual se considera lo relacionado con equipos, ducteria, tubería, mano de obra y costos indirectos (transporte de personal y equipos, alimentación, costo de importación, bodegaje). Es necesario recalcar que se muestra todo, a modo de resumen, debido a términos confidenciales de Clima Ideal.

Tabla 38. Costo inversión inicial sistemas de agua helada

Sistema enfriado por aire	
Total, Costo	\$ 215 964,00
Sistema enfriado por agua	
Total, Costo	\$ 314 946,00

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Como se aprecia en la tabla anterior, basándose únicamente en el precio por la instalación, es más factible utilizar chiller enfriados por aire, además, el tiempo de la instalación es mucho menor.

Mantenimiento

En relación con el tema del mantenimiento, la implicación económica varía, en muchas ocasiones, ya que depende del tipo de mantenimiento por aplicar: preventivo,

correctivo o predictivo, la frecuencia, y si va a ser subcontratado o realizó con el personal propio del hotel.

En el caso del tipo de mantenimiento por aplicar, es necesario que sea una mezcla de los tres, siempre en busca de que el mínimo sea el mantenimiento correctivo, para evitar paros inesperados. En relación con la frecuencia, normalmente se contempla un concepto muy importante: la disponibilidad que se requiere del sistema, al necesitar una alta disponibilidad, la frecuencia del mantenimiento debe ser también alta, más no excesiva, al final, es necesario contemplar quién realizará las labores de mantenimiento. Al ser equipos especializados, es recomendable que el mantenimiento sea subcontratado a empresas que tengan equipos y personal adecuados para realizar revisiones, generar diagnósticos, efectuar reparaciones inmediatas.

Un contrato por mantenimiento anual de un sistema de agua helada con condensador enfriado por agua tiene un costo anual de aproximadamente \$ 3 900, mientras que uno enfriado por aire tiene un costo de \$ 2 000.

Costo de operación

Para analizar los costos de operación de los sistemas, se recurrió a realizar un análisis con el software HAP, el cual realiza un estimado anual del consumo de los chiller con respecto a los demás equipos eléctricos.

Las condiciones para el cálculo son las siguientes:

- La tarifa eléctrica utilizada es la TMT de Coopeguanacaste
- La carga por iluminación y equipos eléctricos es establecida por el diseñador.
- Los chiller utilizados en el análisis son 30 RAP (enfriado por aire) y 30HXC (enfriado por agua).
- No se contempla el consumo eléctrico de las áreas no acondicionadas.

Comparación del consumo eléctrico anual

- **30RAP0905D-20100**

En el caso de realizar el diseño con un chiller enfriado por aire, se tiene la siguiente distribución de carga.

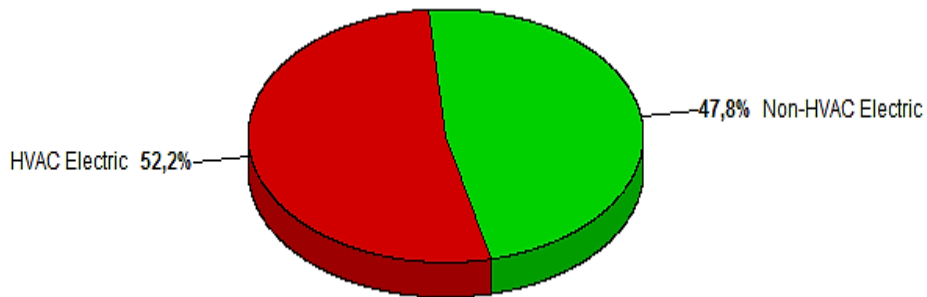


Figura 29. Distribución de consumo eléctrico con Chiller enfriado por aire

Fuente: HAP.

Como se aprecia en la figura, el 58 % del consumo eléctrico corresponde a la utilización de los equipos de aire acondicionado.

- **30HXC096RY-4-1—**

En el caso del chiller enfriado por agua, el consumo eléctrico puede ser dividido de la siguiente forma.

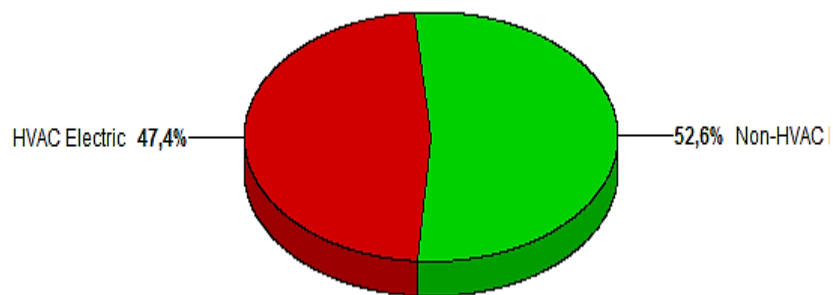


Figura 30. Distribución de consumo eléctrico con Chiller enfriado por agua

Fuente: HAP

Se aprecia que el sistema de aire acondicionado, en este caso, representa el 45 % del consumo eléctrico anual.

Si se compara estos sistemas, se llega a la conclusión que la utilización de equipos de aire acondicionado impacta en alrededor de un 50 %, el consumo energético, en términos económicos, tomando en cuenta la tarifa eléctrica de Coopeguanacaste, R.L. y con ayuda del software Chiller System Optimizer, es posible obtener el costo por consumo anual eléctrico y el consumo de operación de ambos sistemas.

Tabla 39. Costos de consumo eléctrico sistemas de agua helada

Detalle de costo	Chiller enfriado por aire	Chiller enfriado por agua
Costo eléctrico anual	\$52 281,00	\$44 080,00
Costo total de operación	\$54 281,00	\$47 980,00

Fuente: Chiller System Optimizer.

De esta tabla, el costo eléctrico anual hace referencia al costo en consumo eléctrico, mientras que el costo por operación incorpora, además, el costo por mantenimiento de los sistemas.

Se puede concluir de la Tabla 39, que los chiller enfriados por agua, tienen un menor consumo eléctrico anual, lo cual viene, en términos económicos, a afirmar que los sistemas enfriados por agua, son más eficientes en condiciones de temperatura, humedad y precipitaciones como las de la provincia de Guanacaste, ya que el software utilizado hace referencia a las cargas del sistema, condiciones climáticas de la zona y tarifas eléctricas.

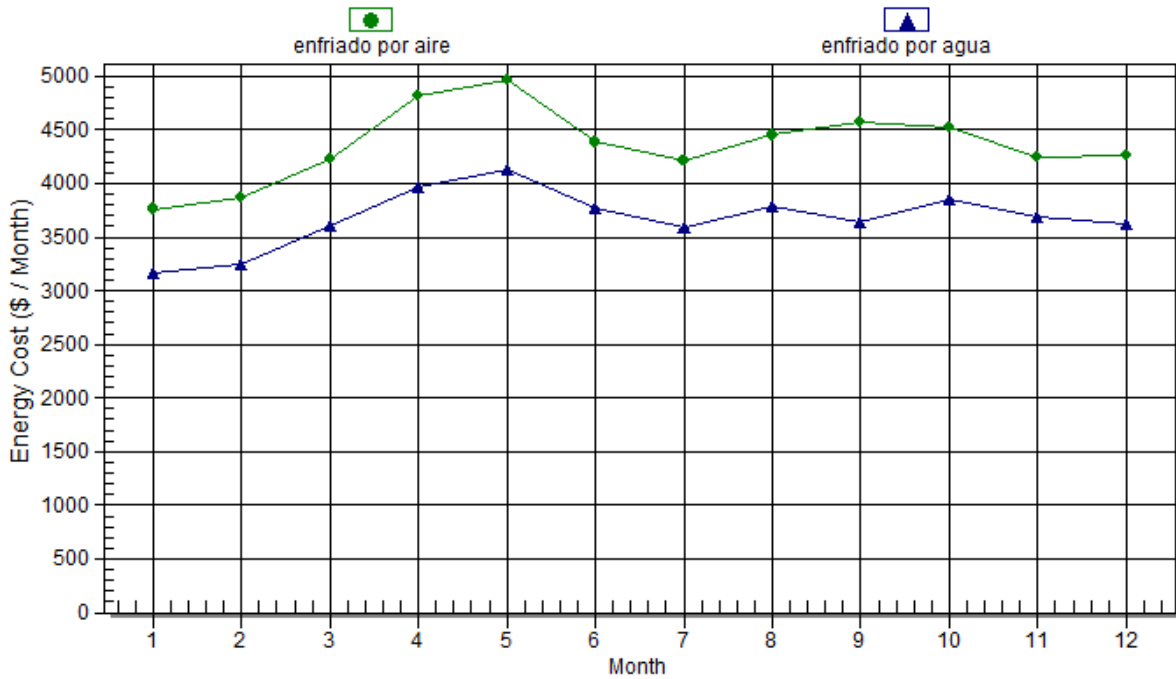


Figura 31. Consumo eléctrico mensual

Fuente: Chiller System Optimizer.

En la Figura 31, se aprecia como durante los meses más calientes de la provincia, el consumo de Kw/h, es mayor, en el caso del chiller enfriado por aire, hay grandes fluctuaciones que tienden al alza, debido a que la eficiencia de este equipo está orientado a las temperaturas del aire circulante, si esta es alta, es más difícil para el aire adsorber calor del refrigerante, en el caso de los meses lluviosos, el consumo energético disminuye, debido a que la temperatura del aire tiende a ser menor y le es más fácil adsorber el calor del refrigerante.

En el caso del chiller enfriado por agua, la gráfica tiende a ser más lineal, aumenta cerca de los meses más caliente (abril-mayo) y se mantiene alta durante los meses de invierno, donde las condiciones de humedad relativa sube, por lo que el enfriamiento evaporativo de las torres se torna menos eficiente.

En promedio, el sistema enfriado por aire tiene un consumo anual de 368 162 kWh y el sistema enfriado por agua 264 027 kWh, por lo que, en términos de consumo eléctrico, el chiller enfriado por agua es más ventajoso que el enfriado por aire.

Ahora bien, realizando un análisis económico completo de todo el sistema, en un periodo de 15 años, es posible obtener el impacto económico que genera la utilización de un proyecto y, el otro, en todo este periodo, como se aprecia en la Tabla 40.

Tabla 40. Resumen comparativo de la inversión general del proyecto

Inversión	Chiller enfriado por aire	Chiller enfriado por agua	Ahorro
Inversión inicial	\$ 215 964,00	\$ 314 496,00	\$ 98 532,00
Consumo eléctrico anual	\$ 52 281,00	\$ 44 080,00	\$ 8 201,00
Costo de operación	\$ 54 281,00	\$ 47 980,00	\$ 6 301,00
Valor presente	\$ 716 783,00	\$ 757 177,00	\$ 40 394,00

Fuente: Chiller System Optimizer.

El valor presente, mostrado en la tabla es el valor que hoy representaría la inversión a lo largo de 15 años, como se indica, a pesar de que el chiller enfriado por agua genera un consumo energético menor, este no justifica la inversión inicial del proyecto, que supera en noventa y ocho mil dólares al enfriado por aire, por lo que, desde el punto de vista económico, para la cantidad de toneladas requeridas en este proyecto, la mejor elección es la de un chiller enfriado por aire.

Por otra parte, en sistemas donde se requieren mayores capacidades de enfriamiento, por ejemplo, 450 TR, se realizó el mismo análisis, bajo iguales condiciones de tiempo, características climáticas y manteniendo el precio por tonelada de los sistemas para el costo de instalación.

Tabla 41. Resumen comparativo de inversión para un sistema de 450 Toneladas de Refrigeración

Inversión	Chiller enfriado	Chiller enfriado	Ahorro
	por aire	por agua	
Inversión inicial	\$1 259 828	\$1 436 785	\$176 957,00
Consumo eléctrico anual	\$326 764,00	\$280 106,00	\$46 657,00
Costo de operación	\$330 614,00	\$286 206,00	\$44 407,00
Valor presente	\$4 310 192	\$4 077 429	\$232 763,00

Fuente: Chiller System Optimizer.

Como es posible ver, a pesar de que la inversión inicial es aún mayor en el chiller enfriado por agua, el ahorro que genera en el consumo representa una diferencia de 26 millones de colones, lo que en valor presente, da como resultado un ahorro de aproximadamente 130 millones de colones.

Este aumento en la capacidad de los sistemas permite, desde el plano económico, justificar la utilización de un sistema enfriado por agua y complementa los resultados desde el punto de vista climático y energéticos, que incitan a que el uso de un chiller enfriado por agua, tiene un gran potencial en la provincia.

Energético

Desde el punto de vista energético, el análisis se abordó desde dos indicadores energéticos, el consumo de kW por tonelada y el EER, los cuales viene a complementar los análisis anteriores, estos datos se muestran, gráficamente, en las siguientes figuras.

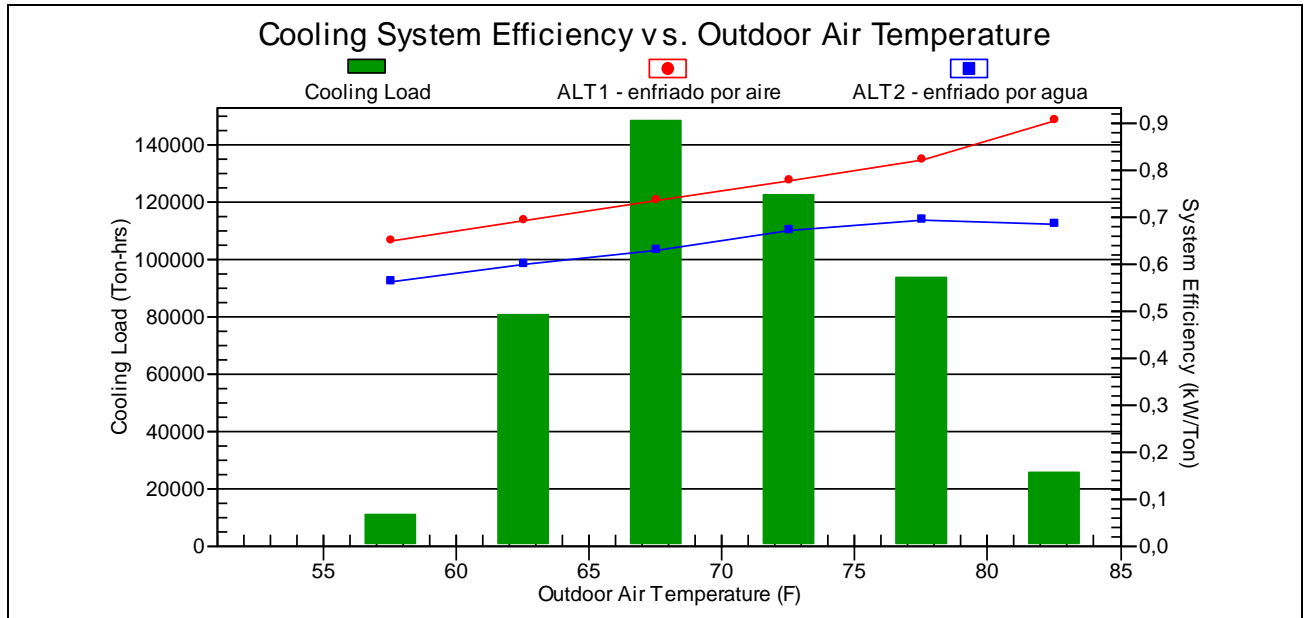


Figura 32. Indicador energético kW por tonelada

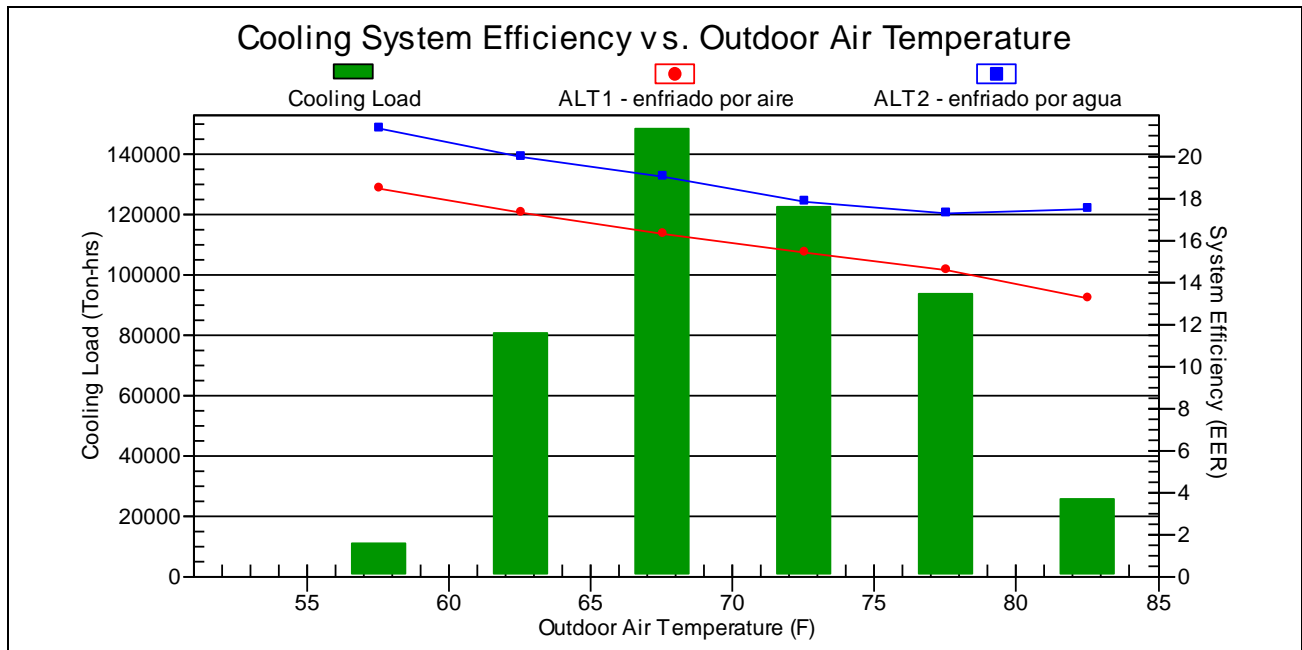


Figura 33. Indicador energético EER

Fuente: Chiller System Optimizer.

