

TECNOLÓGICO DE COSTA RICA
ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

TEC | Tecnológico
de Costa Rica



Clima Ideal S. A., División Especialista en Sistemas de Climatización

***“Diseño Mecánico de un Sistema de Agua Helada para
Acondicionamiento del Ambiente de la Ciudad Interactiva
Kidzania”***

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

José Bernal Valverde Pérez

Cartago, julio 2018

CARTA DE ENTENDIMIENTO

Fecha: 14 noviembre de 2018

Señores
Instituto Tecnológico de Costa Rica
Sistema de Bibliotecas del Tecnológico

Yo José Bernal Valverde Pérez
carné No. 2013021975 si autorizo no autorizo, al Sistema de Bibliotecas del Tecnológico
(SIBITEC), disponer del Trabajo Final de graduación, del cual soy autor, para optar por el grado
de Licenciatura en la carrera de Mantenimiento Industrial
Diseño Mecánico de un Sistema de Agua Helada para Acondicionamiento del
Ambiente de la Ciudad Interactiva Kidzania
presentado en la fecha 14 noviembre de 2018, con el título

para ser ubicado en el Repositorio Institucional y Catálogo SIBITEC, con el objetivo de ser visualizado a través de la red Internet.

Firma de estudiante:



Correo electrónico:

joseval@gmail.com

Cédula No.:

207300555

HOJA DE INFORMACIÓN

Información Personal

Nombre: José Bernal Valverde Pérez

Cédula: 2 0730 0555

Carné: 2013021975

Contacto: +506 8979-5560

Correo electrónico: jose67val@gmail.com / jvalverde@climaideal.com

Información Empresa

Nombre: Clima Ideal S. A

Actividad Principal: Diseño e Instalación de sistemas de climatización artificial y extracción.

Dirección: Pavas, San José

Contacto: Yamil Cordero Villalobos

Correo electrónico: ycordero@climaideal.com

Número de teléfono: +506 8381-8372

DEDICATORIA

Para DIOS que quiso que todo esto fuera así.

AGRADECIMIENTOS

A mi Dios y la Virgen de los Ángeles.

A mi gran mamá que siempre supo guiarme y apoyarme en todo momento desde que vine a este mundo, por ser esa fuente de inspiración que me hace querer llegar cada vez más lejos.

A mi gran papá que ha querido y luchado para darme lo mejor para mí.

A mis hermanas Stefanny y Fiorella porque siempre han sido mis tesoros.

A mis amigos con quienes compartí esta vivencia, especialmente a David y Deivid por darle significado a la palabra amistad.

A la empresa Clima Ideal por abrirme las puertas y brindarme todo su apoyo, en especial al equipo de trabajo que me adoptó, Yamil Cordero, Andrea Rodríguez y Mauricio Aguilar.

A el Tecnológico de Costa Rica, especialmente a la Escuela de Ingeniería Electromecánica y sus profesores.

A mi guía Manuel Mata por estar siempre presente y brindarme la ayuda necesaria para lograr concluir con este proyecto.

A todas las personas que de alguna manera estuvieron involucrados en este proceso.

ÍNDICE GENERAL

Hoja de información	3
Dedicatoria	4
Agradecimientos	5
Índice general.....	6
Índice de tablas	12
Índice de figuras.....	14
Resumen.....	16
Abstract.....	17
Capítulo 1. Generalidades de la empresa.....	18
1.1. Reseña de la empresa.....	18
1.2. Misión y valores	19
Capítulo 2. Descripción del proyecto.....	21
2.1. Introducción	21
2.2. Definición del problema	22
2.3. Justificación	23
2.4. Objetivo general	26
2.5. Objetivos específicos.....	26
2.6. Metodología.....	27
Capítulo 3. Marco Conceptual.....	28
3.1. Conceptos fundamentales	28
3.1.1. Presión.....	28
3.1.2. Líquidos y gases	29

3.1.3. Densidad.....	29
3.1.4. Presión de vapor y cavitación	29
3.2. Acondicionamiento del aire.....	29
3.2.1. Componentes del sistema de acondicionamiento del aire	30
3.2.2. Confort humano	31
3.2.3. Estándares de confort.....	33
3.3. Diseño del sistema de acondicionamiento del aire.....	35
3.4. Instalación sistema de aire acondicionado	36
3.5. Operación, mantenimiento y Servicio del sistema de aire acondicionado	37
3.6. Cálculo de cargas de enfriamiento	37
3.7. Efecto de almacenamiento de calor	37
3.8. Ganancia de calor en recintos	38
3.8.1. Conducción a través de la estructura exterior.....	39
3.8.2. Conducción a través de la estructura interior	40
3.8.3. Radiación solar a través de vidrios	41
3.8.4. Alumbrado.....	42
3.8.5. Personas.....	43
3.8.6. Equipo.....	43
3.9. Carga de refrigeración	44
3.9.1. Ventilación	44
3.9.2. Ganancia de calor en ductos	45
3.9.3. Calor desprendido en ventiladores y bomba.....	46
3.9.4. Fuga de aire en ductos	46
3.10. Carta psicométrica.....	46

3.10.1. Determinación de las condiciones del aire de suministro.....	48
3.10.2. Relación de calor sensible	48
3.11. Metodologías de diseño.....	48
3.11.1. Método de cálculo ASHRAE	48
3.11.2. Método de cálculo Btu/pie ²	49
3.11.3. Método de cálculo mediante <i>software</i> HAP	49
3.12. Método de igual fricción para diseño de ductos.....	50
3.13. Pérdida de presión en conexiones de ductos	51
3.14. Método de fricción constante para sistema de tubería	52
3.15. Aislamiento de tubería	53
3.16. Sistema de retorno de agua	54
3.16.1. Circuito en serie	54
3.16.2. Cabezal de un tubo	55
3.16.3. Cabezal de dos tubos con retorno directo.....	55
3.16.4. Cabezal de dos tubos con retorno inverso.....	56
3.17. Válvulas de flujo	56
3.17.1. De corte de flujo.....	57
3.17.2. Reguladoras de flujo	57
3.17.3. Limitadoras de dirección de flujo.....	57
3.18. Válvulas reguladoras de presión	57
3.19. Selección de bombas	57
3.20. Selección tanque de expansión.....	60
3.21. Control de aire y ventilación	60
3.22. Selección dispositivos de suministro de aire	60

3.23. Sistema descentralizado de enfriamiento	63
3.24. Sistema centralizado de enfriamiento.....	63
3.25. Sistema de agua helada	65
3.25.1. Chiller enfriado por aire.....	65
3.26. Sistema de volumen variable (VRF)	67
3.27. Eficiencia energética.....	68
Capítulo 4. Desarrollo del Proyecto.....	71
4.1. Distribución de locales.....	71
4.2. Localización e información meteorológica	73
4.3. Características del edificio	76
4.3.1. Áreas y materiales	77
4.3.2. Conducción de calor estructura externa, interna y por radiación	79
4.4. Ganancia de calor por alumbrado	79
4.5. Ganancia de calor por equipos.....	82
4.6. Ganancia de calor por personas.....	84
4.7. Carga de refrigeración	86
4.8. Selección de equipos.....	96
4.9. Diseño de sistema de ductos.....	98
4.10. Diseño de tubería y selección de equipo de bombeo	104
4.11. Selección sistema de bombeo	107
4.12. Selección tanque de compresión.....	111
4.13. Selección tanque separador y válvula de venteo	111
4.14. Análisis comparativo de diversos sistemas de climatización artificial.....	112
4.14.1. Sistema agua helada con máquinas enfriadoras al 100 % de su capacidad	

.....	113
4.14.2. Sistema agua helada con máquinas enfriadoras al 60 % y 40 % de capacidad.....	116
4.14.3. Sistema de volumen variable (VRF).....	120
4.14.4. Evaluación de las alternativas.....	123
Capítulo 5. Conclusiones y recomendaciones	126
5.1. Conclusiones	126
5.2. Recomendaciones	127
Capítulo 6. Bibliografía.....	129
Capítulo 7. Apéndice.....	131
7.1. Cálculo Cargas Internas	131
7.2. Cálculo Carga Térmica HAP.....	133
7.3. Diagrama agua helada Taco Hydronic Solutions.....	139
7.4. Cálculo System Syser.....	141
Capítulo 8. Anexos.....	142
8.1. DTCE para carga de enfriamiento debido a techo plano, 1 °F	142
8.2. Corrección DTCE por latitud y mes, 1 °F.....	143
8.3. FGCS para radiación a través de vidrio.....	144
8.4. Coeficiente de sombreado para vidrio	145
8.5. Tasa de ganancia de calor debido a personas	146
8.6. Tasa de ganancia de calor debido a equipo	147
8.7. Tasas mínimas de ventilación	150
8.8. Zonas de confort carta psicométrica.....	151
8.9. Ficha técnica máquina evaporadora (12000 Btu/h)	152

8.10. Ficha técnica bomba hidráulica	153
8.11. Ficha técnica tanque de expansión	154
8.12. Ficha técnica separadora de aire	155
8.13. Selección válvula de venteo	156