En ambos gráficos es posible apreciar que el aprovechamiento de la energía es mayor para los sistemas donde se utiliza condensadores enfriados por agua, obteniendo de la Figura 32 que el consumo de kW por tonelada es mucho menor anualmente, y que tiende a la baja a mayores temperaturas, caso contrario al sistema enfriado por aire, el cual muestra un comportamiento creciente a mayores temperaturas, en el caso de la Figura 33, se demuestra que un coeficiente EER mucho mayor para los sistemas enfriados por agua, que tiende a aumentar a temperaturas mayores de operación.

A modo de resumen, del desarrollo de este proyecto se tiene que: la capacidad requerida para el sistema de aire acondicionado de este hotel es de 100 toneladas de refrigeración; el aislamiento de tuberías recomendado es Poliuretano 410^a; los chillers enfriados por agua son los más adecuados para la zona de Guanacaste, desde el punto de vista ambiental, climático y de eficiencia, pero que, a requerimientos de carga bajos, no se justifica su uso, desde el aspecto económico.

6 Conclusiones y recomendaciones

6.1 Conclusiones

1. Se requiere un sistema de 100 toneladas de refrigeración, para acondicionar el hotel, según los parámetros de ASHRAE.
2. La diferencia entre los cálculos manuales y el software de simulación representa un 10 % (9,2 Toneladas de Refrigeración).
3. Clima Ideal diseña bajo los parámetros de diseño internacional de ASHRAE, a pesar de que en el país no exista una legislación sobre el diseño de aires acondicionados.
4. Se generó el diseño de los planos mecánicos del sistema de aire acondicionado.
5. Los sistemas hidrónicos enfriados por agua son los más eficientes para la provincia de Guanacaste.
6. El costo de la inversión del proyecto con un condensador enfriado por aire es de \$ 716 783,00 y con un condensador enfriado por agua es de \$ 757 177,00
7. Desde el punto de vista económico, con respecto a la demanda de carga térmica, en este proyecto se debe utilizar un chiller, con un condensador enfriado por aire.
8. El ahorro eléctrico anual que generaría el uso de un chiller enfriado por agua, respecto de uno enfriado por aire, con una capacidad de 100 toneladas, es de \$ 6 301,00 lo que proporcionaría un retorno de inversión de 10,6 años.
9. Para sistemas hidrónicos que requieran gran capacidad de enfriamiento, aproximadamente, 450 toneladas de refrigeración, el ahorro energético generado por un chiller enfriado por agua, contrarresta la inversión inicial del proyecto, y el sistema se vuelve rentable, desde el rubro económico.

6.2 Recomendaciones

- Todos los equipos deberían contar con certificaciones UL o ETL para garantizar el buen funcionamiento y de operación de los equipos.
- En el momento de seleccionar los equipos, se debe tomar en cuenta la eficiencia energética (EER, SEER), para reducir el impacto ambiental.
- Se debe utilizar entradas de aire fresco conectados a los ductos de retorno, para evitar un aire viciado y evadir la generación de CO₂ en un ambiente cerrado.
- Se debe utilizar máquinas tipo make up, para el retorno del aire a la máquina.
- La tubería de drenaje de las habitaciones del hotel debe ser de cobre, para evitar el desplazamiento del aire e intoxicación, en caso de incendios.
- Se debe instalar válvulas de corte en la entrada a cada piso del edificio, y en la cachera de cada equipo, para garantizar el control del sistema, en caso de fugas o para servicio de mantenimiento.
- Las rejillas de retorno en los equipos tipo centrales de agua helada, deben colocarse al menos a 1,5 metros, para evitar ruidos molestos en la aspiración de los abanicos.
- Los soportes en ductos y tubería deben colocarse a máxime a 1,5 m entre uno y otro.
- Todos los ductos utilizados deben ser fabricados bajo la norma SMACNA (Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association, Inc.), boletín 15D, para baja velocidad del aire.
- Es necesario dividir los sistemas secundarios por sectores, para propiciar un mejor control, en función de la mantenibilidad del equipo y de los niveles de ocupación del hotel.
- Es fundamental realizar inspecciones en el periodo de ejecución y contar con registros de todo lo que se va a instalar, para asegurar una buena calidad en el proyecto finalizado.

- Se debe instalar monitores de fase, con el objetivo de tener un control de los sistemas y evitar ser dañados por fallas eléctricas.
- Se recomienda utilizar el aislamiento con Poliuretano 491^a, ya que es mejor en durabilidad y propicia una reducción en el dimensionamiento de aislamiento.
- Mantener rutinas de mantenimiento periódicas para los equipos, tanto interiores como exteriores.

A continuación, se presenta una rutina de mantenimiento dada por Clima Ideal, para sistemas tipo chiller enfriados por aire, centrales de agua helada, fan coil y bombas.

Fan coil

- Cambio de terminales dañadas.
- Inspección de aislamiento interno.
- Inspección de estado físico de la unidad.
- Limpieza de difusores y rejillas.
- Limpieza bandeja de condensación.
- Lavado de serpentín, bandeja de drenaje y elemento impulsor.
- Lubricación y limpieza externa del motor.
- Verificación de bujes del motor de ventilación.
- Verificación del funcionamiento adecuado de termostatos e interruptor.

Centrales

- Cambio de terminales dañadas.
- Inspección de aislamiento interno.
- Inspección de estado físico de la unidad.
- Lavado de serpentín, bandeja de drenaje y elemento impulsor.
- Limpieza de filtros.
- Lubricación y limpieza externa del motor.

- Verificación de estado de fajas y rodamientos.
- Verificación del funcionamiento adecuado de termostatos e interruptor.

Sistemas hidrónicos

- Cambio de terminales dañadas.
- Encerado de mueble metálico.
- Inspección de aislamiento interno.
- Lavado de serpentines.
- Lectura de voltaje y amperaje de motores y compresores.
- Limpieza de drenaje, filtros y elemento de impulsión de aire.
- Verificación de estado de rodamiento y fajas.
- Verificación de suministro de agua de condensación.
- Limpieza de condensador.
- Revisión de alarmas.
- Revisión de presiones.
- Revisión de nivel de aceite y pruebas de acidez.
- Lectura de succión y descarga.
- Lectura de temperatura del agua.
- Revisión de sensores eléctricos.

Mantenimiento correctivo: cambio de condensador

- Recuperación de refrigerante.
- Desmontaje de serpentín condensador.
- Limpieza del serpentín internamente con químico.
- Montaje de serpentín condensador.
- Limpieza de sistema de refrigerante con R – 141b.
- Evacuación de sistema.
- Comprobación de fugas.
- Carga y ajuste de refrigerante a unidad.

- Puesta en marcha y verificación de datos a la unidad.

Bombas

- Revisar rodamientos de motor y bomba.
- Revisar conexiones eléctricas y contactores.
- Revisar alineamiento y el acople de motor bomba.
- Engrasar rodamientos bombas.
- Revisar sello mecánico.
- Limpieza general.

Se debe verificar que los valores medidos se encuentren dentro de los parámetros de funcionamiento del equipo, en caso contrario, es necesario corregir dichos valores, para dejar que la máquina opere con parámetros normales.

7 Bibliografía

- ASHRAE. (2008). *HVAC Systems and Equipment*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- ASHRAE. (2009). *Fundamentals ASHRAE Handbook* . American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- ASHRAE. (2011). *ASHRAE Handbook: HVAC Applications*.
- Benemerito Cuerpo de Bomberos de Costa Rica: Unidad de Ingenieria . (2017). *Benemerito Cuerpo de Bomberos de Costa Rica* . Obtenido de <http://www.bomberos.go.cr>
- Carrier, A. C. (2009). *Handbook of air Conditioning system Design*. New York: McGraw-Hill.
- Cengel, Y. (2009). *Termodinámica*. Mexico: Mc GrawHill.
- Cengel, Y. (2011). *Transferencia de calor y masa*. Mexico: McGraw-Hil.
- Clima Ideas S.A.* (marzo de 8 de 2017). Obtenido de <http://climaideal.com/>
- Comunidad de Madrid. (2007). Etiquetado Energético. *La suma de todos*.
- Expertos en refrigeracion . (2017). *Expertos en refrigeracion.com*. Obtenido de http://expertosenrefrigeracion.mex.tl/1704219_SERPENTINES.html
- Garro, A. (2012). *Bombas hidraulicas* . Cartago .
- Garro, Y. F. (26 de Junio de 2010). La oferta turística en Guanacaste y su relación con los gustos y preferencias del visitante. *Guanacaste destaca como destino turístico por excelencia*. Liberia , Guanacaste , Costa Rica .
- Instituto Metereológico Nacional. (12 de marzo de 2013). *IMC*. Obtenido de <https://www.imn.ac.cr/documents/10179/20909/Climatolog%C3%ADa+Cant/e0354ac6-eb63-412b-8ee9-74b800891649?version=1.0>

- Instituto Nacional de Ambiente y Energía. (2013). *Descripción del clima Canton de Liberia*. San Jose.
- INTECO. (2009). *Niveles y condiciones de iluminación que deben tener los centros de trabajo*. Costa Rica.
- KAEFER SOUYET. (2014). *Poliuretano*. Santiago, Chile .
- Máquinas y equipos industriales*. (10 de marzo de 2017). Obtenido de <http://maquinariasyequiposindustriales/2014/03/singularidades-en-tuberias-perdidas-de.html>
- Monge, O. (2016). *Refrigerantes*. Obtenido de TecDigital: http://tecdigital.tec.ac.cr/dotIrn/classes/MI/MI4126/S-2-2016.CA.MI4126.1/one-community?page_num=2&loc=
- Parner, H. (18 de Marzo de 2017). *HVAC Partners*. Obtenido de <http://hvacpartners.com/Pages/Home.aspx>
- Philips . (febrero de 2017). *Philips* . Obtenido de <http://www.lighting.philips.es/prof/luminarias-de-interior/luminarias-empotrables/powerbalance-empotrable>
- Pita, E. (2014). *Acondicionamiento de Aire*. CECSA.
- Pita, E. (2014). *Acondicionamiento de aire ac*. CECSA.
- Rivera, E. (2017). *0grados* . Obtenido de <https://www.0grados.com/gran-clasico-torres-enfriamiento/>
- TUPRECO . (2014). *Ficha tecnica tuberia preaislada* . Heredia.
- Wang, S. (1993). *Handbook of air conditioning and refrigeration*. New York: MacGraw-Hill.
- Wang, S. (2001). *Handbook of conditioning and refrigeration*. McGraw-Hill.

York. (2013). Obtenido de
<https://yorkcentraltechtalk.files.wordpress.com/2012/05/microchannel-coil-construction2.jpg>

8 Apéndices

Apéndice 1. Ganancia de calor externo

Oficina de Concierge					
Ubicación	U (BTU/h °F ft ²)	Área (ft ²)	DTCE _e (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	134,26	26	567,44	
Pared oeste	0,161	76,17	46	569,02	
Pared este	0,161	103,60	34	567,96	
Pared sur	0,161	150,73	34	816,82	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana norte	227	33,58	0,87	0,75	4974,17
Ventana oeste	45	14,20	0,87	0,24	133,43

Lobby					
Ubicación	U (BTU/h °F ft ²)	Área (ft ²)	DTCE _e (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	150,80	26	637,31	
Pared oeste	0,14	117,22	46	761,44	
Pared este	0,263	117,22	34	1049,69	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana norte	227	95,58	0,87	0,75	14157,25

Bar restaurante					
Ubicación	U (BTU/h °F ft ²)	Área (ft ²)	DTCE _e (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	204,08	26	862,49	
Pared oeste	0,161	164,68	46	1230,25	
Pared este	0,161	247,03	34	1354,21	
Pared sur	0,161	640,65	34	3471,86	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana este	39	74,27	0,87	0,32	806,39
Ventana oeste	45	51,67	0,87	0,24	485,45

Apéndice

Cocina					
Ubicación	U (BTU/h °F ft ²)	Área (ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	140,14	26	592,28	
Pared oeste	0,161	175,99	46	1314,68	
Pared este	0,161	183,41	34	1005,48	
Pared sur	0,161	309,99	34	1679,93	
Ubicación	FGSC (BTU/HR* ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana norte	227	111,94	0,87	0,75	16580,56
Ventana este	39	21,53	0,87	0,32	233,73

Oficina Cocina					
Ubicación	U (BTU/h °F ft ²)	Área (ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	103,33	26	436,70	
Pared oeste	0,161	44,56	46	332,89	
Pared este	0,161	98,16	34	538,14	
Pared sur	0,161	94,94	34	514,48	
Ubicación	FGSC (BTU/HR* ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana norte	227	33,58	0,87	0,75	4974,17
Ventana oeste	45	12,92	0,87	0,24	121,36

Panadería					
Ubicación	U (BTU/h °F ft ²)	Área (ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	109,47	26	462,63	
Pared oeste	0,161	217,00	46	1621,04	
Pared este	0,161	86,22	34	472,64	
Pared sur	0,161	136,91	34	741,97	
Ubicación	FGSC (BTU/HR* ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana oeste	39	142,08	0,87	0,32	1542,65

Apéndice

Sala de eventos					
Ubicación	U (BTU/h°Fft²)	Área (ft²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	322,91	26	1364,70	
Pared oeste	0,161	553,47	46	4134,62	
Pared este	0,161	553,47	34	3034,13	
Pared sur	0,161	322,91	34	1749,93	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft²)	Área (ft²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana oeste	39	127,44	0,87	0,32	1383,71
Ventana este	45	254,88	0,87	0,24	2394,88

Habitaciones primer piso [01 a 04]					
Ubicación	U (BTU/h °F ft²)	Área (ft²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	245,09	26	1035,80	
Pared oeste	0,161	139,82	46	1044,51	
Pared este	0,161	90,52	34	496,25	
Pared sur	0,161	234,11	34	1268,70	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft²)	Área (ft²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana este	39	47,36	0,87	0,32	514,22

Habitaciones 05 y 24					
Ubicación	U (BTU/h °F ft²)	Área (ft²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	201,82	26	852,94	
Pared oeste	0,161	75,56	46	564,47	
Pared este	0,161	146,60	34	803,67	
Pared sur	0,161	277,70	34	1504,94	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft²)	Área (ft²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana norte	227	47,36	0,87	0,75	7014,85
Ventana oeste	45	47,36	0,87	0,75	1390,61

Apéndice

Habitaciones 06 y 25					
Ubicación	U (BTU/h °F ft ²)	Área (ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	73,95	26	312,52	
Pared oeste	0,161	244,77	46	1828,50	
Pared este	0,161	244,77	34	1341,82	
Pared sur	0,161	119,48	34	647,47	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana norte	227	71,04	0,87	0,75	10522,28

Habitaciones 07 y 26					
Ubicación	U (BTU/h °F ft ²)	Área (ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	69,10	26	292,04	
Pared oeste	0,161	273,83	46	2045,60	
Pared este	0,161	273,83	34	1501,13	
Pared sur	0,161	129,81	34	703,47	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana norte	227	47,36	0,87	0,75	7014,85

Habitaciones 08 y 27					
Ubicación	U (BTU/h °F ft ²)	Área (ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	65,55	26	277,03	
Pared oeste	0,161	238,63	46	1782,66	
Pared este	0,161	238,63	34	1308,18	
Pared sur	0,161	136,27	34	738,47	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana norte	227	47,36	0,87	0,75	7014,85

Apéndice

Habitaciones 09 y 28					
Ubicación	U (BTU/h °F ft ²)	Área (ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	65,55	26	277,03	
Pared oeste	0,161	238,63	46	1782,66	
Pared este	0,161	238,63	34	1308,18	
Pared sur	0,161	136,27	34	738,47	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventanas norte	227	47,36	0,87	0,75	7014,85

Habitaciones 10 y 29					
Ubicación	U (BTU/h °F ft ²)	Área (ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	65,55	26	277,03	
Pared oeste	0,161	238,63	46	1782,66	
Pared este	0,161	238,63	34	1308,18	
Pared sur	0,161	136,27	34	738,47	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventanas este	39	47,36	0,87	0,32	514,22

Habitaciones 11 y 30					
Ubicación	U (BTU/h °F ft ²)	Área (ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	109,79	26	464,00	
Pared oeste	0,161	240,24	46	1794,72	
Pared este	0,161	67,49	34	369,97	
Pared sur	0,161	232,49	34	1259,95	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventanas este	39	47,36	0,87	0,32	514,22

Apéndice

Habitación 12 a 19 y 31 a 38					
Ubicación	U (BTU/h °F ft ²)	Área (ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	248,64	26	1050,82	
Pared oeste	0,161	134,98	46	1008,33	
Pared este	0,161	63,29	34	346,96	
Pared sur	0,161	235,40	34	1275,70	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana este	39	47,36	0,87	0,32	514,22

Habitaciones 20 a 23 y 39 a 42					
Ubicación	U (BTU/h °F ft ²)	Área (ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	138,85	26	586,82	
Pared oeste	0,161	261,56	46	1953,93	
Pared este	0,161	261,56	34	1433,87	
Pared sur	0,161	67,81	34	367,49	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana sur	227	47,36	0,87	0,58	5424,82

Habitación 43					
Ubicación	U (BTU/h °F ft ²)	Área (ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	138,85	26	586,82	
Pared oeste	0,161	261,56	46	1953,93	
Pared este	0,161	261,56	34	1433,87	
Pared sur	0,161	67,81	34	367,49	
Techo	0,14	460,70	41,50	2677,00	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana sur	227	47,36	0,87	0,58	5424,82

Apéndice

Habitación 44					
Ubicación	U (BTU/h °F ft²)	Área (ft²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	201,82	26	852,94	
Pared oeste	0,161	75,56	46	564,47	
Pared este	0,161	146,60	34	803,67	
Pared sur	0,161	201,82	26	852,94	
Techo	0,14	282,30	41,50	1794,00	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft²)	Área (ft²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana norte	227	47,36	0,87	0,75	7014,85
Ventana oeste	45	47,36	0,87	0,75	1390,61

Habitación 45					
Ubicación	U (BTU/h °F ft²)	Área (ft²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	73,95	26	312,52	
Pared oeste	0,161	244,77	46	1828,50	
Pared este	0,161	244,77	34	1341,82	
Pared sur	0,161	119,48	34	647,47	
Techo	0,14	282,30	41,50	1640,00	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft²)	Área (ft²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana norte	227	71,04	0,87	0,75	10522,28

Habitación 46					
Ubicación	U (BTU/h °F ft²)	Área (ft²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	69,10	26	292,04	
Pared oeste	0,161	273,83	46	2045,60	
Pared este	0,161	273,83	34	1501,13	
Pared sur	0,161	129,81	34	703,47	
Techo	0,14	249,40	41,50	1449,00	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft²)	Área (ft²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana norte	227	47,36	0,87	0,75	7014,85

Apéndice

Habitación 47					
Ubicación	U (BTU/h °F ft ²)	Área (ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	6,09	65,55	26	
Pared oeste	0,161	22,17	238,63	46	
Pared este	0,161	22,17	238,63	34	
Pared sur	0,161	12,66	136,27	34	
Techo	0,14	249,60	41,50	1450,00	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventana norte	227	47,36	0,87	0,75	7014,85

Habitación 48					
Ubicación	U (BTU/h °F ft ²)	Área (ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	65,55	26	277,03	
Pared oeste	0,161	238,63	46	1782,66	
Pared este	0,161	238,63	34	1308,18	
Pared sur	0,161	136,27	34	738,47	
Techo	0,14	249,60	41,50	1450,00	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventanas norte	227	47,36	0,87	0,75	7014,85

Habitación 49					
Ubicación	U (BTU/h °F ft ²)	Área (ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	65,55	26	277,03	
Pared oeste	0,161	238,63	46	1782,66	
Pared este	0,161	238,63	34	1308,18	
Pared sur	0,161	136,27	34	738,47	
Techo	0,14	249,40	41,50	1449,00	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventanas este	39	47,36	0,87	0,32	514,22

Apéndice

Habitación 50					
Ubicación	U (BTU/h °F ft ²)	Área (ft ²)	DTCEe (°F)	Ganancia de calor (BTU/h)	
Pared norte	0,161	109,79	26	464,00	
Pared oeste	0,161	240,24	46	1794,72	
Pared este	0,161	67,49	34	369,97	
Pared sur	0,161	232,49	34	1259,95	
Techo	0,14	249,40	41,50	1449,00	
Ubicación	FGSC (BTU/h ft ²)	Área (ft ²)	CS	FCE	Ganancia de calor (BTU/h)
Ventanas este	39	47,36	0,87	0,32	514,22

Fuente: Elaboración propia (Excel).

Apéndice

Apéndice 2. Tarifa eléctrica TMT Coopeguanacaste

Cargo por potencia, por cada kW	
Periodo punta	¢ 10.800,54
Periodo valle	¢ 7541,09
Periodo nocturno	¢ 4830,24

Cargo por energía, por cada kWh	
Periodo punta	¢ 66,56
Periodo valle	¢ 24,72
Periodo nocturno	¢ 15,21

Fuente: Coopeguanacaste, RL.

9 Anexos

Anexo 1. Coeficiente general de transferencia de calor Paredes

Grupo No.	Descripción de la construcción	Peso, lb/ft ²	Valor de U, BTU/(h-ft ² -°F)
Ladrillo de vista de 4 in + (Ladrillo)			
C	Espacio de aire + ladrillo de vista de 3 in	83	0.358
D	Ladrillo común de 4 in	90	0.415
C	Aislamiento de 1 in o espacio de aire + ladrillo común de 4 in	90	0.174-0.201
B	Aislamiento de 2 in + ladrillo común de 4 in	88	0.111
B	Ladrillo común de 8 in	130	0.302
A	Aislamiento o espacio de aire + ladrillo común de 8 in	130	0.154-0.243
Ladrillo de vista de 4 in + (Concreto pesado)			
C	Espacio de aire + concreto de 2 in	94	0.350
B	Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	97	0.116
A	Espacio de aire o aislamiento + concreto de 8 in o más	143-190	0.110-0.112
Ladrillo de vista de 4 in + (bloque de concreto ligero o pesado)			
E	Bloque de 4 in	62	0.319
D	Espacio de aire o aislamiento + bloque de 4 in	62	0.153-0.246
D	Bloque de 8 in	70	0.274
C	Espacio de aire o aislamiento de 1 in + bloque de 6 u 8 in	73-89	0.221-0.275
B	Aislamiento de 2 in + bloque de 8 in	89	0.096-0.107
Ladrillo de vista de 4 in + (azulejo de barro)			
D	Azulejo de 4 in	71	0.381
D	Espacio de aire + azulejo de 4 in	71	0.281
C	Aislamiento + azulejo de 4 in	71	0.169
C	Azulejo de 8 in	96	0.275
B	Espacio de aire o aislamiento de 1 in + azulejo de 8 in	96	0.142-0.221
A	Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	97	0.097
Pared de concreto pesado + (acabado)			
E	Concreto de 4 in	63	0.585
D	Concreto de 4 in + aislamiento de 1 o 2 in	63	0.119-0.200
C	Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	63	0.119
C	Concreto de 8 in	109	0.490
B	Concreto de 8 in + aislamiento de 1 o 2 in	110	0.115-0.187
A	Aislamiento de 2 in + concreto de 8 in	110	0.115
E	Concreto de 12 in	156	0.421
A	Concreto de 12 in + aislamiento	156	0.113
Bloque de concreto ligero y pesado + (acabado)			
F	Bloque de 4 in + espacio de aire o aislamiento	29-36	0.161-0.263
E	Aislamiento de 2 in + bloque de 4 in	29-37	0.105-0.114
E	Bloque de 8 in	41-57	0.294-0.402
D	Concreto de 8 in + espacio de aire o aislamiento	41-57	0.149-0.173

Techos

Techo No.	Descripción de la construcción	Hora Peso, lb/ft ²	Valor de U, BTU/h Ft ² -°F
1.	Lámina de metal con aislamiento de 1 o 2 in	7 (8)	0.213 (0.124)
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	8	0.170
3.	Concreto ligero de 4 in	18	0.213
4.	Concreto pesado de 1 a 2 in con aislamiento de 2 in	29	0.206 (0.122)
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	19	0.109
6.	Concreto ligero de 6 in	24	0.158
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	13	0.130
8.	Concreto ligero de 8 in	31	0.126
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	52 (52)	0.200 (0.120)
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	13	0.093
11.	Sistema de terrazas de techo	75	0.106
12.	Concreto pesado de 6 in con aislamiento de 1 o 2 in	75 (75)	0.192 (0.117)
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in	17 (18)	0.106 (0.078)

Fuente: (Pita E. , 2014).

Anexo 2. Diferencias de temperaturas para cargas de enfriamiento [DTCE]

Paredes

Latitud norte, orientación de pared	Hora solar, h																								Hora de la DTCE máxima	DTCE mínima	DTCE máxima	Diferencia de DTCE	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24					
Paredes grupo A																													
N	14	14	14	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	14	14	14	2	10	14	4
NE	19	19	19	18	17	17	16	15	15	15	15	15	16	16	17	18	18	19	19	20	20	20	20	20	22	15	20	5	
E	24	24	23	23	23	21	20	19	19	18	19	19	20	21	22	23	24	24	25	25	25	25	25	25	22	18	25	7	
SE	24	23	23	22	21	20	20	19	18	18	18	18	19	20	21	22	23	24	24	24	24	24	24	24	22	18	24	6	
S	20	20	19	19	18	18	17	16	15	15	14	14	14	14	15	16	17	18	19	19	20	20	20	23	14	20	6		
SW	25	25	25	24	24	23	23	22	21	20	19	19	18	18	18	18	19	20	22	23	23	24	25	24	19	17	25	8	
W	27	27	26	26	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	18	18	19	20	22	23	23	25	26	26	1	18	27	9	
NW	21	21	21	20	20	19	19	18	17	16	16	15	15	14	14	14	15	15	16	17	18	19	20	21	1	14	21	7	
Paredes grupo B																													
N	15	14	14	13	12	11	11	10	9	9	9	8	8	9	9	10	11	12	13	14	14	15	15	15	24	8	15	7	
NE	19	19	19	18	17	17	16	15	15	15	15	15	16	16	17	18	19	20	20	21	21	21	20	20	21	12	12	21	9
E	23	22	21	20	19	19	18	18	17	16	16	16	16	17	18	19	20	21	22	23	24	24	24	24	20	15	27	12	
SE	23	22	21	20	19	18	17	16	15	14	14	14	15	16	18	20	21	23	24	25	26	26	26	25	24	14	26	12	
S	21	20	19	18	17	15	14	13	12	11	11	11	11	12	14	15	17	19	20	21	22	22	22	21	23	11	22	11	
SW	27	26	25	24	24	23	22	21	19	18	16	15	14	13	13	13	14	15	17	20	22	25	27	28	28	24	13	28	15
W	29	28	27	26	24	23	21	19	18	17	16	15	14	14	14	15	17	19	22	25	27	29	29	30	24	14	30	16	
NW	23	22	21	20	19	18	17	15	14	13	12	12	12	12	13	15	17	19	21	22	23	23	23	23	24	11	20	12	
Paredes grupo C																													
N	15	14	13	12	11	10	9	8	8	7	7	8	8	8	9	10	12	13	14	15	16	17	17	17	22	7	17	10	
NE	19	17	16	14	13	11	10	10	11	13	15	17	19	20	21	22	22	23	23	23	23	22	21	20	20	10	23	13	
E	22	21	19	17	15	14	12	12	14	16	19	22	25	27	29	29	30	30	30	29	28	27	26	24	18	18	30	18	
SE	22	21	19	17	15	14	12	12	12	13	16	19	22	25	27	29	29	29	29	29	28	27	26	24	19	12	29	17	
S	21	19	18	16	15	13	12	10	9	9	10	11	11	11	11	11	12	15	18	22	26	29	32	33	20	9	26	17	
SW	29	27	25	22	20	18	16	15	13	12	11	11	11	11	11	11	12	15	18	22	26	29	32	33	22	11	33	22	
W	31	29	27	25	22	20	18	16	14	13	12	12	12	12	13	14	16	20	24	29	32	35	35	35	22	12	35	23	
NW	25	23	21	20	18	16	14	13	11	10	10	10	10	10	11	12	13	15	18	22	25	27	27	26	22	10	27	17	
Paredes grupo D																													
N	15	13	12	10	9	7	6	6	6	6	6	7	8	8	10	12	13	15	17	18	19	19	18	-16	21	6	19	13	
NE	17	15	13	11	10	8	7	8	10	14	17	20	22	23	24	24	24	25	25	24	23	22	20	18	19	7	25	18	
E	19	17	15	13	11	9	8	9	12	17	22	27	30	30	33	33	32	32	31	30	28	26	24	22	16	8	31	23	
SE	20	17	15	13	11	10	8	8	10	13	17	22	26	28	31	32	32	32	31	30	28	26	24	22	17	8	32	24	
S	19	17	15	13	11	9	8	7	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	29	29	27	26	24	22	19	6	29	23	
SW	28	25	22	19	16	14	12	10	9	8	8	8	10	12	16	21	27	32	36	38	38	37	34	31	21	8	38	30	
W	31	27	24	21	18	15	13	11	10	9	9	9	10	11	14	18	24	30	36	40	41	40	38	34	21	9	41	32	
NW	25	22	19	17	14	12	10	9	8	7	7	8	9	10	12	14	18	23	27	31	32	32	30	27	22	7	32	25	
Paredes grupo E																													
N	12	10	8	7	5	4	3	4	5	6	7	9	11	13	15	17	19	20	21	23	20	18	16	14	20	3	22	19	
NE	15	11	9	7	6	4	5	9	15	20	24	25	25	26	26	26	26	25	24	22	19	17	15	16	16	4	26	22	
E	14	12	10	8	6	5	6	11	18	26	33	36	38	38	36	34	33	32	30	28	25	22	20	17	13	5	37	33	
SE	15	12	10	8	7	5	5	8	12	19	25	31	35	37	37	36	34	33	31	28	25	22	20	17	15	5	38	32	
S	15	12	10	8	7	5	4	4	5	9	15	19	22	24	24	23	22	21	20	18	16	14	12	10	17	5	39	31	
SW	22	18	15	12	10	8	6	5	5	6	7	9	12	18	24	32	38	43	45	44	40	35	30	26	15	5	45	40	
W	26	21	17	14	11	9	7	6	6	7	9	11	16	20	27	36	43	49	49	45	40	34	29	24	20	6	49	43	
NW	20	17	14	11	9	7	6	5	5	6	8	10	13	16	20	26	32	37	38	36	32	28	24	20	20	5	38	33	
Paredes grupo F																													
N	8	6	5	3	2	1	2	4	6	7	9	11	14	17	19	21	22	23	24	23	20	16	13	11	10	1	24	23	
NE	9	7	5	3	2	1	5	14	23	28	30	27	27	27	27	27	26	24	22	19	16	13	11	11	11	1	30	29	
E	10	7	6	4	3	2	6	17	28	38	44	45	43	39	36	34	32	30	27	24	21	17	15	12	12	2	45	43	
SE	10	7	6	4	3	2	4	10	19	28	36	41	43	42	39	36	34	31	28	25	21	18	15	12	13	2	43	41	
S	10	8	6	4	3	2	1	1	3	7	13	20	27	34	38	39	38	35	31	26	22	18	15	12	16	1	39	38	
SW	15	11	9	6	5	3	2	2	4	5	8	11	17	26	35	44	50	53	52	45	37	28	18	18	18	2	53	51	
W	17	13	10	7	5	4	3	3	4	6	8	11	14	20	28	39	49	57	60	54	43	34	27	21	19	3	60	57	
NW	14	10	8	6	4	3	2	2	3	4	5	8	10	13	15	21	27	35	42	46	45	35	28	18	19	2	46	44	

Techos

Techo No.	Descripción de la construcción	Hora T _{so} (h)	Valor de U _t (BTU/h Ft ² °F)	Hora solar, h																							
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Sin cielo raso suspendido																											
1.	Límite de metal con aislamiento de 1 o 2 in (R)	7	0.213 (0.124)	1	-2	-3	-3	-5	-5	-5	-6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	8	5	3
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	8	0.170	6	3	0	-1	-3	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	70	62	51	38	28	20	14	9	
3.	Concreto ligero de 4 in	18	0.313	9	5	2	0	-2	-3	-3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13
4.	Concreto pesado de 1 1/2 in con aislamiento de 2 in	29	0.206 (0.122)	12	8	5	3	0	-1	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	62	54	45	36	29	22	17	
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	19	0.109	5	0	-3	-4	-5	-7	-6	-3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	48	37	26	18	11	7
6.	Concreto ligero de 6 in	24	0.158	22	17	13	9	6	3	1	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	13	0.130	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	34
8.	Con																										