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Requerimientos Mínimos de Aire Fresco	32
Tabla 2. Valores de Ventilación Mínima.....	35
Tabla 3. Selección Difusores.....	62
Tabla 4. Indicadores Energéticos (COP, EER)	70
Tabla 5. Indicadores Energéticos (SCOP, SEER).....	70
Tabla 6. Locales por Acondicionar	71
Tabla 7. Locales por Acondicionar. Continuación	72
Tabla 8. Condiciones Climatológicas de la Zona	74
Tabla 9. Resumen Condiciones Máximas Exteriores	76
Tabla 10. Condiciones de Diseño Interior	76
Tabla 11. Ganancia de Calor por Iluminación	80
Tabla 12. Ganancia de Calor por Iluminación. Continuación	81
Tabla 13. Ganancia de Calor por Equipos	82
Tabla 14. Ganancia de Calor por Equipos. Continuación	83
Tabla 15. Ganancia de Calor por Personas	84
Tabla 16. Ganancia de Calor por Personas. Continuación	85
Tabla 17. Carga de Refrigeración Empleando Metodología de ASHRAE.....	87
Tabla 18. Carga de Refrigeración Empleando Metodología de ASHRAE. Continuación	88
Tabla 19. Carga de Refrigeración Btu/ft2.....	90
Tabla 20. Carga de Refrigeración Btu/ft2. Continuación	91
Tabla 21. Carga de Refrigeración HAP.....	92
Tabla 22. Carga Refrigeración HAP. Continuación	93
Tabla 23. Comparación Carga Enfriamiento	94
Tabla 24. Comparación Carga Enfriamiento. Continuación	95
Tabla 25. Equipos Interiores Seleccionados	97
Tabla 26. Equipo Exterior Seleccionado	97
Tabla 27. Dimensiones de Ducto: Método Fricción Constante Equipo 1; 1,5 y 2 Ton	99

Tabla 28. Dimensiones de Ducto: Método Fricción Constante Equipo 3; 4 y 5 Ton.	100
Tabla 29. Dimensiones de Ducto: Método Fricción Constante Equipo 3; 4 y 5 Ton. Continuación	101
Tabla 30. Dimensiones de Ducto: Método Fricción Constante Equipo 3; 4 y 5 Ton. Continuación	102
Tabla 31. Dimensiones de Ducto: Método Velocidad Equipo Circulación.....	103
Tabla 32. Dimensiones de Ducto: Método Velocidad Equipo Circulación. Continuación	104
Tabla 33. Diámetro de Tuberías Principales	105
Tabla 34. Diámetro Tubería Equipos	106
Tabla 35. Diámetro Tubería Ramales Secundarios	106
Tabla 36. Pérdida de Presión Ramales Principales	109
Tabla 37. Pérdida de Presión Ramales Secundarios.....	109
Tabla 38. Pérdida de Presión Ramales Equipos.....	110
Tabla 39. Pérdida de Presión Crítica	110
Tabla 40. Consumo Energético Anual Sistema Agua Helada Con Chiller a Plena Carga.	116
Tabla 41. Consumo Energético Anual Sistema Agua Helada Con Chiller a Cargas Parciales.	119
Tabla 42. Consumo Energético Anual Sistema Agua Helada Con Chiller al 100 %.	122
Tabla 43. Evaluación Financiera de las Propuestas	123

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Logo Clima Ideal S. A.	20
Figura 2. Temperatura Media Anual en Costa Rica	24
Figura 3. Metodología Empleada de Diseño	27
Figura 4. Zona de Confort Temperatura y Humedad	33
Figura 5. Organigrama Equipo de Planeación y Diseño	35
Figura 6. Organigrama Equipo de Construcción	36
Figura 7. Ganancia Instantánea de Calor y la Carga de Enfriamiento que Resulta del Efecto de Almacenamiento de Calor.....	38
Figura 8. Velocidades Recomendadas de Diseño de Ductos.	50
Figura 9. Tubería PVC Preaislada	54
Figura 10. Circuito Serie	54
Figura 11. Cabezal de un Tubo.....	55
Figura 12. Cabezal de Dos Tubos con Retorno Inverso	56
Figura 13. Cabezal de Dos Tubos Retorno Inverso	56
Figura 14. Curva Característica de Operación de la Bomba.....	59
Figura 15. Sistema Primario de Flujo Variable	64
Figura 16. Chiller 30RP Carrier.....	66
Figura 17. Condensador VRF Toshiba.....	68
Figura 18. Vista satelital Oxígeno	73
Figura 19. Empleo de la Carta Psicométrica.....	75
Figura 20. Distribución Kidzania.....	78
Figura 21. Porcentaje de Consumo Eléctrico General Sistema de Agua Helada con Chiller a Plena Carga.	115
Figura 22. Desglose Costo Eléctrico Mensual Sistema Agua Helada al 100 %	115
Figura 23. Kw/Ton Chiller Tipo Scroll.....	117
Figura 24. Porcentaje de Consumo Eléctrico General Sistema de Agua Helada con Chiller a Cargas Parciales.....	118
Figura 25. Desglose Costo Eléctrico Mensual Sistema Agua Helada al 60 % y 40 %.	

.....	119
Figura 26. Porcentaje de Consumo Eléctrico General Sistema de Volumen Variable.	
.....	121
Figura 27. Desglose Costo Eléctrico Mensual Sistema Volumen Variable.	122

RESUMEN

Kidzania es un centro de edu-entretenimiento con el mayor crecimiento en el ámbito mundial, está dirigido niños de 1 a 14 años. En este se combina diversión, aprendizaje e inspiración mediante un juego de roles, en los que pueden experimentar hasta 60 diferentes tipos de profesiones.

El acondicionamiento artificial de ambientes responde a la problemática de control de temperatura, humedad y pureza del aire en espacios cerrados, esto con el objetivo de lograr estados de confort y bienestar para las personas. Por esto, se realizó el diseño de un sistema de agua helada para la ciudad interactiva, con los estándares de la Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado (ASHRAE), siguiendo las pautas de diseño de la empresa Clima Ideal.

En el desarrollo de este proyecto, se realizó una comparación de carga térmica por medio de tres métodos diferentes, el resultado del *software* Hourly Analysis Program (HAP) fue el más optimista, con un valor de 177 Toneladas de Refrigeración. Asimismo, se diseñó el sistema de distribución de aire, red de tuberías para agua helada, selección de equipos exteriores e interiores, además, por medio de una simulación energética, se obtuvo la tasa de consumo energético de los equipos del sistema de aire acondicionado

Se efectuó un análisis multicriterio al evaluar las características técnicas, económicas y ambientales de tres diferentes alternativas de sistemas de acondicionamiento de aire, se determinó la tecnología con mayor eficiencia para valores de capacidad de enfriamiento como el del edificio Kidzania y condiciones meteorológicas similares a la región de San Francisco de Heredia.

Palabras clave: *Acondicionamiento Artificial, Confort, Kidzania, Carga Térmica, multicriterio, ASHRAE, HAP.*

ABSTRACT

Kidzania is a world's fastest growing edu-entertainment center which is aimed at children ages 1 to 14, in these children mix fun, learning and inspiration through a role play, where they can experience up to 60 different types of professions.

The artificial conditioning of environments responds to the problem of control of temperature, humidity and purity of the air in enclosed spaces, with the objective to achieve states of comfort and wellness for the people. That is why the design of an icy water system for the interactive city was carried out using the standards of the American Society of Engineers in Heating, Ventilation and Air Conditioning (ASHRAE) and following the design guidelines of the Ideal Climate Company.

In the development of this project, a thermal load comparison was carried out using three different methods, being the result of the *software* hourly Analysis Program (HAP), the most optimistic with a value of 177 tons of refrigeration. Likewise, the air distribution system was designed, pipe network for cold water, selection of exterior and interior equipment; In addition, by means of an energetic simulation the energy consumption rate of the air conditioning system was obtained the energy consumption rate of the air conditioning system

I have conducted a multicriteria analysis evaluating the technical, economic and environmental characteristics of different alternatives of air conditioning systems determining the most efficient technology for values of cooling capacity such as the Kidzania building and meteorological conditions like to the region of San Francisco, Heredia

Keywords: *Artificial Conditioning, Comfort, Kidzania, Thermal Load, Multicriteria, ASHRAE, HAP.*

Capítulo 1. Generalidades de la empresa

En este primer capítulo, se dará información de la compañía Clima Ideal. Los temas que se desarrollarán son el origen, desarrollo y principales funciones de la empresa en la que se realizó esta práctica profesional.

1.1. Reseña de la empresa.

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

Clima Ideal S. A. (CISA) inició 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, como:

- a. Sistemas de enfriamiento por agua helada.
- b. Sistemas de volumen variable.
- c. Cuartos limpios.
- d. Sistemas de ventilación.
- e. Sistemas de refrigeración industrial.
- f. Sistemas tipo Splits.

Además, Clima Ideal S. A., es el distribuidor autorizado de la Corporación Carrier, 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.

1.2. Misión y valores

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.

- 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.



Figura 1. Logo Clima Ideal S. A.

Fuente: Clima Ideal, 2018.

Capítulo 2. Descripción del proyecto

En esta sección se describe el desarrollo preliminar de este proyecto, se describirá la problemática, justificación y los objetivos que se plantearon para la solución del problema.

2.1. Introducción

De acuerdo con Edward Pita

Era una onda cálida típica de julio y la humedad se sentía como en un baño turco. De repente, el sistema de acondicionamiento de aire del gigantesco edificio dejó de funcionar. En pocos minutos la temperatura de las oficinas alcanzó los 35 °C. El edificio carecía de suficientes ventanas que permitieran aliviar el agobiante calor. Las computadoras se averiaron, los empleados comenzaron a irse y los inquilinos amenazaron con demandas judiciales (Pita, 2005, s. p.).

El concepto de acondicionamiento de aire está ligado a las iniciales en inglés HVAC (*Heating, Ventilating and Air Conditioning*), ya que cuando se climatiza un recinto puede que el objetivo sea disminuir temperatura, aumentarla o simplemente suministrar aire fresco del medio. La climatización artificial es, actualmente, una de las características más importantes con las que debe contar toda edificación cerrada que vaya a recibir cantidades masivas de personas. El acondicionamiento del aire, extracción de olores o grasas, el control de la humedad, limpieza y movimiento del aire, impactan directamente el confort humano y, de estas características, depende en gran parte el éxito económico de un proyecto.