Anexo 3. Corrección de DCTE por latitud y mes
Paredes y techos

Latitud	Mes	N	NNE	NE	ENE	E	ESE	SE	SSE	S	HORA
0	Dic	-3	-5	-5	-5	-2	-0	3	6	9	-1
	Ene/Nov	-3	-5	-4	-4	-1	-0	2	4	7	-1
	Feb/Oct	-3	-2	-2	-2	-1	-1	0	-1	0	0
	Mar/Sept	-3	0	1	-1	-1	-3	-3	-5	-8	-1
	Abr/Ago	5	4	3	0	-2	-5	-6	-8	-8	-2
	May/Jul	10	7	5	0	-3	-7	-8	-9	-8	-4
	Jun	12	9	5	0	-3	-7	-9	-10	-8	-5
8	Dic	-4	-6	-6	-6	-3	0	4	8	12	-5
	Ene/Nov	-3	-5	-6	-5	-2	0	3	6	10	-4
	Feb/Oct	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-1
	Mar/Sept	-3	-2	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-4	0
	Abr/Ago	2	2	2	0	-1	-4	-5	-7	-7	-1
	May/Jul	7	5	4	0	-2	-5	-7	-9	-7	-2
	Jun	9	6	4	0	-2	-6	-8	-9	-7	-2
16	Dic	-4	-6	-8	-8	-4	-1	4	9	13	-9
	Ene/Nov	-4	-6	-7	-7	-4	-1	4	8	12	-7
	Feb/Oct	-3	-5	-5	-4	-2	0	2	5	7	-4
	Mar/Sept	-3	-3	-2	-2	-1	-1	0	0	0	-1
	Abr/Ago	-1	0	-1	-1	-1	-3	-3	-5	-6	0
	May/Jul	4	3	3	0	-1	-4	-5	-7	-7	0
	Jun	6	4	4	1	-1	-4	-6	-8	-7	0

Fuente: (Pita E. , 2014)

Anexo 4. Factor de ganancia máxima de calor para vidrios [FGCS]

0 Grados											
	N	NNE	NE	ENE	E	ESE	SE	SEE	S	HOR	
En.	34	34	88	177	234	254	235	182	118	296	
Feb.	36	39	132	205	245	247	210	141	67	306	
Mar.	38	87	170	223	242	223	170	87	38	303	
Abr.	71	134	193	224	221	184	118	38	37	284	
May	113	164	203	218	201	154	80	37	37	265	
Jun.	129	173	206	212	191	140	66	37	37	255	
Jul.	115	164	201	213	195	149	77	38	38	260	
Agos.	75	134	187	216	212	175	112	39	38	276	
Sept.	40	84	163	213	231	213	163	84	40	293	
Oct.	37	40	129	199	236	238	202	135	66	299	
Nov.	35	35	88	175	230	250	230	179	117	293	
Dic.	34	34	71	164	226	253	240	196	138	288	

16 Grados											
	N	NNE	NE	ENE	E	ESE	SE	SEE	S	HOR	
En.	30	30	55	147	21	244	251	223	199	248	
Feb.	33	33	96	180	231	247	233	188	154	275	
Mar.	35	53	140	205	239	235	197	138	93	291	
Abr.	39	99	172	216	227	204	150	77	45	289	
May	52	132	189	218	215	179	115	45	41	282	
Jun.	66	142	194	217	207	167	99	41	41	277	
Jul.	55	132	187	214	210	174	111	44	42	277	
Agos.	41	100	168	209	219	196	143	74	46	282	
Sept.	36	50	134	196	227	224	191	134	93	282	
Oct.	33	33	95	174	223	237	225	183	150	270	
Nov.	30	30	55	145	206	241	247	220	196	246	
Dic.	29	29	41	132	198	241	254	233	212	234	

8 Grados											
	N	NNE	NE	ENE	E	ESE	SE	SEE	S	HOR	
En.	32	32	71	163	224	250	242	203	162	275	
Feb.	34	34	114	193	239	248	219	165	110	294	
Mar.	37	67	156	215	241	230	184	110	55	300	
Abr.	44	117	184	221	225	195	134	53	39	289	
May	74	146	198	220	209	167	97	39	38	277	
Jun.	90	155	200	217	200	141	82	39	39	269	
Jul.	77	145	195	215	204	162	93	40	39	272	
Agos.	47	117	179	214	216	186	128	51	41	282	
Sept.	38	66	149	205	230	219	176	107	56	290	
Oct.	35	35	112	187	231	239	211	160	108	288	
Nov.	33	33	71	161	220	245	233	200	160	273	
Dic.	31	31	55	149	215	246	247	215	179	265	

24 Grados											
	N	NNE	NE	ENE	E	ESE	SE	SEE	S	HOR	
En.	27	27	41	128	190	240	253	241	227	214	
Feb.	30	30	80	165	230	244	243	213	192	249	
Mar.	34	45	124	195	234	237	214	168	137	275	
Abr.	37	88	159	209	228	212	169	107	75	283	
May	43	117	178	214	218	190	132	67	46	282	
Jun.	55	127	184	214	212	179	117	55	43	279	
Jul.	45	116	176	210	213	185	129	65	46	278	
Agos.	38	87	156	203	220	204	162	103	72	277	
Sept.	35	42	119	185	222	225	206	163	134	266	
Oct.	31	31	79	159	211	237	235	207	187	244	
Nov.	27	27	42	126	187	236	249	237	224	213	
Dic.	26	26	29	1112	180	234	247	247	237	199	

Fuente: (Pita E. , 2014).

Anexo 5. Factor de sombreado para vidrios. [CS]

	Tipo de vidrio	Espesor nominal de cada vidrio claro ^a	Transmisión solar ^b
VIDRIO SENCILLO	Sencillo		
	Claro	3/32 a 1/4	0.87-0.80
	Claro	1/4 a 1/2	0.80-0.71
	Claro	3/8	0.72
	Claro	1/2	0.67
	Claro con figuras	1/8 a 9/32	0.87-0.79
	Absorbente de calor, con figuras ^c	1/8	
	Absorbente de calor ^c	3/16 a 1/4	0.46
	Absorbente de calor, con figuras	3/16 a 1/4	
	Colorado	1/8 a 7/32	0.59-0.45
	Absorbente de calor, o con figuras		0.44-0.30
	Absorbente de calor ^c	3/8	0.34
Absorbente de calor, o con figuras	1/2	0.24	
Vidrio recubierto reflector			

Fuente: (Pita E. , 2014).

Anexo 6. Factor de carga de enfriamiento para vidrios [FCE]

Latitud norte.	Ventana viendo hacia él	Construcción del recinto	Hora solar, h																									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24		
N	L	M	H	0.17	0.14	0.11	0.09	0.08	0.33	0.42	0.48	0.56	0.63	0.71	0.76	0.80	0.82	0.82	0.79	0.80	0.84	0.61	0.48	0.38	0.31	0.25	0.20	
	L	M	H	0.23	0.20	0.18	0.16	0.14	0.34	0.41	0.46	0.52	0.59	0.65	0.70	0.73	-0.75	0.76	0.74	0.75	0.79	0.61	0.50	0.42	0.36	0.31	0.27	
	L	M	H	0.25	0.23	0.21	0.20	0.19	0.38	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.69	0.72	0.73	0.72	0.70	0.74	0.57	0.46	0.39	0.34	0.31	0.28		
NE	L	M	H	-0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.23	0.41	0.51	0.51	0.45	0.39	0.36	0.33	0.31	0.28	0.26	0.23	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	
	L	M	H	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.21	0.36	0.44	0.45	0.40	0.36	0.33	0.31	0.30	0.28	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.09	0.08	
	L	M	H	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.23	0.37	0.44	0.44	0.39	0.34	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.16	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	
E	L	M	H	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.19	0.37	0.51	0.57	0.57	0.51	0.42	0.36	0.32	0.29	0.25	0.22	0.19	0.14	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05	
	L	M	H	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.18	0.33	0.44	0.50	0.51	0.45	0.39	0.35	0.32	0.29	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08	
	L	M	H	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.21	0.34	0.45	0.50	0.49	0.43	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.22	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10	
SE	L	M	H	0.05	0.04	0.04	0.03	0.02	0.13	0.28	0.43	0.55	0.62	0.63	0.57	0.48	0.42	0.37	0.33	0.28	0.24	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07	
	L	M	H	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.14	0.26	0.38	0.48	0.54	0.55	0.51	0.45	0.40	0.36	0.33	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10	
	L	M	H	0.11	0.10	0.10	0.09	0.08	0.17	0.28	0.40	0.49	0.53	0.53	0.48	0.41	0.36	0.33	0.30	0.27	0.24	0.20	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	
S	L	M	H	0.08	0.07	0.05	0.04	0.04	0.06	0.09	0.14	0.22	0.34	0.48	0.59	0.65	0.65	0.59	0.50	0.43	0.36	0.28	0.22	0.18	0.15	0.12	0.10	
	L	M	H	0.12	0.11	0.09	0.08	0.07	0.08	0.11	0.14	0.21	0.31	0.42	0.52	0.57	0.58	0.53	0.47	0.41	0.36	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	
	L	M	H	0.13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.12	0.14	0.17	0.24	0.33	0.43	0.51	0.56	0.55	0.50	0.43	0.38	0.32	0.26	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15	
SW	L	M	H	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.16	0.24	0.36	0.49	0.60	0.66	0.66	0.58	0.43	0.33	0.27	0.22	0.18	0.14
	L	M	H	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.09	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.23	0.33	0.44	0.53	0.58	0.59	0.53	0.41	0.33	0.28	0.24	0.21	0.18	
	L	M	H	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.12	0.13	0.14	0.16	0.17	0.19	0.25	0.34	0.44	0.52	0.56	0.56	0.49	0.37	0.30	0.25	0.21	0.19	0.17	
W	L	M	H	0.12	0.10	0.08	0.07	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13	0.14	0.20	0.32	0.45	0.57	0.64	0.61	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14	
	L	M	H	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.19	0.29	0.40	0.50	0.56	0.55	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17	
	L	M	H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.13	0.14	0.15	0.16	0.21	0.30	0.40	0.49	0.54	0.52	0.38	0.30	0.24	0.21	0.18	0.16	
NW	L	M	H	0.11	0.09	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.23	0.33	0.47	0.59	0.60	0.43	0.33	0.26	0.21	0.17	0.14	
	L	M	H	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.09	0.10	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	0.18	0.21	0.30	0.42	0.51	0.53	0.39	0.32	0.26	0.22	0.19	0.16	
	L	M	H	0.14	0.12	0.11	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.15	0.16	0.18	0.19	0.19	0.22	0.30	0.41	0.50	0.51	0.36	0.29	0.23	0.20	0.17	0.15	

Fuente: (Pita E. , 2014).

Anexo 7. Tasa de ganancia de calor según actividad en recintos

Degree of Activity	Location	Total Heat, Btu/h		Sensible Heat, Btu/h	Latent Heat, Btu/h	% Sensible Heat that is Radiant ^b	
		Adult Male	Adjusted, M/F ^a			Low V	High V
Seated at theater	Theater, matinee	390	330	225	105		
Seated at theater, night	Theater, night	390	350	245	105	60	27
Seated, very light work	Offices, hotels, apartments	450	400	245	155		
Moderately active office work	Offices, hotels, apartments	475	450	250	200		
Standing, light work; walking	Department store; retail store	550	450	250	200	58	38
Walking, standing	Drug store, bank	550	500	250	250		
Sedentary work	Restaurant ^c	490	550	275	275		
Light bench work	Factory	800	750	275	475		
Moderate dancing	Dance hall	900	850	305	545	49	35
Walking 3 mph; light machine work	Factory	1000	1000	375	625		
Bowling ^d	Bowling alley	1500	1450	580	870		
Heavy work	Factory	1500	1450	580	870	54	19
Heavy machine work; lifting	Factory	1600	1600	635	965		
Athletics	Gymnasium	2000	1800	710	1090		

Fuente: (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook , 2009)

Anexo 8. Ganancia de calor por equipos

Appliance	Energy Rate, Btu/h		Rate of Heat Gain, Btu/h				Usage Factor F_u	Radiation Factor F_r
	Rated	Standby	Sensible Radiant	Sensible Convective	Latent	Total		
Cabinet: hot serving (large), insulated*	6,800	1,200	400	800	0	1,200	0.18	0.33
Cabinet: hot serving (large), uninsulated	6,800	3,500	700	2,800	0	3,500	0.51	0.2
Cabinet: proofing (large)*	17,400	1,400	1,200	0	200	1,400	0.08	0.86
Cabinet: proofing (small-15 shelf)	14,300	3,900	0	900	3,000	3,900	0.27	0
Coffee brewing urn	13,000	1,200	200	300	700	1,200	0.09	0.17
Drawer warmers, 2-drawer (moist holding)*	4,100	500	0	0	200	200	0.12	0
Egg cooker	10,900	700	300	400	0	700	0.06	0.43
Espresso machine*	8,200	1,200	400	800	0	1,200	0.15	0.33
Food warmer: steam table (2-well-type)	5,100	3,500	300	600	2,600	3,500	0.69	0.09
Freezer (small)	2,700	1,100	500	600	0	1,100	0.41	0.45
Hot dog roller*	3,400	2,400	900	1,500	0	2,400	0.71	0.38
Hot plate: single burner, high speed	3,800	3,000	900	2,100	0	3,000	0.79	0.3
Hot-food case (dry holding)*	31,100	2,500	900	1,600	0	2,500	0.08	0.36
Hot-food case (moist holding)*	31,100	3,300	900	1,800	600	3,300	0.11	0.27
Microwave oven: commercial (heavy duty)	10,900	0	0	0	0	0	0	0
Oven: countertop conveyORIZED bake/finishing*	20,500	12,600	2,200	10,400	0	12,600	0.61	0.17
Panini*	5,800	3,200	1,200	2,000	0	3,200	0.55	0.38
Popcorn popper*	2,000	200	100	100	0	200	0.1	0.5
Rapid-cook oven (quartz-halogen)*	41,000	0	0	0	0	0	0	0
Rapid-cook oven (microwave/convection)*	24,900	4,100	1,000	3,100	0	1,000	0.16	0.24
Reach-in refrigerator*	4,800	1,200	300	900	0	1,200	0.25	0.25
Refrigerated prep table*	2,000	900	600	300	0	900	0.45	0.67
Steamer (bun)	5,100	700	600	100	0	700	0.14	0.86
Toaster: 4-slice pop up (large): cooking	6,100	3,000	200	1,400	1,000	2,600	0.49	0.07
Toaster: contact (vertical)	11,300	5,300	2,700	2,600	0	5,300	0.47	0.51
Toaster: conveyor (large)	32,800	10,300	3,000	7,300	0	10,300	0.31	0.29
Toaster: small conveyor	5,800	3,700	400	3,300	0	3,700	0.64	0.11
Waffle iron	3,100	1,200	800	400	0	1,200	0.39	0.67