En Costa Rica, la construcción de nuevos centros comerciales ha aumentado a lo largo de los años. Estos centros, para mantener la afluencia de personas, han tenido que volverse más dinámicos y adaptarse a los cambios del entorno, por esto, deben innovar en sus propuestas. En este caso, en el centro comercial Oxígeno, se construirá primer centro de edu-entretenimiento para niños llamado Kidzania, el cual tiene como objetivo que los niños puedan ir y desarrollar nuevos conocimientos mientras juegan a ser adultos, para inculcar en ellos valores, en un ambiente seguro, educativo y saludable.

Por lo tanto, se pretende generar el diseño de un sistema de aire acondicionado lo más eficiente posible, como se trata de niños, se debe velar por su salud y confort. El diseño se realizará con pautas de diseño de la empresa Clima Ideal S. A. y la normativa ASHRAE, además de que se asegurará que la propuesta sea la más factible en el aspecto energético y ambiental.

2.2. Definición del problema

Costa Rica se ubica en la región tropical, a causa de esto la temperatura a lo largo del territorio nacional suele ser cálido, por lo general, pero en la actualidad, debido al cambio climático y distintos factores, se han visto aumentos de temperatura en muchos sectores del país.

En distintos ambientes, el uso de aire acondicionado significa comodidad y obtener mayor confort del que se puede tener a temperatura ambiente, pero en espacios grandes, como este proyecto ubicado en un centro comercial, el uso de climatización artificial es sinónimo de funcionalidad, ya que es necesario para mantener la mayor afluencia de personas.

La empresa Clima Ideal S. A. ofrece, entre sus servicios, solucionar proyectos con este tipo de necesidades, ofrece diseños de calidad, que cumplan con los requerimientos del cliente, estos diseños se desarrollan a través de métodos ingenieriles integrales, desde el cálculo de carga térmica hasta la selección de los equipos, siempre con el objetivo de lograr la mayor eficiencia al menor costo.

El proyecto Kidzania está dedicado a brindar espacios de diversión y aprendizaje dirigidos a la población infantil entre 4 y 14 años, el éxito económico de este depende de la cantidad de visitantes que reciba el edificio. Esto de acuerdo con los estándares de la Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado (ASHRAE) los cuales brindan guías de diseño y valores de rangos de confort, además aseguran sistemas de climatización artificial eficientes, económicos y sostenibles.

El centro de edu-entretenimiento Kidzania no cuenta con un sistema de agua helada para climatización artificial, esto para controlar las variables de temperatura, humedad y pureza del aire, para generar un ambiente de confort para sus visitantes y aumentar productividad del personal de trabajo, el sistema debe ser eficiente, con un consumo eléctrico reducido y que cumpla con el protocolo de Montreal.

2.3. Justificación

El escenario climático es una descripción probable y simplificada del clima futuro. Se emite sobre la base de relaciones climatológicas y se emplea en la investigación de las posibles consecuencias de los cambios climáticos antropogénicos (causados por ser humano). El escenario de cambio climático establece y cuantifica las variaciones del clima futuro, con respecto del clima actual. A la vez, sirve como instrumento complementario para elaborar modelos del impacto del cambio climático (IMN, 2017, s. p.).

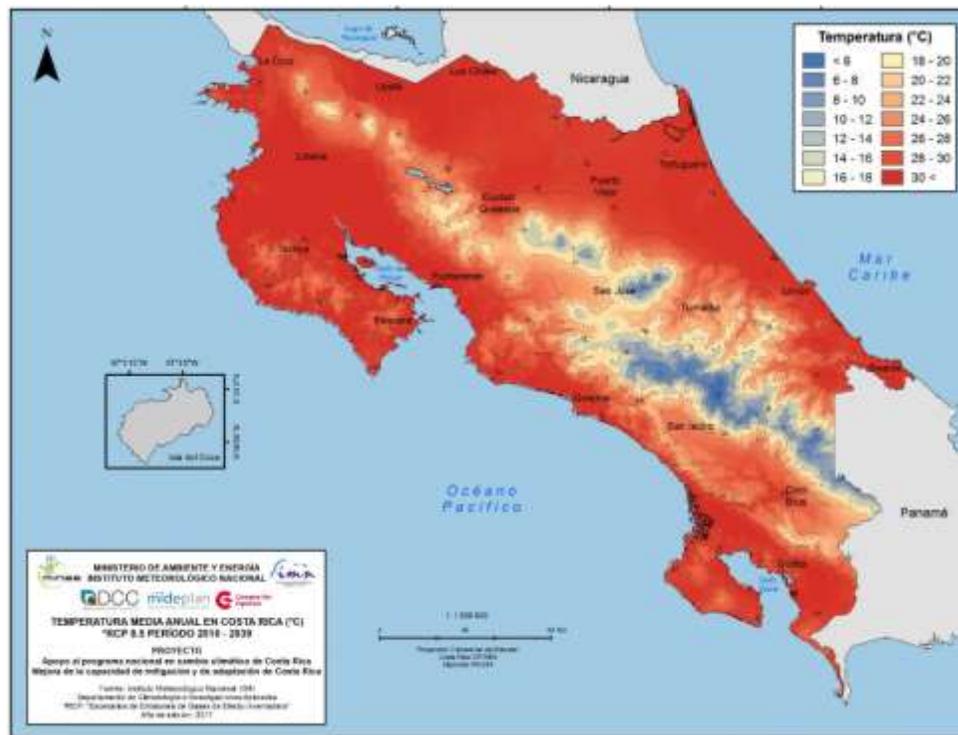


Figura 2. Temperatura Media Anual en Costa Rica

Fuente: IMN, Instituto Meteorológico Nacional, 2017.

El estándar 55 de ASHRAE, indica que las condiciones óptimas en las cuales se alcanza la mayor comodidad del huésped son de 25 °C y 50 % HR, anteriormente se observa como las temperaturas medias anuales más predominantes en el país son mayores a 24 °C, específicamente en la ciudad de Heredia. Datos del Instituto Meteorológico Nacional indican que la temperatura promedio máxima es de 28 °C.

Históricamente, el aire acondicionado ha servido para ayudar a personas a pasar tiempo en ambientes que les ofrecen mayor confort. Actualmente, esta tecnología, así como actividades e industrias relacionadas son una necesidad en muchas regiones. El uso de estos sistemas en grandes espacios fue la forma que se hizo popular y gracias a este fue que su entrada al mercado regional fue posible. En 1924, Willis Carrier climatizó la tienda de autos Hudson ubicada en Detroit, en la que comúnmente los clientes se sofocaban de calor. Después de esto, el flujo de compradores aumentó y entonces el aire acondicionado comenzó a hacerse popular, en cines, supermercados, casas y otros tipos de espacios.

Javier del Campo indicó:

Kidzania tiene una proyección de visitación que supera las 300.000 personas al año, según los estudios que hemos realizado y de un segmento meta muy alineado con nuestro proyecto, que tiene que ver con las familias, porque atrae no solo los chicos sino a los padres y a los abuelos. Crea un gran factor de diferenciación (s. f., s. p.)

Para que el diseño mecánico de climatización de la ciudad interactiva para niños sea exitoso, como se mencionó, este debe mantener las condiciones de ambiente en rangos de confort. Si las personas sienten el aire del local muy cálido o al contrario muy frío, van a querer retirarse, además, las personas que trabajan en el local aumentan la productividad si las condiciones de trabajo son confortables.

Cabe destacar que el diseño que se propone es un sistema de agua helada, por lo cual, variables como el recurso hídrico y uso de energía son puntos críticos. Se puede recalcar que estas propuestas de acondicionamiento no son un lujo, sino que llegan a ser una necesidad y, por esto, se deben realizar para propiciar el éxito comercial de un negocio de esta naturaleza. Se debe recalcar la importancia de que se desarrolle un proyecto que sea eficaz en todos los aspectos: económico, ambiental y ergonómico.

2.4. Objetivo general

Diseñar un sistema de agua helada, mediante el uso de la normativa ASHRAE para el acondicionamiento del Centro de edu-entretenimiento Kidzania, ubicado en el Centro Comercial Oxígeno, Heredia.

2.5. Objetivos específicos

1. Realizar la distribución de tuberías de agua helada, calderería, líneas de condensadores y equipos.
2. Comparar el resultado de cálculo de carga térmica obtenido mediante el uso de lineamientos de ASHRAE, con el método de Btu/pie² y el programa Hourly Analysis Program (HAP).
3. Seleccionar los equipos del sistema de bombeo primario variable que cubra con la demanda de agua helada y requerimientos de presión de todo el sistema.
4. Seleccionar los equipos de generación de agua helada y de aire acondicionado que cumplan con los requerimientos del edificio.
5. Realizar los planos mecánicos de distribución del sistema de agua helada.
6. Realizar un análisis comparativo de los diferentes sistemas de climatización artificial y sus configuraciones, evaluando eficiencia, rentabilidad, ambiente.