Anexos

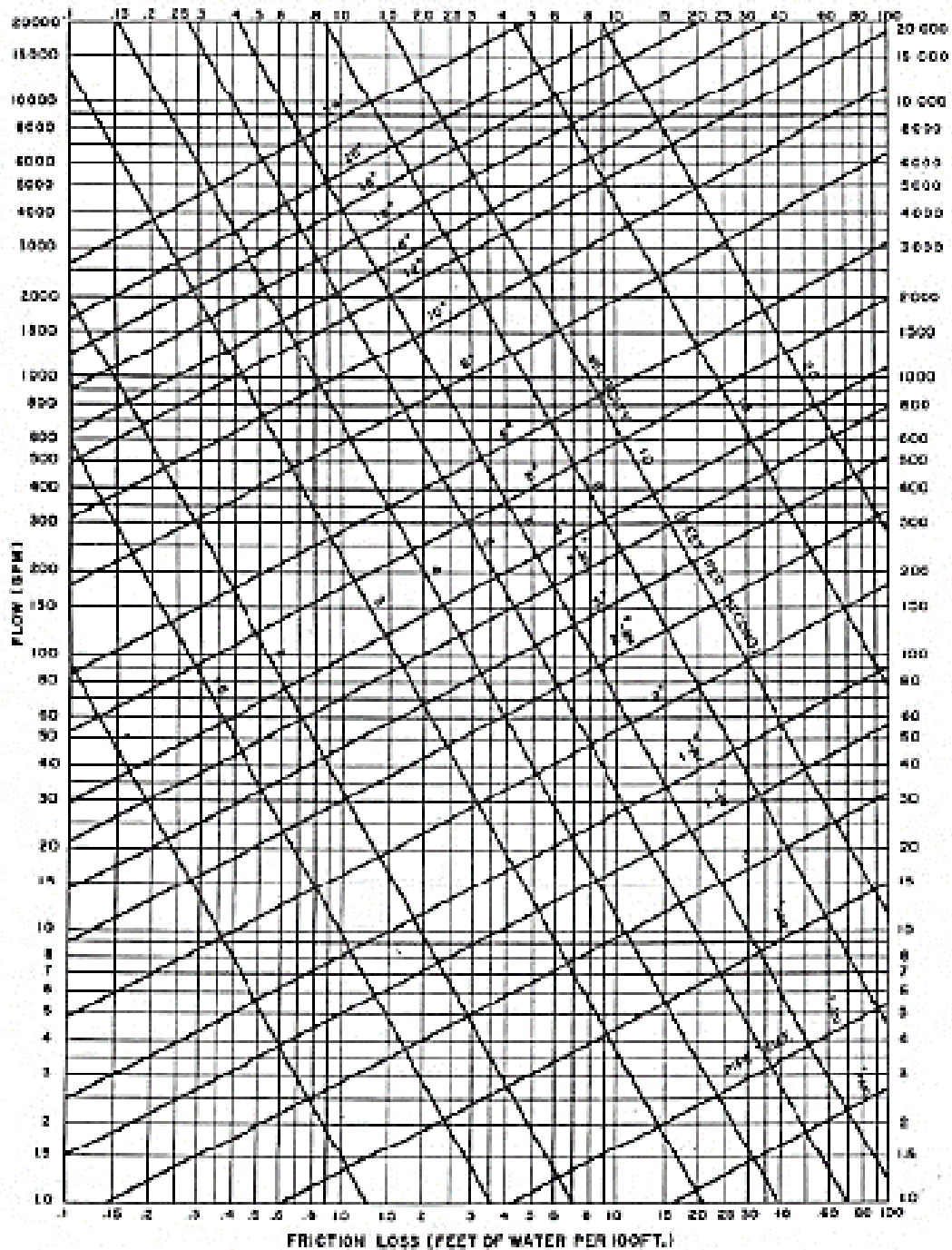
Equipment	Description	Nameplate Power Consumption, W	Average Power Consumption, W
Desktop computer ^a	Manufacturer A (model A); 2.8 GHz processor, 1 GB RAM	480	73
	Manufacturer A (model B); 2.6 GHz processor, 2 GB RAM	480	49
	Manufacturer B (model A); 3.0 GHz processor, 2 GB RAM	690	77
	Manufacturer B (model B); 3.0 GHz processor, 2 GB RAM	690	48
	Manufacturer A (model C); 2.3 GHz processor, 3 GB RAM	1200	97
Laptop computer ^b	Manufacturer 1; 2.0 GHz processor, 2 GB RAM, 17 in. screen	130	36
	Manufacturer 1; 1.8 GHz processor, 1 GB RAM, 17 in. screen	90	23
	Manufacturer 1; 2.0 GHz processor, 2 GB RAM, 14 in. screen	90	31
	Manufacturer 2; 2.13 GHz processor, 1 GB RAM, 14 in. screen, tablet PC	90	29
	Manufacturer 2; 366 MHz processor, 130 MB RAM, 14 in. screen)	70	22
	Manufacturer 3; 900 MHz processor, 256 MB RAM (10.5 in. screen)	50	12
Flat-panel monitor ^c	Manufacturer X (model A); 30 in. screen	383	90
	Manufacturer X (model B); 22 in. screen	360	36
	Manufacturer Y (model A), 19 in. screen	288	28
	Manufacturer Y (model B), 17 in. screen	240	27
	Manufacturer Z (model A), 17 in. screen	240	29
	Manufacturer Z (model C), 15 in. screen	240	19

Equipment	Description	Nameplate Power Consumption, W	Average Power Consumption, W
Laser printer, typical desktop, small-office type ^a	Printing speed up to 10 pages per minute	430	137
	Printing speed up to 35 pages per minute	890	74
	Printing speed up to 19 pages per minute	508	88
	Printing speed up to 17 pages per minute	508	98
	Printing speed up to 19 pages per minute	635	110
	Printing speed up to 24 page per minute	1344	130
Multifunction (copy, print, scan) ^b	Small, desktop type	600	30
		40	15
Scanner ^b	Medium, desktop type	700	135
	Small, desktop type	19	16
Copy machine ^c	Large, multiuser, office type	1750	800 (idle 260 W)
		1440	550 (idle 135 W)
		1850	1060 (idle 305 W)
Fax machine	Medium	936	90
	Small	40	20
Plotter	Manufacturer A	400	250
	Manufacturer B	456	140

Fuente: (ASHRAE, Fundamentals ASHRAE Handbook , 2009).

Anexo 9. Nomograma de diseño de tuberías

CHART 4—FRICTION LOSS FOR OPEN PIPING SYSTEMS
Schedule 40 Pipe



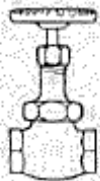


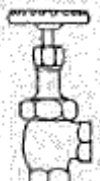
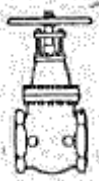

Fuente: (Carrier, 2009).

Anexo 10. Caída de presión en tuberías

Método de longitudes equivalentes

TABLE 10—VALVE LOSSES IN EQUIVALENT FEET OF PIPE*

Screwed, Welded, Flanged, and Flared Connections

NOMINAL PIPE OR TUBE SIZE (in.)	GLOBE†	60° - Y	45° - Y	ANGLE‡	GATE††	SWING CHECK‡	LIFT CHECK
							
3/4	17	8	6	6	0.6	3	Globe & Vertical Lift Same as Globe Valve**
1/2	18	9	7	7	0.7	6	
3/4	22	11	9	9	0.9	8	
1	29	15	12	12	1.0	10	
1 1/4	38	20	15	15	1.5	14	
1 1/2	43	24	18	18	1.8	16	
2	55	30	24	24	2.3	20	
2 1/2	69	35	29	29	2.8	25	
3	84	43	35	35	3.2	30	
3 1/2	100	50	41	41	4.0	35	
4	120	58	47	47	4.5	40	Angle Lift Same as Angle Valve
5	140	71	58	58	6	50	
6	170	88	70	70	7	60	
8	220	115	85	85	9	80	
10	280	145	105	105	12	100	
12	320	165	130	130	13	120	
14	360	185	155	155	15	135	
16	410	210	180	180	17	150	
18	460	240	200	200	19	165	
20	520	275	235	235	22	200	
24	610	320	265	265	25	240	

*Losses are for all valves in fully open position.










†These losses do not apply to valves with needle point type seats.

‡Losses also apply to the in-line, ball type check valve.

**For "Y" pattern globe lift check valve with seat approximately equal to the nominal pipe diameter, use values of 60° "Y" valve for loss.

††Regular and short pattern plug cock valves, when fully open, have same loss as gate valve. For valve losses of short pattern plug cocks above 6 in., check manufacturer.

TABLE 11—FITTING LOSSES IN EQUIVALENT FEET OF PIPE
Screwed, Welded, Flanged, Flared, and Brazed Connections

NOMINAL PIPE OR TUBE SIZE (in.)	SMOOTH BEND ELBOWS						SMOOTH BEND TEES			
	90° Std*	90° Long Rad.†	90° Street*	45° Std*	45° Street*	180° Std*	Flow-Thru Branch	Straight-Thru Flow		
									No Reduction 	Reduced ¼ 
¾	1.4	0.9	2.3	0.7	1.1	2.3	2.7	0.9	1.2	1.4
½	1.6	1.0	2.5	0.8	1.3	2.5	3.0	1.0	1.4	1.6
¾	2.0	1.4	3.2	0.9	1.6	3.2	4.0	1.4	1.9	2.0
1	2.6	1.7	4.1	1.3	2.1	4.1	5.0	1.7	2.3	2.6
1¼	3.3	2.3	5.6	1.7	3.0	5.6	7.0	2.3	3.1	3.3
1½	4.0	2.6	6.3	2.1	3.4	6.3	8.0	2.6	3.7	4.0
2	5.0	3.3	8.2	2.6	4.5	8.2	10	3.3	4.7	5.0
2½	6.0	4.1	10	3.2	5.2	10	12	4.1	5.6	6.0
3	7.5	5.0	12	4.0	6.4	12	15	5.0	7.0	7.5
3½	9.0	5.9	15	4.7	7.3	15	18	5.9	8.0	9.0
4	10	6.7	17	5.2	8.5	17	21	6.7	9.0	10
5	13	8.2	21	6.5	11	21	25	8.2	12	13
6	16	10	25	7.9	13	25	30	10	14	16
8	20	13	—	10	—	33	40	13	18	20
10	25	16	—	13	—	42	50	16	23	25
12	30	19	—	16	—	50	60	19	26	30
14	34	23	—	18	—	55	68	23	30	34
16	38	26	—	20	—	62	78	26	35	38
18	42	29	—	23	—	70	85	29	40	42
20	50	33	—	26	—	81	100	33	44	50
24	60	40	—	30	—	94	115	40	50	60

Recomendación de velocidad del agua en tuberías

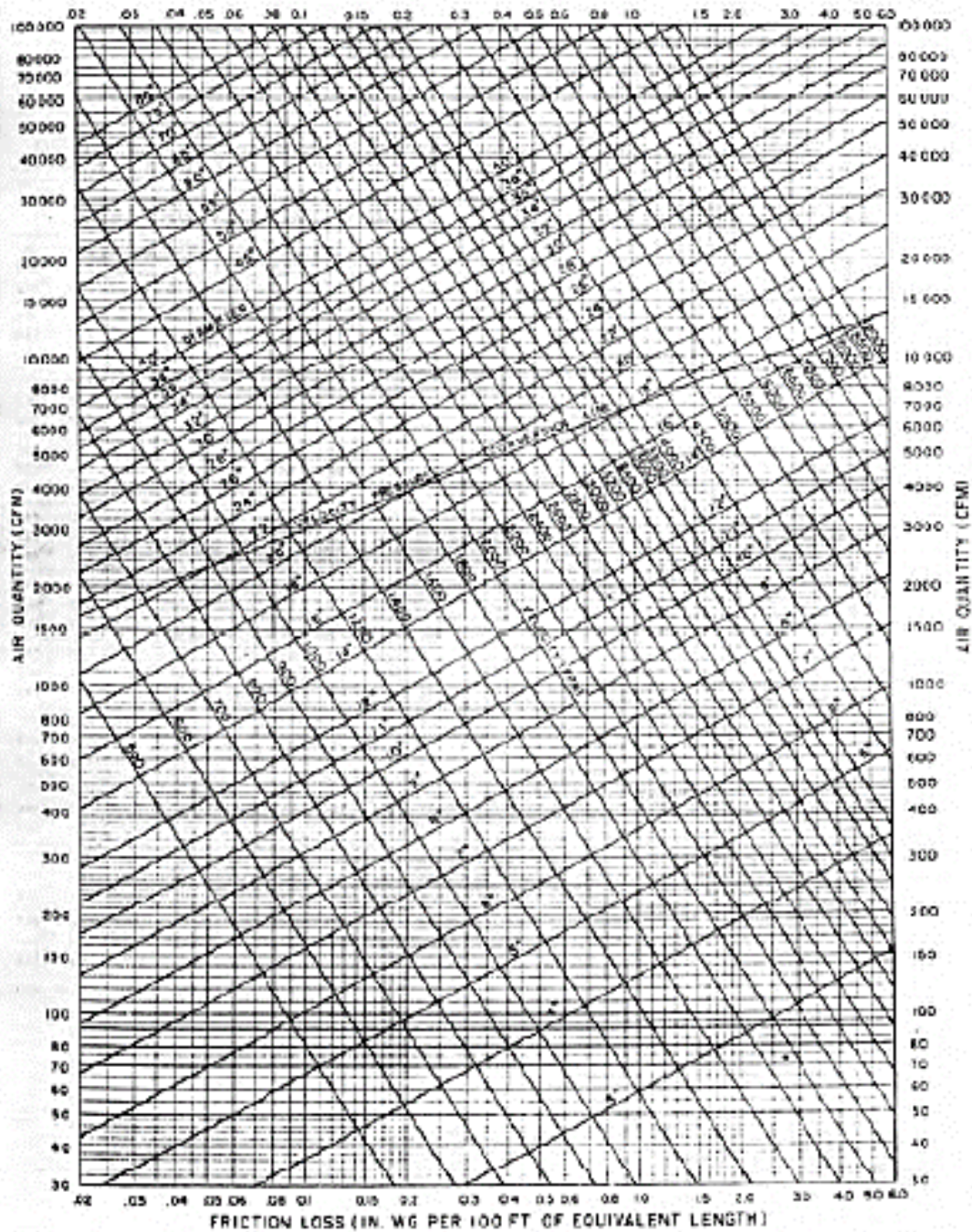
TABLE 13—RECOMMENDED WATER VELOCITY

SERVICE	VELOCITY RANGE (fps)
Pump discharge	8 - 12
Pump suction	4 - 7
Drain line	4 - 7
Header	4 - 15
Riser	3 - 10
General service	5 - 10
City water	3 - 7

Fuente: (Carrier, 2009).

Anexo 11. Nomograma de diseño de ductos

CHART 7—FRICTION LOSS FOR ROUND DUCT



Fuente: (Carrier, 2009).

Anexo 12. Pérdidas de presión en ducto: factores

Debido a la velocidad del fluido


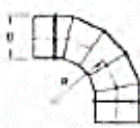
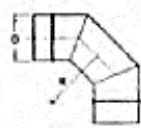
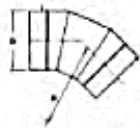

VELOCITY PRESSURE (in. wg)	VELOCITY (Ft/Min)	VELOCITY PRESSURE (in. wg)	VELOCITY (Ft/Min)	VELOCITY PRESSURE (in. wg)	VELOCITY (Ft/Min)	VELOCITY PRESSURE (in. wg.)	VELOCITY (Ft/Min)
.01	400	.29	2150	.58	3050	1.28	4530
.02	565	.30	2190	.60	3100	1.32	4600
.03	695	.31	2230	.62	3150	1.36	4670
.04	800	.32	2260	.64	3200	1.40	4730
.05	895	.33	2300	.66	3250	1.44	4800
.06	980	.34	2330	.68	3300	1.48	4870
.07	1060	.35	2370	.70	3350	1.52	4930
.08	1130	.36	2400	.72	3390	1.56	5000
.09	1200	.37	2440	.74	3440	1.60	5060
.10	1270	.38	2470	.76	3490	1.64	5120
.11	1330	.39	2500	.78	3530	1.68	5190
.12	1390	.40	2530	.80	3580	1.72	5250
.13	1440	.41	2560	.82	3620	1.76	5310
.14	1500	.42	2590	.84	3670	1.80	5370
.15	1550	.43	2620	.86	3710	1.84	5430
.16	1600	.44	2650	.88	3750	1.88	5490
.17	1650	.45	2680	.90	3790	1.92	5550
.18	1700	.46	2710	.92	3840	1.96	5600
.19	1740	.47	2740	.94	3880	2.00	5660
.20	1790	.48	2770	.96	3920	2.04	5710
.21	1830	.49	2800	.98	3960	2.08	5770
.22	1880	.50	2830	1.00	4000	2.12	5830
.23	1920	.51	2860	1.04	4080	2.16	5880
.24	1960	.52	2880	1.08	4160	2.20	5940
.25	2000	.53	2910	1.12	4230	2.24	5990
.26	2040	.54	2940	1.16	4310	2.28	6040
.27	2080	.55	2970	1.20	4380		
.28	2120	.56	2990	1.24	4460		

NOTES: 1. Data for standard air (29.92 in. Hg and 70 F)


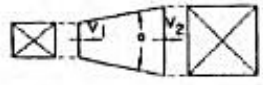

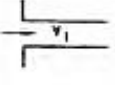

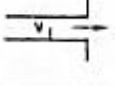


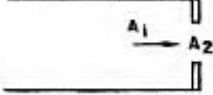
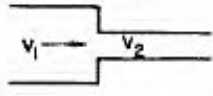
2. Data derived from the following equation:

$$h_v = \left(\frac{V}{4005} \right)^2 \quad \text{where: } V = \text{velocity in fpm,} \\ h_v = \text{pressure difference termed "velocity head" (in. wg).}$$

Debido a accesorios

ELBOW DIA METER (in.)	90° SMOOTH	90° 5-PIECE	90° 3-PIECE	45° 3-PIECE	45° SMOOTH
					
	R/D = 1.5	R/D = 1.5	R/D = 1.5	R/D = 1.5	R/D = 1.5
ADDITIONAL EQUIVALENT LENGTH OF STRAIGHT DUCT (FT)					
3	2.3	3	6	1.5	1.1
4	3	4	8	2	1.5
5	3.8	5	10	2.5	1.9
6	4.5	6	12	3	2.3
7	5.3	7	14	3.5	2.6
8	6	8	16	4	3
9	—	9	18	4.5	—
10	—	10	20	5	—
11	—	11	22	5.5	—
12	—	12	24	6	—
14	—	14	28	7	—
16	—	16	32	8	—
18	—	18	36	9	—
20	—	20	40	10	—
22	—	22	44	11	—
24	—	24	48	12	—