2.6. Metodología

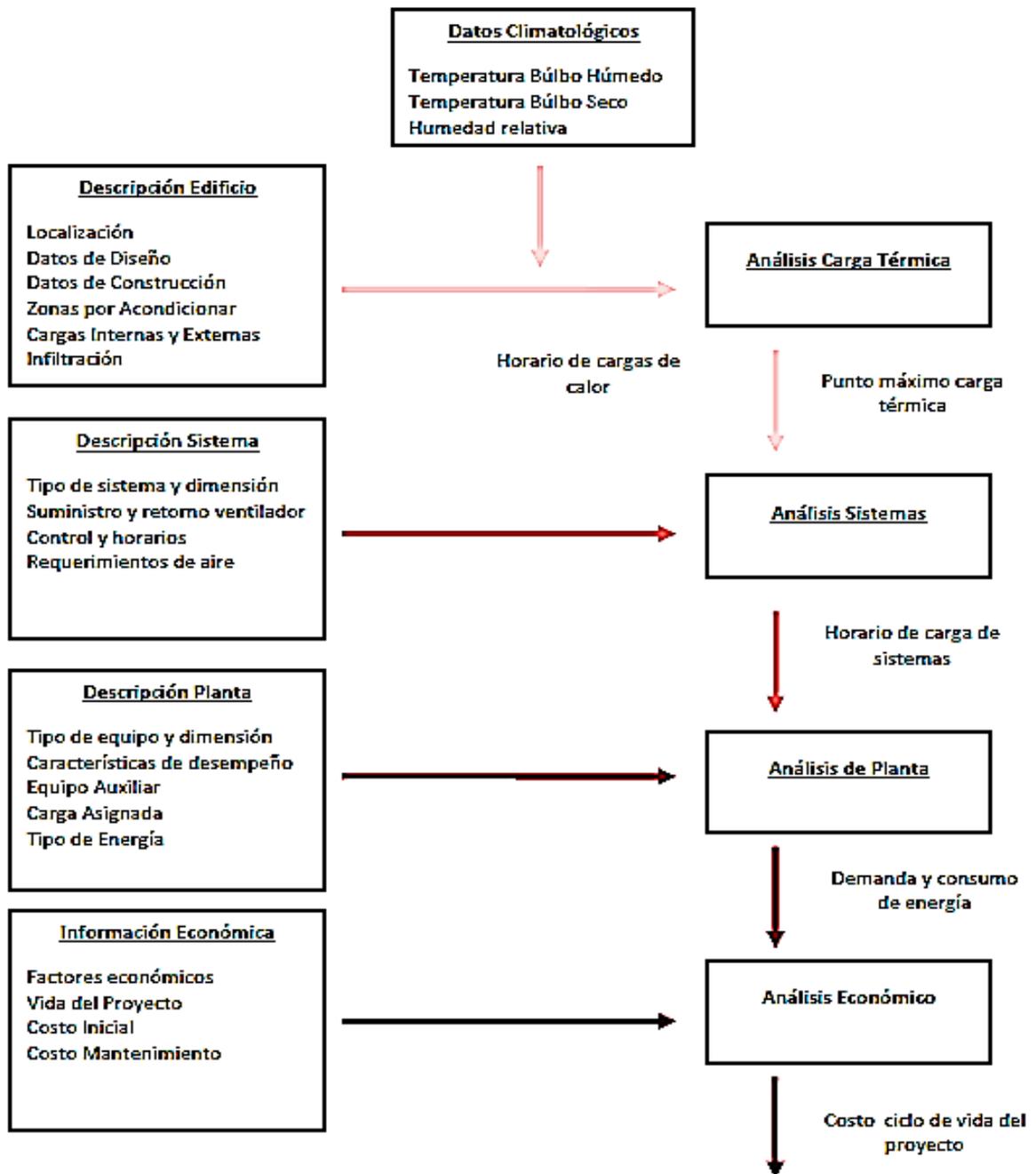


Figura 3. Metodología Empleada de Diseño

Fuente: elaboración propia.

Capítulo 3. Marco Conceptual

A continuación, se abordarán los conceptos principales de diseño mecánico, necesarios para el desarrollo del proyecto, se muestra información sobre métodos de cálculo de carga térmica, selección de tubería y ductos, dimensionamiento de equipos, análisis energético.

3.1. Conceptos fundamentales

La mecánica de fluidos es el estudio del comportamiento de los fluidos, ya sea que estén en reposo (estática de fluidos) o en movimiento (dinámica de fluidos), esto según Mott (2006). La termodinámica trata de la cantidad de transferencia de calor a medida que un sistema pasa por un proceso de un estado de equilibrio a otro y no hace referencia a cuánto durará ese proceso. Pero, en la ingeniería, a menudo existe interés en la rapidez o razón de esa transferencia, la cual constituye el tema de la ciencia de la transferencia de calor (Cengel, 2007).

3.1.1. Presión

La presión se define como la cantidad de fuerza que se ejerce sobre una unidad de área de una sustancia o superficie. Se enuncia por medio de la ecuación. Los fluidos están sujetos a variaciones grandes de presión, en función del sistema en el que se utilizan (Mott, 2006).

3.1.2. Líquidos y gases

Los fluidos pueden ser líquidos o gases. Si un líquido se almacena en un contenedor, tiende a adoptar la forma de este y cubre el fondo y las paredes laterales. La superficie, en contacto con la atmósfera, mantiene un nivel uniforme. Cuando el contenedor se inclina, el líquido tiende a derramarse. Si se mantiene un gas a presión en un recipiente cerrado, tiende a expandirse y llenarlo por completo. Si el contenedor se abriera, el gas tendería a expandirse todavía más y a escapar (Mott, 2006).

3.1.3. Densidad

Según Mott (2006), debido a que el estudio de la mecánica de fluidos por lo general tiene que ver con fluidos que circulan en forma continua o con una cantidad pequeña de ellos que permanece en reposo, es más conveniente relacionar la masa y el peso del fluido con un volumen dado de este. Por esto, las propiedades de la densidad y el peso específico se definen así:

“Densidad es la cantidad de masa por unidad de volumen de una sustancia” (2006, s. p.).

3.1.4. Presión de vapor y cavitación

La presión de vapor P_v de una sustancia pura se define como la presión ejercida por su vapor en equilibrio de fases con su líquido a una temperatura específica. P_v es una propiedad de la sustancia pura y resulta ser idéntica a la presión de saturación P_{sat} del líquido ($P_v = P_{sat}$).

3.2. Acondicionamiento del aire

El acondicionamiento de aire es el proceso de tratamiento de este en un ambiente interior, con el fin de establecer y mantener los estándares requeridos de temperatura, humedad, limpieza y movimiento.

Cada una de estas variables tiene una forma de controlarla; la temperatura del aire se controla calentándolo o enfriándolo; la humedad que es el contenido de vapor de agua en el aire, se controla al agregar o eliminar vapor de agua al aire (humidificación o deshumidificación; la limpieza o calidad del aire se controla, ya sea mediante filtración (que es la eliminación de contaminantes indeseables por medio de filtros u otros dispositivo) o mediante ventilación (que es la introducción de aire exterior al espacio interior) con lo cual se diluye la concentración de contaminantes; el movimiento del aire se refiere a su velocidad y a los lugares hacia donde se distribuye, se controla mediante el equipo adecuado para distribución de aire (Pita, 1994).

3.2.1. Componentes del sistema de acondicionamiento del aire

El calor siempre va de las zonas más calientes a las más frías. En invierno hay una pérdida continua de calor desde el interior de una construcción hacia el exterior. En verano, el calor entra incesantemente a las construcciones desde el exterior, para mantener el aire interior a una temperatura confortable, este exceso de calor se debe eliminar continuamente de las habitaciones. Al equipo que elimina este calor se le llama sistema de enfriamiento (Pita, 1994).

Las partes que componen este sistema están divididas de la siguiente manera:

- a. Una fuente de enfriamiento que elimina el calor del fluido.
- b. Un sistema de distribución que es una pared de ductos o tubería para transportar el aire, refrigerante hacia los recintos que se enfriarán.
- c. Equipo como ventiladores o bombas para mover el aire o refrigerante.
- d. Dispositivo de intercambio de calor entre fluido refrigerante y recinto.

3.2.2. Confort humano

El objetivo de los sistemas de acondicionamiento es proporcionar un ambiente interior confortable, se deben comprender muy bien los factores que afectan la comodidad de las personas.

3.2.2.1. La temperatura, la humedad relativa y el movimiento del aire

La temperatura del medioambiente es el índice sencillo más importante de la comodidad, se ha realizado una investigación extensa sobre sujetos humanos con el fin de determinar la zona de comodidad térmica e identificar las condiciones en las que el cuerpo humano se siente más cómodo. Se ha observado que la mayor parte de la gente vestida de manera normal, en reposo o que realiza trabajo ligero, se siente cómoda en el rango de 23 °C hasta 27°C, para la gente desnuda, este rango pasaba de 29°C a 31°C.

Además, la humedad relativa tiene un efecto considerable sobre la comodidad, ya que es una medida de la capacidad del aire de absorber humedad y, por lo tanto, 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 HR se encuentra en un amplio rango de 30 % a 70 %, el nivel más deseable es 50 %. La mayor parte de las personas no sienten ni calor ni frío en estas condiciones y el cuerpo no necesita activar ninguno de los mecanismos de defensa con tal de mantener su temperatura normal.

Otro factor que tiene un efecto importante sobre la comodidad térmica es el movimiento excesivo del aire o corriente de aire, que causa un enfriamiento local no deseado por el cuerpo humano.

La corriente de aire es identificada por muchos como uno de los factores más molestos en lugares de trabajo, automóviles y los aviones. La experimentación de incomodidad por la corriente de aire es común entre las personas que usan ropa normal en interiores y que realizan trabajo ligero sedentario y es menos común en aquellos con elevados niveles de actividad.

La velocidad del aire debe mantenerse por debajo de 30 ft/min, en invierno y de 50 ft/min, en 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 bochorno, el aire húmedo que se acumula alrededor del cuerpo y lo reemplaza con aire fresco. Por lo tanto, el movimiento del aire debe ser lo suficientemente fuerte para eliminar el calor y la humedad de la vecindad del cuerpo, pero tan suave como para no advertirse.

La ventilación es otro factor importante ya que este puede proporcionar aire fresco del exterior de un edificio en forma natural o por fuerza mediante un sistema mecánico de ventilación (Cengel, 2011).

Tabla 1. Requerimientos Mínimos de Aire Fresco

Aplicación	Requerimiento (por persona)	
	L/s	ft ³ /min
Salones de clases, bibliotecas, supermercados	8	15
Comedores, salas de conferencias, oficinas	10	20
Salas de hospital	13	25
Cuartos de hotel	15 (por cuarto)	30 (por cuarto)
Salas de descanso	30	60
Almacenes de ventas al menor	1.0–1.5 (por m ²)	0.2–0.3 (por ft ²)
Edificios re- sistenciales	0.25 de cambio de aire por hora, pero no menos de 7.5 L/s to 15 ft ³ /min) por persona	

Fuente: Cengel, 2011.

3.2.3. Estándares de confort

En Estados Unidos se establecieron una serie de condiciones ideales para interiores, el estándar 55-1981 de ANSI/ASHRAE, a partir de estudios sobre los efectos de la temperatura, la humedad, el movimiento y las prendas de vestir. En la figura 2 se presentan algunos resultados.

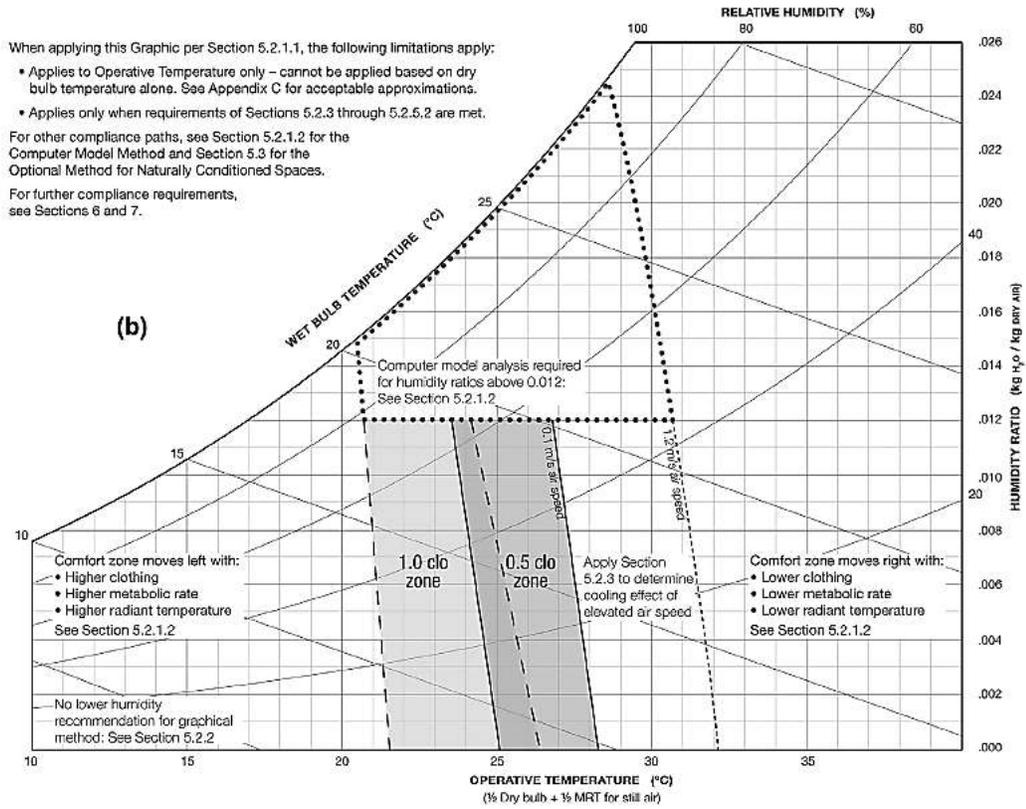


Figura 4. Zona de Confort Temperatura y Humedad

Fuente: Estándar 55-1981 ASHRAE.

Las zonas sombreadas de la figura 2, se llaman zonas de confort y señalan combinaciones de efectos, según los cuales al menos el 80 % de los ocupantes opinaría que el medioambiente es confortable. Con el fin de determinar si un conjunto de condiciones es confortable, es necesario conocer la temperatura (Bulbo Seco [BS]) y humedad del aire (%HR) de un recinto (Pita, 1994).

Otro estándar que sirve de guía es el 62.1-2010 ASHRAE, el cual clasifica el aire (retorno, transferencia o escape) de acuerdo con su calidad de la siguiente manera:

- Clase 1: aire con baja concentración de contaminantes, baja intensidad de irritación sensorial y olor inofensivo.
- Clase 2: aire con moderada concentración de contaminantes, moderada intensidad de irritación sensorial y moderado olor ofensivo.
- Clase 3: aire con significativa concentración de contaminantes, significativa intensidad de irritación sensorial y significativo olor ofensivo.
- Clase 4: aire con vapores y gases altamente objetables o con partículas, bioaerosoles o gases potencialmente peligrosos, a concentraciones consideradas como perjudiciales.

A continuación, se muestra un extracto de la tabla con los valores recomendados por estándar respecto a ventilaciones mínimas, según el tipo de espacio.

Tabla 2. Valores de Ventilación Mínima

Occupancy Category	People Outdoor Air Rate R_p		Area Outdoor Air Rate R_a		Notes	Default Values		Air Class	
	cfm/person	L/s-person	cfm/ft ²	L/s-m ²		Occupant Density (see Note 4)	Combined Outdoor Air Rate (see Note 5)		
						#/1000 ft ² or #/100 m ²	cfm/person		L/s-person
Correctional Facilities									
Cell	5	2.5	0.12	0.6		25	10	4.9	2
Dayroom	5	2.5	0.06	0.3		30	7	3.5	1
Guard stations	5	2.5	0.06	0.3		15	9	4.5	1
Booking/waiting	7.5	3.8	0.06	0.3		50	9	4.4	2
Educational Facilities									
Daycare (through age 4)	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	2
Daycare sickroom	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	3
Classrooms (ages 5–8)	10	5	0.12	0.6		25	15	7.4	1
Classrooms (age 9 plus)	10	5	0.12	0.6		35	13	6.7	1
Lecture classroom	7.5	3.8	0.06	0.3		65	8	4.3	1
Lecture hall (fixed seats)	7.5	3.8	0.06	0.3		150	8	4.0	1
Art classroom	10	5	0.18	0.9		20	19	9.5	2
Science laboratories	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	2
University/college laboratories	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	2
Wood/metal shop	10	5	0.18	0.9		20	19	9.5	2
Computer lab	10	5	0.12	0.6		25	15	7.4	1
Media center	10	5	0.12	0.6	A	25	15	7.4	1
Music/theater/dance	10	5	0.06	0.3		35	12	5.9	1
Multi-use assembly	7.5	3.8	0.06	0.3		100	8	4.1	1

Fuente: Estándar 62.1-2010 ASHRAE.

3.3. Diseño del sistema de acondicionamiento del aire

El diseño del proyecto para un edificio de grandes dimensiones es una tarea extremadamente compleja. Puede requerir meses o incluso años e involucra a varios grupos de personas. Se muestra un organigrama típico de un equipo de planeación.



Figura 5. Organigrama Equipo de Planeación y Diseño

Fuente: Pita, 1994.

El diseño de un sistema de este tipo es responsabilidad de los ingenieros mecánicos consultores. La coordinación de trabajo entre los arquitectos e ingenieros es una tarea importante y difícil. Incluye la verificación de que el equipo y los materiales que van a instalarse no interfieran físicamente entre sí. Un error en la coordinación puede tener resultados desastrosos.

El diseño de un sistema de acondicionamiento de aire (HVAC) implica determinar el tipo de sistema que debe emplearse, calcular las cargas, estimar tamaños de tubería y de ductos, seleccionar tipo y tamaño de equipo y planear localización de cada uno de estos (Pita, 1994).

3.4. Instalación sistema de aire acondicionado

La construcción general de un edificio es responsabilidad del contratista principal o general. Este obtiene un contrato otorgado por el propietario o contratante. El contratista, a la vez, puede recurrir a subcontratistas (mecánicos, electricistas), para instalar cada uno de los sistemas en la construcción. Los subcontratistas deben coordinar sus trabajos para evitar cualquier interferencia física. El contratista mecánico es el encargado de la instalación del sistema HVAC (Pita, 1994).

Se muestra un organigrama típico de un equipo de planeación.

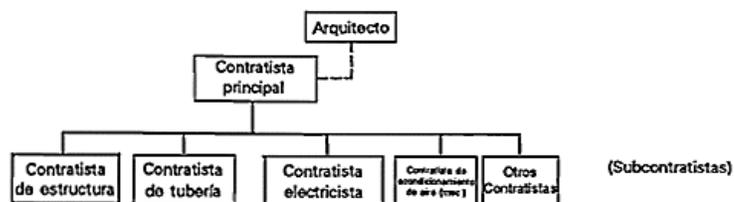


Figura 6. Organigrama Equipo de Construcción

Fuente: Pita, 1994.

3.5. Operación, mantenimiento y Servicio del sistema de aire acondicionado

Cuando la instalación del sistema HVAC está terminada, entra en acción el equipo de ingeniería de operación del edificio. Su función es manejar condiciones confortables en el edificio y, al mismo tiempo, tratar de mantener al mínimo el consumo de energía. La inspección y el mantenimiento periódico del sistema son parte de las actividades del ingeniero de operación, este puede realizar reparaciones de rutina, pero cuando se trata trabajo más complicado, se llama a un contratista de servicio mecánico.

3.6. Cálculo de cargas de enfriamiento

El interior de un edificio gana calor a partir de varias fuentes, si la temperatura y humedad del aire en los recintos se deben mantener a un nivel confortable, es necesario extraer calor para compensar las ganancias mencionadas. A la cantidad neta de calor que se retira se le llama carga de enfriamiento. Los métodos de cálculo que se describirán son esencialmente los que recomienda el ASHRAE Fundamentals 1985 (Pita, 1994).