Anexos

ELEMENT	CONDITIONS	VALUE OF n																																									
Transformer 	$V_2 = V_1$ S.P. Loss = nhv_1	.15																																									
Expansion 	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">v_2/v_1</th> <th colspan="6">"n"</th> </tr> <tr> <th colspan="6">Angle "a"</th> </tr> <tr> <th></th> <th>5°</th> <th>10°</th> <th>15°</th> <th>20°</th> <th>30°</th> <th>40°</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>.20</td> <td>.83</td> <td>.74</td> <td>.68</td> <td>.62</td> <td>.52</td> <td>.45</td> </tr> <tr> <td>.40</td> <td>.89</td> <td>.83</td> <td>.78</td> <td>.74</td> <td>.68</td> <td>.64</td> </tr> <tr> <td>.60</td> <td>.93</td> <td>.87</td> <td>.84</td> <td>.82</td> <td>.79</td> <td>.77</td> </tr> </tbody> </table> S.P. Regain = $n(hv_1 - hv_2)$	v_2/v_1	"n"						Angle "a"							5°	10°	15°	20°	30°	40°	.20	.83	.74	.68	.62	.52	.45	.40	.89	.83	.78	.74	.68	.64	.60	.93	.87	.84	.82	.79	.77	
v_2/v_1	"n"																																										
	Angle "a"																																										
	5°	10°	15°	20°	30°	40°																																					
.20	.83	.74	.68	.62	.52	.45																																					
.40	.89	.83	.78	.74	.68	.64																																					
.60	.93	.87	.84	.82	.79	.77																																					
Contraction 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>a</th> <th>30°</th> <th>45°</th> <th>60°</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>1.02††</td> <td>1.04</td> <td>1.07</td> </tr> </tbody> </table> S.P. Loss = $n(hv_2 - hv_1)$ ††Slope 1" in 4"	a	30°	45°	60°	n	1.02††	1.04	1.07																																		
a	30°	45°	60°																																								
n	1.02††	1.04	1.07																																								
Abrupt Entrance 	S.P. Loss = nhv_1	.35																																									
Bellmouth Entrance 		.03																																									
Abrupt Exit 	S.P. Loss or Regain Considered Zero																																										
Bellmouth Exit 																																											
Re-entrant Entrance 	S.P. Loss = nhv_1	.85																																									
Sharp Edge Round Orifice 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>A_2/A_1</th> <th>0</th> <th>.25</th> <th>.50</th> <th>.75</th> <th>1.00</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>2.5</td> <td>2.3</td> <td>1.9</td> <td>1.1</td> <td>0</td> </tr> </tbody> </table> S.P. Loss = nhv_2	A_2/A_1	0	.25	.50	.75	1.00	n	2.5	2.3	1.9	1.1	0																														
A_2/A_1	0	.25	.50	.75	1.00																																						
n	2.5	2.3	1.9	1.1	0																																						
Abrupt Contraction 	<table border="1"> <thead> <tr> <th>V_1/V_2</th> <th>0</th> <th>.25</th> <th>.50</th> <th>.75</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>n</td> <td>1.34</td> <td>1.24</td> <td>.96</td> <td>.52</td> </tr> </tbody> </table> S.P. Loss = nhv_2	V_1/V_2	0	.25	.50	.75	n	1.34	1.24	.96	.52																																
V_1/V_2	0	.25	.50	.75																																							
n	1.34	1.24	.96	.52																																							

Fuente: (Carrier, 2009).


Anexo 13. Dimensionamiento de ductos

TABLE 6—DUCT DIMENSIONS, SECTION AREA, CIRCULAR EQUIVALENT DIAMETER,* AND DUCT CLASS†

SIDE	6		8		10		12		14		16		18		20		22	
	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.
10	.39	8.4	.52	9.8	.65	10.9												
12	.45	9.1	.62	10.7	.77	11.9	.94	13.1										
14	.52	9.8	.72	11.5	.91	12.9	1.09	14.2	1.28	15.3								
16	.59	10.4	.81	12.2	1.02	13.7	1.24	15.1	1.45	16.3	1.67	17.5						
18	.66	11.0	.91	12.9	1.15	14.5	1.40	16.0	1.63	17.3	1.87	18.5	2.12	19.7				
20	.72	11.5	.99	13.5	1.26	15.2	1.54	16.8	1.81	18.2	2.07	19.5	2.34	20.7	2.61	21.9		
22	.78	12.0	1.08	14.1	1.38	15.9	1.69	17.6	1.99	19.1	2.27	20.4	2.57	21.7	2.86	22.9	3.17	24.1
24	.84	12.4	1.16	14.6	1.50	16.6	1.83	18.3	2.14	19.8	2.47	21.3	2.78	22.6	3.11	23.9	3.43	25.1
26	.89	12.8	1.26	15.2	1.61	17.2	1.97	19.0	2.31	20.6	2.64	22.1	3.01	23.5	3.35	24.8	3.71	26.1
28	.95	13.2	1.33	15.6	1.71	17.7	2.09	19.6	2.47	21.3	2.86	22.9	3.25	24.4	3.60	25.7	4.00	27.1
30	1.01	13.6	1.41	16.1	1.82	18.3	2.22	20.2	2.64	22.0	3.06	23.7	3.46	25.2	3.89	26.7	4.27	28.0
32	1.07	14.0	1.48	16.5	1.93	18.8	2.36	20.8	2.81	22.7	3.25	24.4	3.68	26.0	4.12	27.5	4.55	28.9
34	1.13	14.4	1.58	17.0	2.03	19.3	2.49	21.4	2.96	23.3	3.43	25.1	3.89	26.7	4.37	28.3	4.81	29.7
36	1.18	14.7	1.65	17.4	2.14	19.8	2.61	21.9	3.11	23.9	3.63	25.8	4.09	27.4	4.58	29.0	5.07	30.5
38	1.23	15.0	1.73	17.8	2.25	20.3	2.76	22.5	3.27	24.5	3.80	26.4	4.30	28.1	4.84	29.8	5.37	31.4
40	1.28	15.3	1.81	18.2	2.33	20.7	2.88	23.0	3.43	25.1	3.97	27.0	4.52	28.8	5.07	30.5	5.62	32.1
42	1.33	15.6	1.86	18.5	2.43	21.1	2.98	23.4	3.57	25.6	4.15	27.6	4.71	29.4	5.31	31.2	5.86	32.8
44	1.38	15.9	1.95	18.9	2.52	21.5	3.11	23.9	3.71	26.1	4.33	28.2	4.90	30.0	5.55	31.9	6.12	33.5
46	1.43	16.2	2.01	19.2	2.61	21.9	3.22	24.3	3.88	26.7	4.49	28.7	5.10	30.6	5.76	32.5	6.37	34.2
48	1.48	16.5	2.09	19.6	2.71	22.3	3.35	24.8	4.03	27.2	4.65	29.2	5.30	31.2	5.97	33.1	6.64	34.9
50			2.16	19.9	2.81	22.7	3.46	25.2	4.15	27.6	4.84	29.8	5.51	31.8	6.19	33.7	6.87	35.5
52			2.22	20.2	2.91	23.1	3.57	25.6	4.30	28.1	5.00	30.3	5.72	32.4	6.41	34.3	7.14	36.0
54			2.29	20.5	2.98	23.4	3.71	26.1	4.43	28.5	5.17	30.8	5.90	32.9	6.64	34.9	7.38	36.8
56			2.38	20.9	3.09	23.8	3.83	26.5	4.55	28.9	5.31	31.2	6.08	33.4	6.87	35.5	7.62	37.4
58			2.43	21.1	3.19	24.2	3.94	26.9	4.68	29.3	5.48	31.7	6.26	33.9	7.06	36.0	7.87	38.0
60			2.50	21.4	3.27	24.5	4.06	27.3	4.84	29.8	5.65	32.2	6.50	34.5	7.26	36.5	8.12	38.6
64			2.64	22.0	3.46	25.2	4.24	27.9	5.10	30.6	5.91	33.1	6.87	35.5	7.71	37.6	8.59	39.7
68					3.63	25.8	4.49	28.7	5.37	31.4	6.26	33.9	7.18	36.3	8.12	38.6	9.03	40.7
72					3.83	26.3	4.71	29.4	5.69	32.3	6.60	34.8	7.54	37.2	8.50	39.5	9.52	41.8
76					4.09	27.4	4.91	30.0	5.86	32.8	6.83	35.4	7.95	38.2	8.90	40.4	9.98	42.8
80					4.15	27.6	5.17	30.8	6.15	33.6	7.22	36.4	8.29	39.0	9.21	41.1	10.4	43.8
84							5.41	31.5	6.41	34.5	7.54	37.2	8.55	39.6	9.75	42.3	10.8	44.6
88							5.58	32.0	6.64	34.9	7.87	38.0	8.94	40.5	10.1	43.1	11.2	45.4
92							5.79	32.6	6.91	35.6	8.12	38.6	9.29	41.5	10.4	43.8	11.7	46.3
96							5.90	33.0	7.14	36.2	8.40	39.2	9.70	42.1	10.8	44.5	12.1	47.2
100									7.40	36.9	8.50	39.5	9.80	42.5	11.3	45.5	12.3	47.6

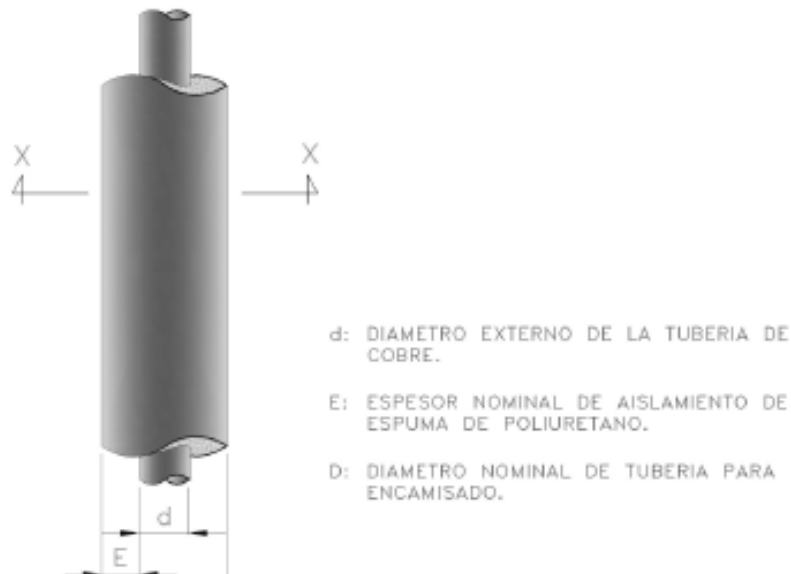
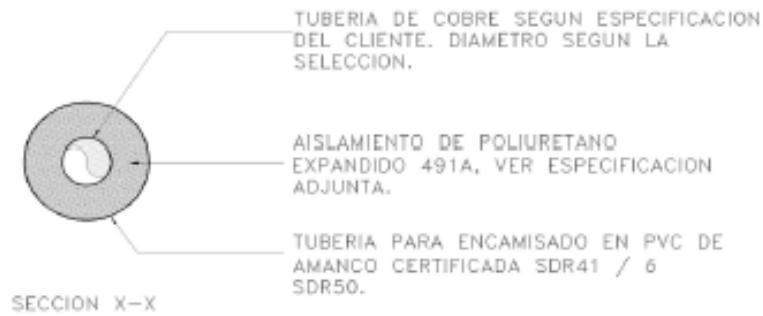
Fuente: (Carrier, 2009).

Anexo 14. Ficha técnica Tubería Preaislada TUPRECO

FICHA TECNICA				
PRODUCTO:		Tubería Pre Aislada TUPRECO /		
FECHA:		enero / 2014		
Revisada por :		Ing. Ricardo Vargas IM 8097		
Versión:		TUPRECO-0114-01-COBRE		

1. Descripción General del Producto

Tubería aislada con espuma de Poliuretano tipo 491A, (ver ficha técnica adjunta).
La tubería es de material COBRE *, según la especificación que se adjunta.



Anexos

2. Especificaciones Generales:

Tubería interna:	Será de COBRE *, según especificaciones del cliente		
especificación*:	Según requerimiento de cada proyecto.		
diámetro:	Según requerimiento de cada proyecto.		
Longitud:	8	mts	
noma:	APLICA SEGUN ESPECIFICACION DE CLIENTE		
tipo:	soldada		

tubería camisa externa:	Será de PVC con aditivos anti rayos UV, color blanca		
	TUPRECO		
especificación:	Similar a Sanitaria	TUPRECO	
diámetro:	Según requerimiento de cada proyecto.		
Longitud:	8	mts	
noma:	ASTM según cada tubería.		
tipo:	n.a.		

accesorios para tubería lado presión:	Será de COBRE *, según especificaciones del cliente		
especificación*:	Según requerimiento de cada proyecto.		
diámetro:	Según requerimiento de cada proyecto.		
noma:	APLICA SEGUN ESPECIFICACION DE CLIENTE		
tipo:	soldada		

aislamiento:	Espuma de Poliuretano Inyectada en cámara presurizada.		
especificación:	ELASTOPOR 491 A - LUPRANATE M20S		
espesor:	De acuerdo al cálculo de cada proyecto, con las condiciones puntuales		
propiedades típicas			
	METODO	UNIDAD	VALOR
Densidad Core Empacada:	ASTM D 1622	kg/m ³	> 36
Conductividad Térmica:	ASTM C 518	BTU-in/F-hr-ft ²	= o < 0.15
Resistencia a la compresión 10%:	ASTM D 1621	kg/cm ²	= o > 1.0
Estabilidad dimensional @ -28°C/48 hrs	ASTM D 2128	%	< 1

Fuente: (TUPRECO , 2014).