3.7. Efecto de almacenamiento de calor

La ganancia de calor bruta del recinto es la velocidad a la que se recibe calor en cualquier momento en el recinto. Esta ganancia de calor está constituida por partes procedentes de muchas fuentes radiación solar, alumbrado, conducción y convección, personas, equipo, infiltraciones. Algo del calor, en especial la energía radiante del sol, las luces y la gente, se absorbe en los materiales del recinto, tanto de su estructura como de sus muebles. A esto se le llama el efecto de almacenamiento de calor.

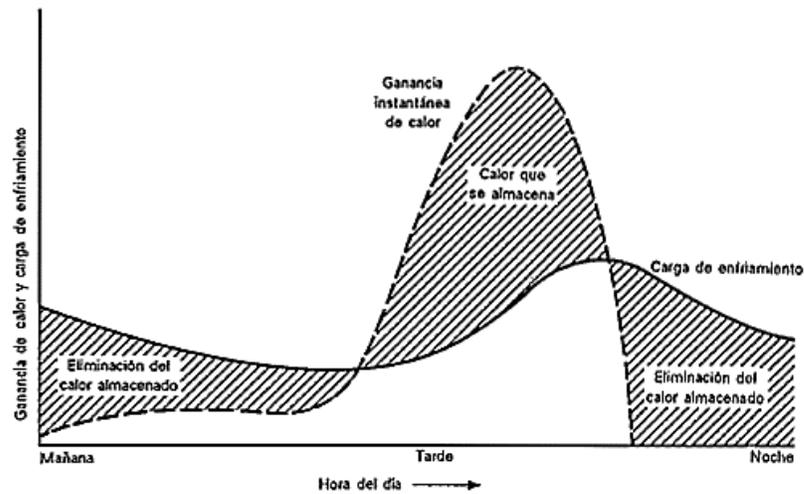


Figura 7. Ganancia Instantánea de Calor y la Carga de Enfriamiento que Resulta del Efecto de Almacenamiento de Calor

Fuente: Pita, 1994.

Los métodos que se emplearán toman en cuenta el efecto de almacenamiento y el periodo de retraso de modo directo y sencillo.

3.8. Ganancia de calor en recintos

Se recomienda agrupar en dos partes esas ganancias de calor: las de procedencia de fuentes externas al recinto y las que se generan internamente. Además, conviene agrupar las ganancias de calor en dos grupos distintos: calor sensible y calor latente.

Las ganancias de calor sensible ocasionan un aumento de la temperatura del aire y las ganancias de calor latente se deben a la adición de vapor de agua y, por lo tanto, aumentan la humedad. Es necesario realizar esta división al realizar un análisis psicrométrico, debido a que la selección del equipo de enfriamiento depende de sus valores relativos (Pita, 1994).

Esta carga de enfriamiento del recinto es la velocidad a la cual se debe eliminar el calor de él y es la suma de cada una de las ganancias netas corregidas para el recinto. Se usarán las abreviaturas RSHG, RLHG y RTHG, para designar a las ganancias corregidas del recinto, de calor sensible, latente y totales.

3.8.1. Conducción a través de la estructura exterior

Las ganancias de calor por conducción a través de paredes, techo y vidrios que dan al exterior se calculan con la siguiente ecuación:

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

Ecuación 1. Conducción a través de la Estructura Exterior

Donde:

Q = ganancia neta del recinto por conducción a través del techo, paredes o vidrio, Btu/h.

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

A = área del techo, pared o vidrios, ft².

DTCE_t = diferencia de temperatura para carga de enfriamiento, °F.

La DTCE es una diferencia de temperatura que toma en cuenta el efecto de almacenamiento de calor. Se encuentran listas de valores de DTCE para algunas formas de construcción de paredes y techo, (los valores de esas tablas se basan en una temperatura de diseño interior de 78 °F y una temperatura exterior promedio de 85 °F, con paredes y techo de colores oscuros, para el 21 de julio, a una latitud de 40 °N), estos valores de DTCE se deben corregir con la siguiente ecuación:

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

Ecuación 2. Corrección DTCE

Donde:

$DTCE_e$ = valor corregido de DTCE, °F.

DTCE = Diferencial temperaturas tabuladas, °F.

LM = corrección para latitud al color y mes.

K = corrección debido al color de la superficie.

t_R = temperatura del recinto.

t_o = temperatura de diseño exterior promedio, °F.

f = factor de corrección por tipo de techo.

3.8.2. Conducción a través de la estructura interior

El calor que pasa desde los espacios interiores sin acondicionamiento hasta los espacios acondicionados a través de divisiones, pisos y cielos rasos, se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$Q = U \times A \times DT$$

Ecuación 3. Conducción a través de la Estructura Interior

Donde:

Q = velocidad de transferencia de calor a través de la división, piso o cielo raso, Btu/h.

U = coeficiente de transferencia de calor para la división, piso o cielo raso, Btu/h-ft²-°F.

A = área de la división, piso o cielo raso, ft².

DT = diferencia de temperatura entre espacio acondicionado y no acondicionado, °F.

Si no se conoce la temperatura del espacio sin acondicionarse emplea con frecuencia una aproximación que consiste en suponer que está a 5 °F menos que la temperatura exterior.

3.8.3. Radiación solar a través de vidrios

La energía radiante del sol pasa a través de materiales transparentes como el vidrio y se transforma en ganancia de calor al recinto. Su valor varía con la hora, la orientación, el sombreado y el efecto almacenamiento. Este valor de aporte de calor lo podemos obtener de la siguiente manera:

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

Ecuación 4. Ganancia de Calor por Radiación

Donde:

Q = ganancia neta por radiación solar a través del vidrio, Btu/h.

FGCS = factor de ganancia máxima de calor solar, Btu/h-ft².

A = área del vidrio, ft².

CS = coeficiente de sombreado, °F.

FCE = factor de carga de enfriamiento para el vidrio, °F.

Si no se conoce la temperatura del espacio sin acondicionarse emplea con frecuencia una aproximación que consiste en suponer que está a 5 °F menos que la temperatura exterior. Algunos de estos valores se encuentran tabulados en los anexos se pueden encontrar los valores de FGCS, FCE y CS (Pita, 1994).

3.8.4. Alumbrado

Para obtener la carga de calor mencionada se facilita la siguiente ecuación:

$$Q = 3.4 \times W \times FB \times FCE$$

Ecuación 5. Ganancia por Alumbrado

Donde:

Q = ganancia neta de calor debida al alumbrado, Btu/h.

W = capacidad del alumbrado, watts.

FB = factor de balastro.

FCE = factor de carga de enfriamiento para el alumbrado.

El término W es la capacidad nominal de las luces en uso, se expresa en watts. En muchas aplicaciones todo el alumbrado está encendido siempre, pero si no lo está, se debe emplear la cantidad real. El valor de 3.4 es para convertir watts a Btu/h.

El factor FB toma en cuenta las pérdidas de calor en la balastra de las unidades luminosas, se utilizará un valor 1.25 para fluorescente y 1 para incandescente. El factor FCE toma en cuenta el almacenamiento de parte de la ganancia de calor por alumbrado y depende de cuánto tiempo pase encendido el alumbrado.

3.8.5. Personas

La ganancia de calor debida a las personas se compone de dos partes: el calor sensible y el calor latente, que resultan de la transpiración. Las fórmulas para las ganancias de calor sensible y latente originado en las personas son:

$$Q_S = q \times n \times FCE$$

$$Q_L = q \times n$$

Ecuación 5. Ganancia por Alumbrado

Donde:

Q_S, Q_L = ganancias de calor sensible y latente.

q_s, q_l = ganancias de calor sensible y latente por persona.

n = número de personas.

FCE = factor de carga de enfriamiento para las personas.

La velocidad de ganancia de calor que se debe a la gente depende de su actividad física. El valor de FCE se aplica a la ganancia de calor debida a las personas, si el sistema se apaga durante la noche, no se debe incluir almacenamiento de calor y el FCE=1.0. En la sección de anexos se puede encontrar la información de los coeficientes indicados.

3.8.6. Equipo

La ganancia de calor debida al equipo se puede calcular, en ocasiones, en forma directa consultando al fabricante o a los datos de placa, tomando en cuenta si su uso es intermitente, algunos equipos producen calor latente como sensible:

En la sección de anexos encontrara valores típicos de generación de calor de equipos.

3.9. Carga de refrigeración

Una vez que se ha calculado las ganancias máximas de calor sensible y latente, el siguiente paso es calcular la carga de refrigeración. Es la carga a la que se somete el equipo de enfriamiento. Esta carga será mayor que la carga de la construcción porque hay ganancias de calor que pasan al sistema de acondicionamiento de aire desde el exterior. Las siguientes fuentes de calor pueden generarse por:

- Ventilación, aire exterior.
- Ganancia de calor ductos.
- Calor generado por ventiladores y bombas.
- Fugas de aire de los ductos.

3.9.1. Ventilación

En general, se admite algo de aire exterior por razones sanitarias y de confort. El calor sensible y el latente de este aire son mayores que el del aire del recinto, por lo cual se vuelve parte de la carga de enfriamiento. Sin embargo, el exceso de calor se elimina en general en el equipo de enfriamiento y, por lo tanto, es parte de la carga de refrigeración, pero no es parte de la carga del recinto. Las ecuaciones para obtener la carga de enfriamiento sensible y latente debidas a ventilación de aire de ventilación se muestran a continuación:

$$Q_s = 1.1 \times CFM \times CT$$
$$Q_l = 0.68 \times CFM \times (W_e - W_i)$$

Ecuación 6. Cargas de Enfriamiento Sensible y Latente

Donde:

Q_s, Q_l = ganancias de calor sensible y latente debidas al aire de ventilación, Btu/h.