Anexo 15. Características del agua

906

TABLAS Y GRÁFICAS

TABLA A-31

Propiedades del agua saturada

Temp. T, °F	Presión de saturación P _{sat} , psia	Densidad ρ, lbm/ft ³		Entalpía de vaporización h _{fg} , Btu/lbm	Calor específico c _p , Btu/lbm · R		Conductividad térmica k, Btu/h · ft · R		Viscosidad dinámica μ, lbm/ft · s		Número de Prandtl Pr		Coeficiente de expansión volumétrica β, 1/R
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
32.02	0.0887	62.41	0.00030	1075	1.010	0.446	0.324	0.0099	1.204 × 10 ⁻³	6.194 × 10 ⁻⁴	13.5	1.00	-0.038 × 10 ⁻³
40	0.1217	62.42	0.00034	1071	1.004	0.447	0.329	0.0100	1.038 × 10 ⁻³	6.278 × 10 ⁻⁴	11.4	1.01	0.003 × 10 ⁻³
50	0.1780	62.41	0.00059	1065	1.000	0.448	0.335	0.0102	8.781 × 10 ⁻⁴	6.361 × 10 ⁻⁴	9.44	1.01	0.047 × 10 ⁻³
60	0.2563	62.36	0.00083	1060	0.999	0.449	0.341	0.0104	7.536 × 10 ⁻⁴	6.444 × 10 ⁻⁴	7.95	1.00	0.080 × 10 ⁻³
70	0.3632	62.30	0.00115	1054	0.999	0.450	0.347	0.0106	6.556 × 10 ⁻⁴	6.556 × 10 ⁻⁴	6.79	1.00	0.115 × 10 ⁻³
80	0.5073	62.22	0.00158	1048	0.999	0.451	0.352	0.0108	5.764 × 10 ⁻⁴	6.667 × 10 ⁻⁴	5.89	1.00	0.145 × 10 ⁻³
90	0.6988	62.12	0.00214	1043	0.999	0.453	0.358	0.0110	5.117 × 10 ⁻⁴	6.778 × 10 ⁻⁴	5.14	1.00	0.174 × 10 ⁻³
100	0.9503	62.00	0.00286	1037	0.999	0.454	0.363	0.0112	4.578 × 10 ⁻⁴	6.889 × 10 ⁻⁴	4.54	1.01	0.200 × 10 ⁻³
110	1.2763	61.86	0.00377	1031	0.999	0.456	0.367	0.0115	4.128 × 10 ⁻⁴	7.000 × 10 ⁻⁴	4.05	1.00	0.224 × 10 ⁻³
120	1.6945	61.71	0.00493	1026	0.999	0.458	0.371	0.0117	3.744 × 10 ⁻⁴	7.111 × 10 ⁻⁴	3.63	1.00	0.246 × 10 ⁻³
130	2.225	61.55	0.00636	1020	0.999	0.460	0.375	0.0120	3.417 × 10 ⁻⁴	7.222 × 10 ⁻⁴	3.28	1.00	0.267 × 10 ⁻³
140	2.892	61.38	0.00814	1014	0.999	0.463	0.378	0.0122	3.136 × 10 ⁻⁴	7.333 × 10 ⁻⁴	2.98	1.00	0.287 × 10 ⁻³
150	3.722	61.19	0.0103	1008	1.000	0.465	0.381	0.0125	2.889 × 10 ⁻⁴	7.472 × 10 ⁻⁴	2.73	1.00	0.306 × 10 ⁻³
160	4.745	60.99	0.0129	1002	1.000	0.468	0.384	0.0128	2.675 × 10 ⁻⁴	7.583 × 10 ⁻⁴	2.51	1.00	0.325 × 10 ⁻³
170	5.996	60.79	0.0161	996	1.001	0.472	0.386	0.0131	2.483 × 10 ⁻⁴	7.722 × 10 ⁻⁴	2.90	1.00	0.346 × 10 ⁻³
180	7.515	60.57	0.0199	990	1.002	0.475	0.388	0.0134	2.317 × 10 ⁻⁴	7.833 × 10 ⁻⁴	2.15	1.00	0.367 × 10 ⁻³
190	9.343	60.35	0.0244	984	1.004	0.479	0.390	0.0137	2.169 × 10 ⁻⁴	7.972 × 10 ⁻⁴	2.01	1.00	0.382 × 10 ⁻³
200	11.53	60.12	0.0297	978	1.005	0.483	0.391	0.0141	2.036 × 10 ⁻⁴	8.083 × 10 ⁻⁴	1.88	1.00	0.395 × 10 ⁻³
210	14.125	59.87	0.0359	972	1.007	0.487	0.392	0.0144	1.917 × 10 ⁻⁴	8.222 × 10 ⁻⁴	1.77	1.00	0.412 × 10 ⁻³
212	14.698	59.82	0.0373	970	1.007	0.488	0.392	0.0145	1.894 × 10 ⁻⁴	8.250 × 10 ⁻⁴	1.75	1.00	0.417 × 10 ⁻³
220	17.19	59.62	0.0432	965	1.009	0.492	0.393	0.0148	1.808 × 10 ⁻⁴	8.333 × 10 ⁻⁴	1.67	1.00	0.429 × 10 ⁻³
230	20.78	59.36	0.0516	959	1.011	0.497	0.394	0.0152	1.711 × 10 ⁻⁴	8.472 × 10 ⁻⁴	1.58	1.00	0.443 × 10 ⁻³
240	24.97	59.09	0.0612	952	1.013	0.503	0.394	0.0156	1.625 × 10 ⁻⁴	8.611 × 10 ⁻⁴	1.50	1.00	0.462 × 10 ⁻³
250	29.82	58.82	0.0723	946	1.015	0.509	0.395	0.0160	1.544 × 10 ⁻⁴	8.611 × 10 ⁻⁴	1.43	1.00	0.480 × 10 ⁻³
260	35.42	58.53	0.0850	939	1.018	0.516	0.395	0.0164	1.472 × 10 ⁻⁴	8.861 × 10 ⁻⁴	1.37	1.00	0.497 × 10 ⁻³
270	41.85	58.24	0.0993	932	1.020	0.523	0.395	0.0168	1.406 × 10 ⁻⁴	9.000 × 10 ⁻⁴	1.31	1.01	0.514 × 10 ⁻³
280	49.18	57.94	0.1156	925	1.023	0.530	0.395	0.0172	1.344 × 10 ⁻⁴	9.111 × 10 ⁻⁴	1.25	1.01	0.532 × 10 ⁻³
290	57.53	57.63	0.1390	918	1.026	0.538	0.395	0.0177	1.289 × 10 ⁻⁴	9.250 × 10 ⁻⁴	1.21	1.01	0.549 × 10 ⁻³
300	66.98	57.31	0.1545	910	1.029	0.547	0.394	0.0182	1.236 × 10 ⁻⁴	9.389 × 10 ⁻⁴	1.16	1.02	0.566 × 10 ⁻³
320	89.60	56.65	0.2033	895	1.036	0.567	0.393	0.0191	1.144 × 10 ⁻⁴	9.639 × 10 ⁻⁴	1.09	1.03	0.636 × 10 ⁻³
340	117.93	55.95	0.2637	880	1.044	0.590	0.391	0.0202	1.063 × 10 ⁻⁴	9.889 × 10 ⁻⁴	1.02	1.04	0.656 × 10 ⁻³
360	152.92	55.22	0.3377	863	1.054	0.617	0.389	0.0213	9.972 × 10 ⁻⁵	1.013 × 10 ⁻³	0.973	1.06	0.681 × 10 ⁻³
380	195.60	54.46	0.4275	845	1.065	0.647	0.385	0.0224	9.361 × 10 ⁻⁵	1.041 × 10 ⁻³	0.932	1.08	0.720 × 10 ⁻³
400	241.1	53.65	0.5359	827	1.078	0.683	0.382	0.0237	8.833 × 10 ⁻⁵	1.066 × 10 ⁻³	0.893	1.11	0.771 × 10 ⁻³
450	422.1	51.46	0.9082	775	1.121	0.799	0.370	0.0271	7.722 × 10 ⁻⁵	1.130 × 10 ⁻³	0.842	1.20	0.912 × 10 ⁻³
500	680.0	48.95	1.479	715	1.188	0.972	0.352	0.0312	6.833 × 10 ⁻⁵	1.200 × 10 ⁻³	0.830	1.35	1.111 × 10 ⁻³
550	1046.7	45.96	4.268	641	1.298	1.247	0.329	0.0368	6.083 × 10 ⁻⁵	1.280 × 10 ⁻³	0.864	1.56	1.445 × 10 ⁻³
600	1541	42.32	3.736	550	1.509	1.759	0.299	0.0461	5.389 × 10 ⁻⁵	1.380 × 10 ⁻³	0.979	1.90	1.885 × 10 ⁻³
650	2210	37.31	6.152	422	2.086	3.103	0.267	0.0677	4.639 × 10 ⁻⁵	1.542 × 10 ⁻³	1.30	2.54	
700	3090	27.28	13.44	168	13.80	25.90	0.254	0.1964	3.417 × 10 ⁻⁵	2.044 × 10 ⁻³	6.68	9.71	
705.44	3204	19.79	19.79	0	=	=	=	=	2.897 × 10 ⁻⁵	2.897 × 10 ⁻³			

Nota 1: La viscosidad cinemática ν y la difusividad térmica α se pueden calcular a partir de sus definiciones: ν = μ/ρ y α = k/ρc_p = ν/Pr. Las temperaturas 32.02°F, 212°F y 705.44°F son las temperaturas del punto triple, de ebullición y crítico del agua, respectivamente. Las propiedades citadas anteriormente (excepto la densidad del vapor) se pueden usar a cualquier presión con error despreciable, excepto a temperaturas cerca del valor de punto crítico.

Nota 2: La unidad Btu/lbm · °F para calor específico es equivalente a Btu/lbm · R, y la unidad Btu/h · ft · °F para conductividad térmica es equivalente a Btu/h · ft · R.

Fuente: Los datos de viscosidad y conductividad térmica están tomados de J. V. Sengers y J. T. R. Watson, *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 15 (1986), pp. 1291-1322. Otros datos se obtuvieron de diversas fuentes o se calcularon.

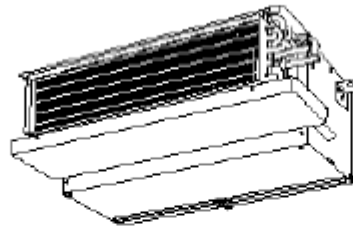
Fuente: (Cengel Y. , 2011).

Anexo 16. Equipos de aire acondicionado

Equipos tipo Fan coil

Project: Hotel Las Catalinas (July)
Prepared By: July Castro Navarro

04/25/2017
02:29p.m.



Unit Parameters

Tag Name: Maquina 1 tonelada
Quantity: 1
Unit Model: 42CEA04VLCY5AYYC
Unit Type: 42CE Ceiling, Furred-In with Plenum
Unit Size: 400 CFM
Shipping Options: Standard
Fan Speed: High
Motor/Drive: PSC Motor

Dimensions

Unit Length: 20.00 in
Unit Width: 31.25 in
Unit Height: 10.50 in
Shipping Weight: 70 lb

Coil Parameters

System Type: 2-Pipe Cooling Only
Cooling Coil: Cold Fluid Cooling
Cooling Coil Rows: 2 rows
Coil Hand: Left Hand

Electrical

Motor Voltage: 115-1-60 (PSC Std) V-Ph-Hz

Unit Parameters

Tag Name: Maquina 1,5 toneladas
Quantity: 1
Unit Model: 42CEA06VLCY5AYYC
Unit Type: 42CE Ceiling, Furred-In with Plenum
Unit Size: 600 CFM
Shipping Options: Standard
Fan Speed: High
Motor/Drive: PSC Motor

Dimensions

Unit Length: 20.00 in
Unit Width: 36.25 in
Unit Height: 10.50 in
Shipping Weight: 82 lb

Coil Parameters

System Type: 2-Pipe Cooling Only
Cooling Coil: Cold Fluid Cooling
Cooling Coil Rows: 2 rows
Coil Hand: Left Hand

Electrical

Motor Voltage: 115-1-60 (PSC Std) V-Ph-Hz

Anexos

Unit Parameters

Tag Name: _____ Maquina 3 toneladas
 Quantity: _____ 1
 Unit Model: _____ 42CEA12VLCY5AYYC
 Unit Type: 42CE Ceiling, Furred-In with Plenum
 Unit Size: _____ 1200 CFM
 Shipping Options: _____ Standard
 Fan Speed: _____ High
 Motor/Drive: _____ PSC Motor

Dimensions


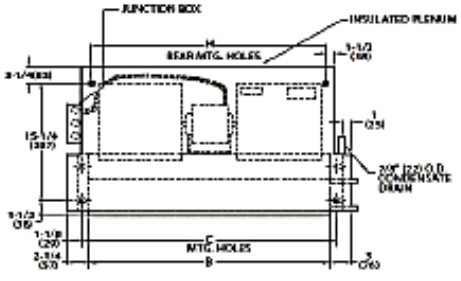
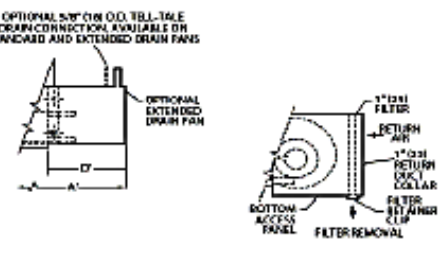
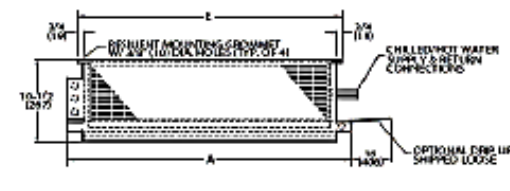
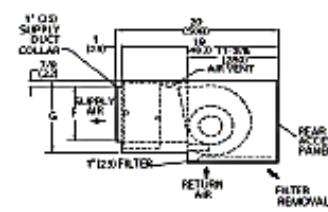
Unit Length: _____ 20.00 in
 Unit Width: _____ 65.25 in
 Unit Height: _____ 10.50 in
 Shipping Weight: _____ 154 lb

Coil Parameters

System Type: _____ 2-Pipe Cooling Only
 Cooling Coil: _____ Cold Fluid Cooling
 Cooling Coil Rows: _____ 2 rows
 Coil Hand: _____ Left Hand

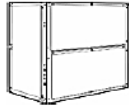
Electrical

Motor Voltage: _____ 115-1-60 (PSC Std) V-Ph-Hz

 Carrier A United Technologies Company	THESE DIMENSIONS ARE THE PROPERTY OF Carrier Corporation and are derived from the 42CEA series of units with the 42CEA12VLCY5AYYC unit. No other dimensions should be used without the Carrier Corporation's written consent.	SUBMISSION OF THESE DIMENSIONS OR DIMENSIONS OBTAINED FROM THESE DIMENSIONS CONSTITUTE ACCEPTANCE OF CONTRACT.	HORIZONTAL FURRED-IN FAN COIL WITH PLENUM	42CEA																
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;">  <p style="text-align: center;">TOP VIEW</p> </div> <div style="width: 45%;"> <p style="font-size: 8px;">OPTIONAL 3/4" (19.05) O.D. TBL. TALE DRAIN CONNECTION AVAILABLE FOR STANDARD AND EXTENDED DRAIN FANS</p>  <p style="text-align: center;">OPTIONAL REAR RETURN</p> </div> </div> <div style="margin-top: 10px;">  <p style="text-align: center;">FRONT VIEW</p> </div> <div style="margin-top: 10px;">  <p style="text-align: center;">RIGHT SIDE VIEW</p> </div> <div style="margin-top: 10px; width: 100%;"> <p>NOTE:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. R.H. shown, L.H. opposite. 2. Optional drip lip not required with optional extended drain pan. 3. All dimensions ±1/4". 4. Plenum hanger clip location may vary depending on unit accessories. Grommets have 3/8" diameter hole. 5. Galvanized finish. </div> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; margin-top: 10px;"> <thead> <tr> <th style="width: 10%;">Unit Size</th> <th style="width: 90%;">FA Dust Dimensions (in)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>02</td> <td>10-1/2 x 18-1/4</td> </tr> <tr> <td>03</td> <td>10-1/2 x 22-1/4</td> </tr> <tr> <td>04</td> <td>10-1/2 x 28-1/4</td> </tr> <tr> <td>05</td> <td>10-1/2 x 33-1/4</td> </tr> <tr> <td>06</td> <td>10-1/2 x 40-1/4</td> </tr> <tr> <td>08</td> <td>10-1/2 x 54-1/4</td> </tr> <tr> <td>12</td> <td>10-1/2 x 62-1/4</td> </tr> </tbody> </table>					Unit Size	FA Dust Dimensions (in)	02	10-1/2 x 18-1/4	03	10-1/2 x 22-1/4	04	10-1/2 x 28-1/4	05	10-1/2 x 33-1/4	06	10-1/2 x 40-1/4	08	10-1/2 x 54-1/4	12	10-1/2 x 62-1/4
Unit Size	FA Dust Dimensions (in)																			
02	10-1/2 x 18-1/4																			
03	10-1/2 x 22-1/4																			
04	10-1/2 x 28-1/4																			
05	10-1/2 x 33-1/4																			
06	10-1/2 x 40-1/4																			
08	10-1/2 x 54-1/4																			
12	10-1/2 x 62-1/4																			
UNIT MODEL	NOM CFM	DIMENSION- INCHES										FILTER SIZE(in)	QUANTITY/UNIT		JOB NAME					
		A	A'	B	C	D	E	F	G	H		BLWR	MOTOR							
42CEA02	200	21-1/4	31-1/4	18	18-1/4	13	10-3/4	8-1/4	8-3/4	15-3/8	10x 18	1	1	JOB NUMBER						
42CEA03	300	25-1/4	35-1/4	20	22-1/4	14	23-3/4	8-1/4	8-3/4	19-3/8	10x 22	1	1	DATE						
42CEA04	400	31-1/4	43-1/4	28	28-1/4	15	29-3/4	8-1/4	8-3/4	25-3/8	10x 28	2	1	06/25/2010						
42CEA05	600	35-1/4	43-1/4	31	33-1/4	10	34-3/4	7-1/2	10	30-3/8	10x 33	2	1	DRAWING NUMBER						
42CEA06	800	43-1/4	57-1/4	38	40-1/4	17	41-3/4	7-1/2	10	37-3/8	10x 40	2	1	42CE-202-1						
42CEA10	1000	57-1/4	65-1/4	52	54-1/4	11	55-3/4	7-1/2	10	51-3/8	10x 54	4	2	REVISION	SHEET					
42CEA12	1200	65-1/4	75-1/4	60	62-1/4	13	63-3/4	7-1/2	10	59-3/8	10x 62	4	2	G	1 OF 1					

Equipos tipo centrales

Unit Report For Restaurante	
Project: Hotel Las Catalinas (July) Prepared By: July Castro Navaro	04/25/2017 02:29p.m.



Indoor Unit Parameters
 Unit Model: 40RUS
 Unit Size: 8.5 Tons
 No. of Splits: 1
 Voltage: 230-3-60 V-Ph-Hz

System Parameter
 System Quantity: 1
 Compressor Type: N/A

Indoor Unit Dimensions and Weight
 Unit Length: 4' 1.0"
 Unit Width: 2' 4.2"
 Unit Height: 4' 8.1"
 Unit Shipping Weight: 382 lb
 Unit Operating Weight: 391 lb

System: 40RUS010
 System Quantity: 1
 Altitude: 0.0 ft

Indoor Unit Parameters
 PartNumber: 40RUSA10A1A6-0A0A0
 Unit Model: 40RUS
 Unit Size: 8.5 Tons
 No. of Splits: 1
 Voltage: 230-3-60 V-Ph-Hz
 Actual Airflow: 3000.0 CFM
 Total Clg Cap.(Gross): 103.5 MBH
 Sensible Clg Cap.(Gross): 75.7 MBH
 Ent Air DB: 80.0 °F
 Ent Air WB: 67.0 °F
 Ent Enthalpy: 31.44 BTU/lb
 Lvg Air DB: 56.9 °F
 Lvg Air WB: 56.0 °F
 Lvg Enthalpy: 23.77 BTU/lb
 Coil Bypass Factor: 0.085
 Fluid Flow Rate: 20.7 gpm
 Ent Fluid Temp: 45.0 °F
 Lvg Fluid Temp: 55.0 °F
 Fluid Rise: 10.0 °F
 Fluid PD: 3.4 ft wg
 Fluid Type: Fresh Water
 Fluid Conc: 0 %

Indoor Supply Fan
 Indoor Unit External Static: 0.60 in wg
 Economizer Loss: 0.00 in wg
 Grille Loss: 0.00 in wg
 Plenum Loss: 0.00 in wg
 Acc. Heating Loss: 0.00 in wg
 Total Ext Static: 0.60 in wg
 Fan Speed: 704 RPM
 Fan Power: 0.96 BHP
 Fan Motor Max: 2.40 BHP
 Fan Motor FLA: 5.2 Amps
 Motor and Standard Drive Required.