CFM = flujo de aire de ventilación, ft³/min.

CT = cambio de temperatura entre el aire exterior e interior, °F.

W_e, W_i = relación de humedad exterior e interior de agua/lb aire seco.

En el apartado de anexos se presentan tasas sugeridas de ventilación con aire exterior y niveles típicos de ocupación para algunas aplicaciones (Pita, 1994).

3.9.2. Ganancia de calor en ductos

El aire acondicionado que pasa por ductos gana calor de los alrededores. Si el ducto pasa a través de espacios acondicionados, la ganancia de calor ocasiona un efecto útil de enfriamiento, pero para los ductos que pasan por lugares no acondicionados representa una pérdida de calor sensible que debe sumar a la RSHG:

$$Q = U \times A \times DT$$

Ecuación 6. Ganancia de Calor por Ductos.

Donde:

Q = ganancia de calor del ducto, Btu/h.

U = coeficiente general de transferencia de calor, Btu/h.

A = superficie del ducto, ft².

DT = diferencia de temperatura entre el aire en el ducto y los alrededores.

Se recomienda que los ductos de aire frío que pasan por zonas sin acondicionamiento se aislen al menos hasta llegar a un valor general ($U=0.25$) (Pita,1994).

3.9.3. Calor desprendido en ventiladores y bomba

Algo de la energía de los ventiladores y bombas del sistema se convierte en calor por causa de la fricción y otros efectos y viene a ser parte de la ganancia de calor que debe sumarse a la carga de refrigeración. Para un ventilador dispuesto para succionar con una corriente descendente desde el serpentín de enfriamiento, se suma el calor a la RSHG, mientras que, para uno dispuesto para insuflar, con una corriente ascendente desde el serpentín, el calor solo se suma a la carga de refrigeración.

3.9.4. Fuga de aire en ductos

Los sistemas de ductería dejan escapar aire en las uniones. Desafortunadamente, muchos sistemas tienen pérdidas demasiado grandes debidas a instalaciones defectuosas. Sin embargo, con un trabajo cuidadoso se deben limitar las fugas de aire al 5 % de los CFM totales. Si los ductos están fuera del espacio acondicionado, el efecto de las fugas debe sumarse a la RSHG y la RTHG del sistema. Si el aire escapa hacia el recinto acondicionado, entonces efectúa un trabajo útil de enfriamiento (Pita,1994).

3.10. Carta psicométrica

Los conceptos mostrados anteriormente permiten obtener los balances caloríficos y frigoríficos. Además, indican los volúmenes de aire exterior a prever a efectos de ventilación, según tipo de aplicación.

A continuación, se tratará la forma de empleo del diagrama psicométrico para la selección de equipo acondicionador adecuado. Las variables que incluye la carta psicométrica se muestran a continuación:

- a. Temperatura seca (BS): temperatura que registra un termómetro ordinario.
- b. Temperatura Húmeda (BH): temperatura que indica un termómetro cuyo bulbo está cubierto por una mecha húmeda y expuesta a una corriente rápida de aire.
- c. Temperatura de rocío (PR): temperatura a la cual empieza la condensación de humedad cuando el aire se enfría.
- d. Humedad Relativa (HR): relación entre la presión de vapor de agua contenido en el aire y la presión del vapor saturante a la misma temperatura.
- e. Entalpía (h): es el contenido de calor por unidad de peso de aire seco.
- f. Volumen específico (v): es el volumen de aire por unidad de peso de aire seco.
- g. Relación humedad (W): es el peso de vapor de agua por libra de aire seco.

Las propiedades del aire atmosférico se pueden representar en tablas o en forma de gráficas. A la forma gráfica se le llama carta psicométrica. Su empleo es universal porque presenta una gran cantidad de información de forma muy sencilla y porque ayuda a estudiar los procesos de acondicionamiento del aire. En la figura 4 se puede observar cómo se encuentra conformada la carta (Carrier, 2009).

3.10.1. Determinación de las condiciones del aire de suministro

Los recintos de una construcción ganan tanto calor sensible como latente durante el verano. Para mantener la temperatura y humedad del recinto en los valores confortables planificados, se deben eliminar los calores sensibles (RSHG) y latentes (RLHG). La suma de ellas es la ganancia de calor total (RTHG). Estas ganancias deben estar compensadas por un flujo igual de energía que salga. Esto se logra al suministrar aire a una temperatura y humedad lo suficientemente bajas como para que pueda absorber esas ganancias de calor (Pita, 1994).

3.10.2. Relación de calor sensible

Esta relación se define como la línea RSHR a la que se traza a través de las condiciones del recinto y que tiene la pendiente de la relación de calor sensible RSHG/RTHG. En la mayor parte de las cartas psicométricas, se muestra una escala para pendientes de relación de calor sensible, con el fin de facilitar el trazado de líneas con esa pendiente.

3.11. Metodologías de diseño

Para la obtención de la carga térmica de un local existen varios métodos de análisis, para efectos de este proyecto se utilizaron tres diferentes tipos, esto con el objetivo de tener un valor certero de carga térmica y mediante la comparación de resultados determinar la confiabilidad de cada uno de estos.

3.11.1. Método de cálculo ASHRAE

Este tipo de cálculo de carga térmica involucra distintos cálculos manuales de ganancia de calor del recinto, ya que el calor que se genera en un espacio cerrado por lo general no proviene de una sola fuente de calor. Las distintas fórmulas han sido detalladas anteriormente y las sumas de todas ellas generan el dato de carga térmica total del edificio.

ASHRAE facilita información para el diseño, parámetros de ventilación, requisitos de confort, tasas de iluminación, aporte de calor de equipo eléctricos, calor generado por personas según actividad que realice, esto para que el proceso de cálculo sea lo más aproximado a la realidad. Una vez obtenidos los valores de carga sensible (RSHG) y carga latente (RLHG) se evalúan en la carta psicométrica, para determinar si esas condiciones van a ser las idóneas para cumplir con los requisitos mínimos de confort del recinto, con estos resultados se seleccionan correctamente los equipos interiores y exteriores.

3.11.2. Método de cálculo Btu/pie²

Este procedimiento es muy usado en el ámbito de diseño mecánico de sistemas de aire acondicionado para efectuar cálculos rápidos y diseños preliminares. Cabe recalcar que los resultados de carga térmica mediante este sistema están soportados en la experiencia del ingeniero diseñador.

El diseñador utiliza un factor de Btu por ft², esto según proyectos similares ya diseñados, lugar en el que esté ubicada la construcción y con previo conocimiento de las condiciones ambientales predominantes, a partir de ahí, con el dato de área (ft²) de cada local por acondicionar, se puede conseguirse un valor de carga térmica de una manera rápida.

3.11.3. Método de cálculo mediante *software* HAP

El Programa de Análisis por Hora de Carrier son dos potentes herramientas en un paquete: características versátiles para diseñar sistemas de HVAC para edificios comerciales y poderosas capacidades de análisis de energía para comparar el consumo de energía y los costos de operación de las alternativas de diseño.

Al combinar ambas herramientas en un solo paquete, se logran importantes ahorros de tiempo. Los datos de entrada y los resultados de los cálculos de diseño del sistema se pueden usar directamente en los estudios de energía.

HAP utiliza un enfoque con base en el sistema para los cálculos de diseño, que adapta los procedimientos e informes de dimensionamiento al tipo específico de sistema que se diseña. Esto ofrece ventajas de productividad sobre los simples programas de cálculo de carga que requieren que el ingeniero aplique los resultados del cálculo para dimensionar los componentes del sistema. El Método de Función de Transferencia ASHRAE se usa para calcular el flujo de calor del edificio y los requisitos mínimos de flujo de aire de ventilación se pueden establecer de acuerdo con ASHRAE Standard 62-2001 y 62.1-2004/2007/2010/2013 o valores definidos por el usuario (Carrier, 2018).

3.12. Método de igual fricción para diseño de ductos

La solución a problemas de exceso de presión a la salida podría manejarse al cerrar parcialmente una compuerta en el ducto del ramal. Una mejor solución sería diseñar el sistema de ductos, de modo que los excesos de presión se disipen en pérdidas.

Componente	Velocidades recomendadas, ft/min			Velocidades máximas, ft/min		
	Residencias	Escuelas, teatros, edificios públicos	Construcciones industriales	Residencias	Escuelas, teatros, edificios públicos	Construcciones industriales
Entradas de aire exterior ^a	500	500	500	800	900	1200
Filtros ^a	250	300	350	300	350	350
Serpentines de calentamiento ^a	450	500	600	500	600	700
Lavadores de aire	500	500	500	500	500	500
Conexiones de succión	700	800	1000	900	1000	1400
Descargas de ventilador	1000 – 1600	1300 – 2000	1600 – 2400	1700	1500 – 2200	1700 – 2800
Ductos principales	700 – 900	1000 – 1300	1200 – 1800	800 – 1200	1100 – 1600	1300 – 2200
Ductos de ramal	600	600 – 900	800 – 1000	700 – 1000	800 – 1300	1000 – 1800
Subidas de ramal	500	600 – 700	800	650 – 800	800 – 1200	1000 – 1600

^a Estas velocidades son para toda la superficie de la cara, y no la superficie libre. Las demás velocidades son para superficie libre neta.

Figura 8. Velocidades Recomendadas de Diseño de Ductos.

Fuente: Pita, 1994.

La base de este método de dimensionamiento de ductos es que se selecciona un valor para la pérdida de presión por fricción, por longitud de ducto y se mantiene constante para todas las secciones de ducto del sistema. El valor que se selecciona se basa, en general, en la velocidad máxima permisible en el ducto cabezal que sale del ventilador, para evitar demasiado ruido. La figura 6 muestra valores de velocidad sugerida (Pita,1994).