Indoor Electrical Data
 Unit Voltage: 230-3-60 V-Ph-Hz
 Unit MCA: 7.0 Amps
 Unit MOCP: 15.0 Amps
 Notice: Indoor unit elect. data is based on 230-3-60

Acoustics
 Sound Power Levels, db re 10E-12 Watts

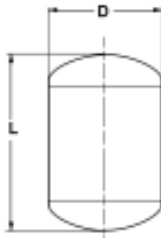
Anexo 17. Tanque de expansión

Bell & Gossett®

QTY	TAGGING	MANUF	PART NUMBER	MODEL NUMBER	DESCRIPTION	SUBMITTAL NUMBER	(Page 2)
1		B&G	1BN204	HFT-90	HFT Diaphragm Tank Size Size: 14 Gallons/ Accept: 11,5 Gallons Tank to be charged in the field to 40 psig. Online Literature & Service Manuals CAD Piping Schematic CAD Product Drawing	A-317_Pg1.htm	Page_2.htm

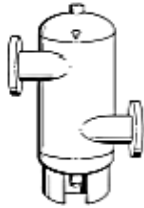
Tank Summary:

Tank Physical Properties		System Conditions		Sizing Requirements	
D	15,375 inches	System Type	Commerical System with Air Elimination	Required Expansion Tank Size	8,2 gallons
L	21,0 inches	Start-up Temp.	40 °F	Required Expansion Volume	3,4 gallons
Connection	0,5 inches	Ave. Design Temp	90 °F		
Capacity	14 gallons	Initial Tank Pressure	40 psi		
Acceptance	11,5 gallons	Max. Tank Pressure	80 psi		
Approx. Shpg. Weight	23,0 lbs.	System Volume	884 gallons		
		Fluid Type	Water		



Fuente: Bell & Gossette.

Anexo 18. Tanque separador de aire y válvula de venteo



ROLAIRTROL[®]
Air Separator
 Flanged Less Strainer
 Air Control and Elimination

DESCRIPTION

The Rolairtrol Air Separator is an ASME vessel designed with tangential openings to create a low velocity vortex where air is separated and removed from the circulating water.

CONSTRUCTION MATERIALS

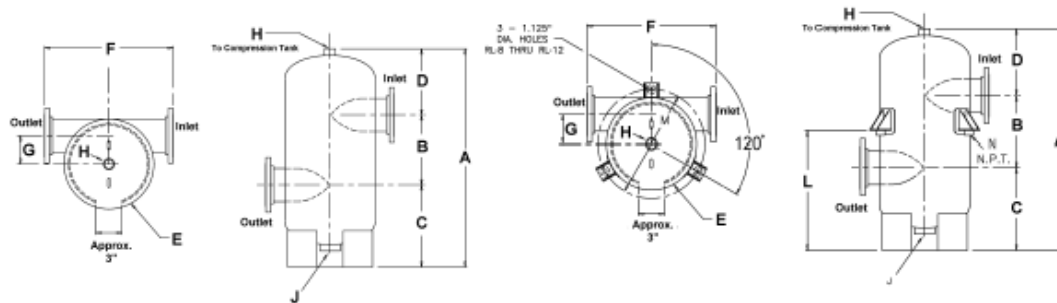
- Designed and constructed per ASME Section VIII, Division 1
- Shell: Carbon Steel

MAXIMUM WORKING PRESSURE

125 PSIG (862 kPa)

MAXIMUM OPERATING TEMPERATURE

350°F (177°C)



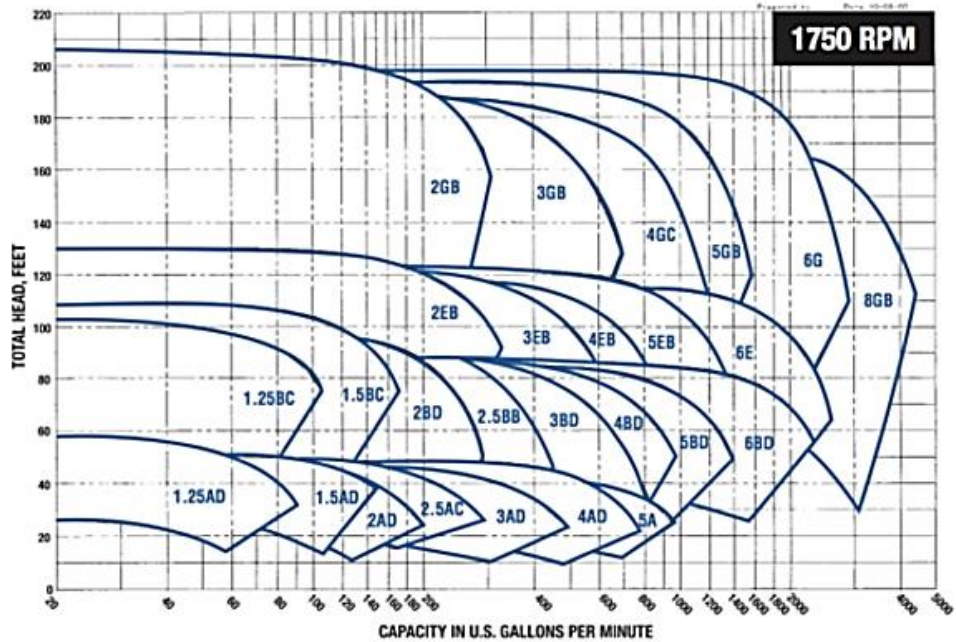
DIMENSIONS in Inches (mm) AND WEIGHTS in Lbs (kg)

MODEL NUMBER	A	B	C	D	E	F	G	H	J	L*	M*	N*	Cv	Approx. Volume In Gallons (Ltr.)	Approx. Shpg. Wt. In Lbs. (Kg)	Flood Wt. Less Bracket In Lbs. (Kg)	Bracket Wt. In Lbs. (Kg)†
RL-3F (B)	26-7/8 (683)	8 (203)	10-13/16 (275)	8-1/16 (205)	10-3/4 (273)	22-3/4 (578)	3-5/8 (92)	1-1/4 (32)	2 (51)	13-3/8 (340)	14 (356)	2 (51)	215	7 (26)	115 (52)	173 (79)	9 (4)
RL-4F (B)	31-7/16 (799)	10 (254)	11-15/16 (303)	9-1/2 (241)	12-3/4 (324)	20-1/2 (521)	4-1/8 (105)	1-1/2 (38)	2 (51)	15-3/8 (391)	16 (406)	2 (51)	370	13 (49)	155 (70)	263 (119)	9 (4)
RL-5F (B)	37 (940)	12 (305)	14-1/16 (357)	10-15/16 (278)	16 (406)	23-3/4 (603)	5-1/4 (133)	1-1/2 (38)	2 (51)	18-1/2 (470)	19-3/8 (492)	2 (51)	580	25 (95)	205 (93)	414 (188)	9 (4)
RL-6F (B)	44-1/16 (1119)	14 (356)	16-13/16 (427)	13-1/4 (337)	18 (457)	25-3/4 (654)	5-11/16 (144)	1-1/2 (38)	2 (51)	22-1/8 (562)	21-1/4 (540)	2 (51)	850	34 (129)	280 (127)	564 (256)	9 (4)

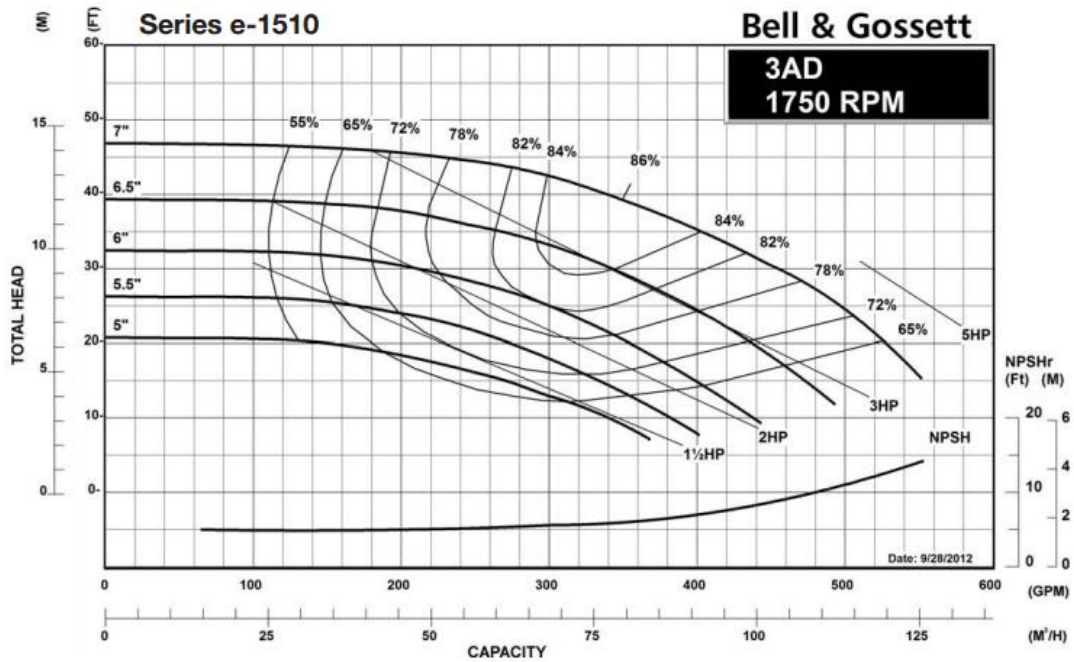
Fuente: Bell & Gossette.

Anexo 19 Selección de bombas

Series e-1510 Performance Curves

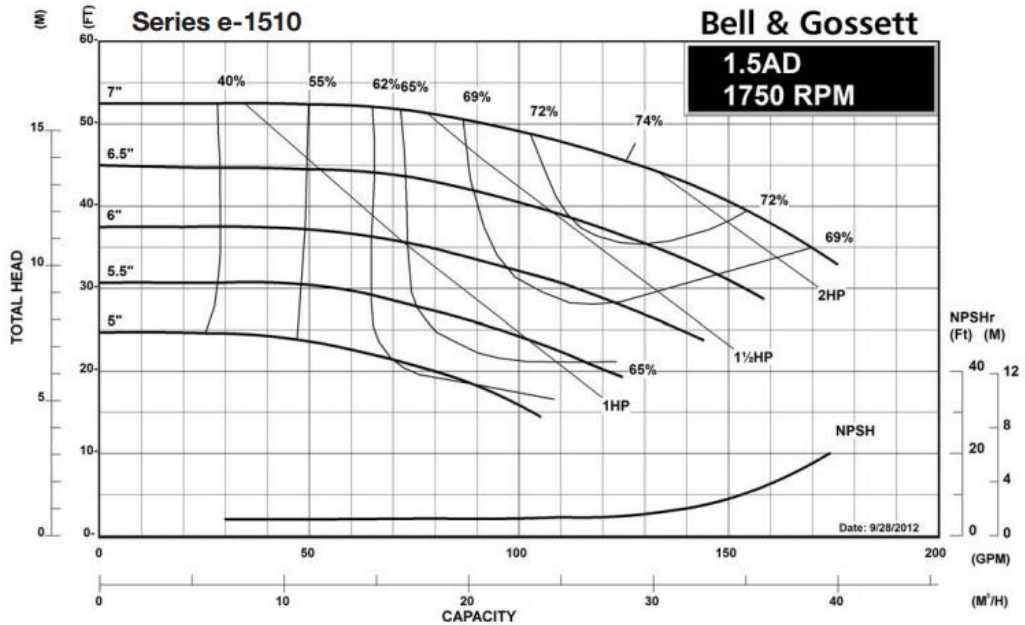


Bomba sistema primario

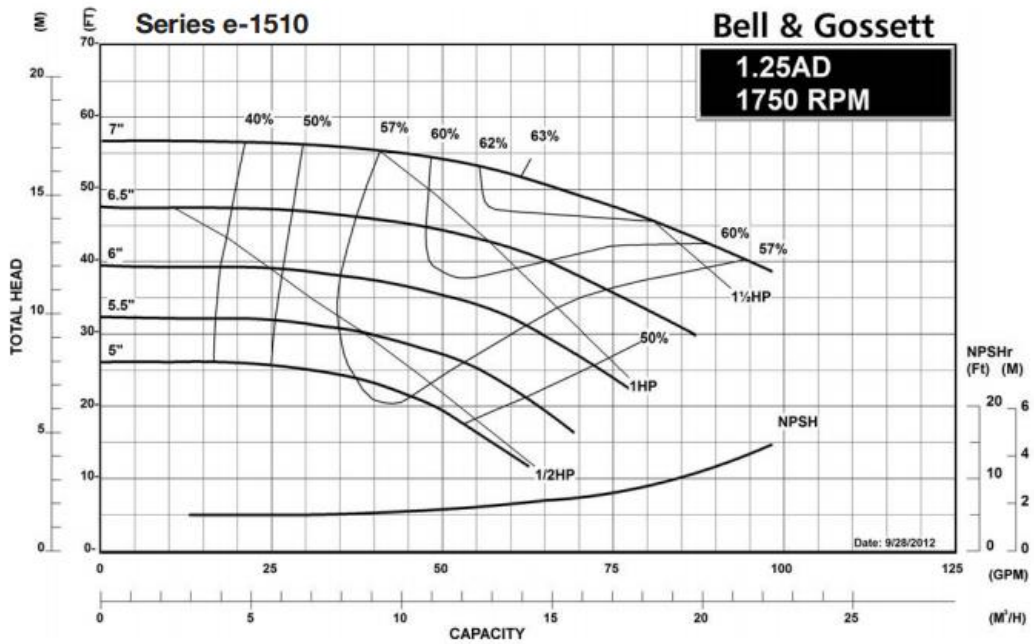


Bombas del sistema secundario

Circuito serie 01 y serie 02



Circuito serie 02



Fuente: Bell & Gossette.

Anexo 20. Válvula de alivio

Bell & Gossett

SUBMITTAL

A-434D

JOB:	REPRESENTATIVE:	
UNIT TAG:	SUBMITTED BY:	DATE:
ENGINEER:	APPROVED BY:	DATE:
CONTRACTOR:		



Safety Relief Valves ASME

Valves and Fittings

Patent No. 3,294,114

DESCRIPTION

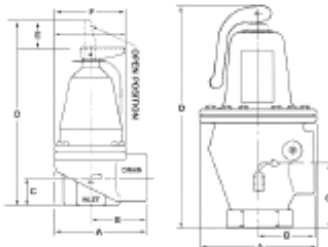
B&G diaphragm operated cast iron and diaphragm-assist operated bronze ASME Safety Relief Valves are designed to protect fired and unfired hot water pressure vessels against over-pressure conditions. These valves feature a unique failsafe disc with sufficient area to permit the valves to maintain their safety relief function in the event of a diaphragm rupture. These valves are designed, manufactured, tested and labeled in accordance with the requirements of Section IV of the ASME Boiler and Pressure Vessel code. They are offered in a wide range of capacities to permit a close match with the boiler output rating.

OPERATING DATA

MODEL	MAXIMUM WORKING PRESSURE	MAXIMUM OPERATING TEMPERATURE
790	125 PSIG (8.6 bar)	250°F (121°C)
3301	50 PSIG (3.4 bar)	250°F (121°C)
4100		

CONSTRUCTION

790 & 1170	3301 & 4100
Body: Brass	Body: Cast Iron
Diaphragm & Seat: EPDM	Diaphragm & Seat: EPDM
Internal Wetted Parts: Brass	Internal Wetted Parts: Brass



DIMENSIONS & WEIGHTS

MODEL NUMBER*	BODY	DIMENSIONS-INCHES (mm)								APPROXIMATE SHIPPING WEIGHT LBS. (kg)
		NPT CONNECTIONS		A	B	C	D	E	F	
		INLET	OUTLET							
790	BRONZE	3/4	3/4	2-9/16 (65.1)	1-1/2 (38.1)	3/4 (19.1)	4-9/16 (115.9)	1-1/32 (26.2)	2-3/16 (55.6)	1.2 (0.5)
1170	BRONZE	1	1	2-7/8 (73.0)	1-3/4 (44.5)	7/8 (22.2)	4-15/16 (125.4)	1-1/32 (26.2)	2-7/16 (61.9)	1.5 (0.7)

Fuente: Bell & Gossette.