3.13. Pérdida de presión en conexiones de ductos

Las pérdidas de presión en conexiones de ductos, que resultan de cambios de dirección, se pueden expresar en dos formas. Una de ellas es el método de coeficiente de perdidas. Para la utilización de este procedimiento se debe emplear la siguiente fórmula

$$H_f = C \times \left(\frac{V}{4000} \right)^2$$

Ecuación 7. Ganancia de Calor por Ductos.

Donde:

H_f = pérdida de presión a través de la conexión, in de agua.

C = coeficiente de pérdidas.

V = velocidad, ft/min.

En la sección de anexos se muestran las tablas con los valores de coeficiente de pérdida según el tipo de figura (Pita,1994).

3.14. Método de fricción constante para sistema de tubería

Uno de los pasos para el diseño de sistemas hidrónicos es la determinación del tamaño de cada sección de tubería. Para realizarlo de la manera más ordenada, se deben seguir los siguientes pasos (Pita,1994).

- a. Realizar un esquema general del sistema de tubería.
- b. Calcular el flujo en cada sección del tubo, al sumar los flujos necesarios para cada unidad terminal, desde la última unidad hasta el cabezal de la bomba.
- c. Elegir un valor de pérdida por fricción desde el cabezal de la bomba
- d. La pérdida por fricción debe ser entre 1 y 5 ft de agua /100 ft de tubo.
- e. La velocidad en el cabezal no debe ser mayor de 4 ft a 6 ft por segundo en sistemas pequeños o de 8 a 10 ft por segundo en los sistemas mayores.
- f. Seleccionar un diámetro de tubo para el cabezal de la bomba mediante las gráficas de pérdida por fricción con base en los límites anteriores.
- g. Continuar a lo largo del circuito que se eligió seleccionando los diámetros de tubería para cada tramo, cuando el flujo se reduce de manera apreciable, seleccionar el diámetro de tubo inmediato inferior en la gráfica, no se permite que la velocidad descienda de 1.5 a 2 ft por segundo, para evitar asentamientos de tierra o acumulación de aire.
- h. Seleccionar los tamaños de tubo para los ramales de otros circuitos.

- i. Verificar cuál circuito será el más largo o tendrá la mayor longitud equivalente, evaluar la caída de presión en el circuito más largo.

Existen aplicaciones para realizar el dimensionamiento de tuberías de una manera práctica y segura, una de estas es el *software* de Bell y Gosset llamado System Syzer que permite ver la caída de presión, velocidad y dimensión de la tubería, todas estas variables al mismo tiempo y realizar el dimensionamiento de las tuberías con rapidez.

3.15. Aislamiento de tubería

Se debe utilizar aislamiento térmico en toda la tubería de sistema hidrónico fríos o calientes. El aislamiento sirve para dos fines:

- a. Reducir el desperdicio de energía y el empleo de equipo de mayor tamaño y capacidad de refrigeración.
- b. Para reducir la distribución incorrecta del calor. El tubo no aislado puede ocasionar que el agua esté a una temperatura poco satisfactoria al llegar a los recintos acondicionados.

Un buen aislamiento debe presentar baja conductividad térmica, no ser inflamable, no estar sujeto a deterioro o pudrición y presentar una resistencia adecuada (Pita,1994). Una gama de tecnologías de tuberías preaisladas se desarrolla por parte de la empresa costarricense Tupreco S. A., para el mercado centroamericano. La empresa ha desarrollado la tecnología para aislar tubos que se sueldan o bien que se hacen con rosca, así como PVC, al usar el poliuretano como aislante.



Figura 9. Tubería PVC Preaislada

Fuente: (Tupreco, 2018)

3.16. Sistema de retorno de agua

La instalación de agua recirculada se clasifica, además, con el sistema empleado para el retorno de agua. Cuando dos o más unidades están conectadas entre sí, puede usarse los siguientes sistemas (Carrier, 2004):

3.16.1. Circuito en serie

Todas las unidades están en serie y solo se forma un circuito; se puede notar en la figura 8 que todo el suministro de agua pasa a través de cada terminal, para luego regresar al Chiller y bomba.

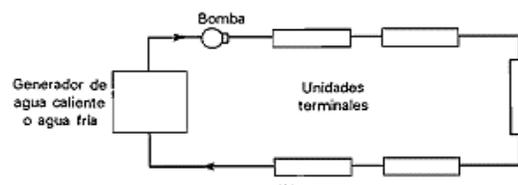


Figura 10. Circuito Serie

Fuente: Pita, 1994.

3.16.2. Cabezal de un tubo

Como el circuito en serie, hay una tubería principal a través de la cual pasa el agua, pero en lugar de estar en serie con esta tubería, cada unidad terminal se conecta mediante un ramal de suministro y uno de retorno a dicha tubería.

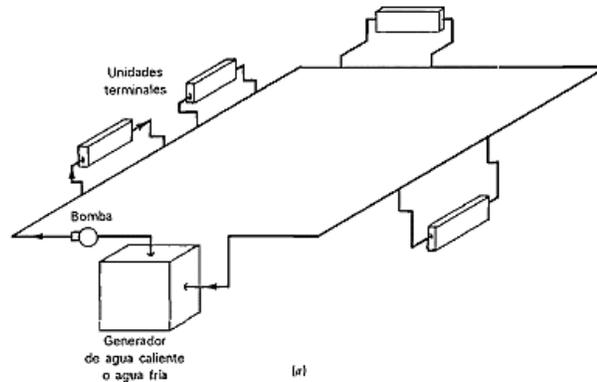


Figura 11. Cabezal de un Tubo

Fuente: Pita,1994.

3.16.3. Cabezal de dos tubos con retorno directo

Para lograr que la temperatura del agua suministrada a cada unidad terminal sea igual, se emplea este tipo de diseño, existen dos tubos de retorno directo uno para suministro de agua y otro para retorno, de esta forma, todas las unidades reciben agua en forma directa desde la fuente.

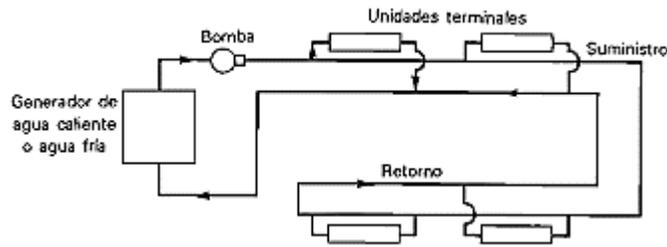


Figura 12. Cabezal de Dos Tubos con Retorno Inverso

Fuente: Pita,1994.

3.16.4. Cabezal de dos tubos con retorno inverso

El problema de balanceo en la disposición de retorno directo se eliminaría si la longitud del circuito a cada unidad terminal y su retorno fueran casi iguales. Esto se puede resolver con el cabezal de retorno en una disposición de retorno inverso.

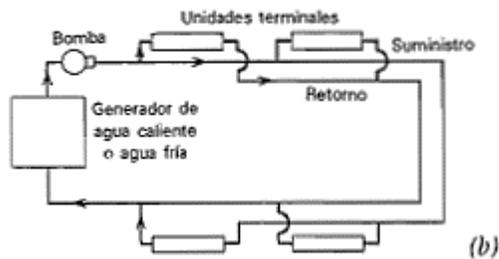


Figura 13. Cabezal de Dos Tubos Retorno Inverso

Fuente: Pita,1994.

3.17. Válvulas de flujo

Hay muchos tipos y usos en el caso de las válvulas, para regular el flujo se puede agrupar en tres clases de acuerdo con su función (Pita, 1994):

3.17.1. De corte de flujo

Las válvulas de este grupo solo se usan para interrumpir el flujo. Este procedimiento se emplea para aislar equipos o sistemas para darle servicio, para este objetivo se usan válvulas de compuerta.

3.17.2. Reguladoras de flujo

Las válvulas de este tipo se usan para ajustar el flujo en forma manual, se deben instalar los caudales correctos a través del equipo y los diferentes circuitos de sistema, se utilizan válvulas de globo, macho, de aguja o mariposa.

3.17.3. Limitadoras de dirección de flujo

Las válvulas que permiten el flujo solo en una dirección se llaman válvulas de retención o *check*. En los sistemas de circulación de agua se podría presentar una inversión del flujo cuando no funciona el sistema, el fluido en dirección inversa podría dañar el equipo o vaciar un tubo sin advertirlo (Pita,1994).

3.18. Válvulas reguladoras de presión

Cuando la presión del agua puede rebasar los límites de seguridad para el equipo, se usa una válvula reguladora de presión. Esta válvula limita la presión de la descarga hasta un valor predeterminado. Se utilizan con frecuencia en sistemas en el cual el agua de repuesto proviene de un sistema de alta presión (Pita,1994).

3.19. Selección de bombas

De acuerdo con Pita (2004), la selección de la bomba para un sistema de agua helada resulta un punto crítico en el diseño, ya que esta debe tener una capacidad igual al flujo del sistema y una carga igual a la pérdida de presión en el mismo, estas dos características son las principales en la selección de una bomba. Algunos pasos para la correcta selección:

- a. Se debe seleccionar la bomba que trabaje cerca del punto de máxima eficiencia. Este punto cae por lo general en el rango medio de las capacidades de flujo de la bomba.
- b. Para sistemas hidrónicos, es preferible seleccionar una bomba que trabaje a 1750 RPM en lugar de a 3500 RPM. A esta última velocidad se puede usar una bomba más pequeña, pero la alta velocidad ocasiona mayores niveles de ruido.
- c. No se aconseja seleccionar una bomba que trabaje cerca de su capacidad máxima, incluso cuando esto implique elegir una bomba más pequeña. Si el flujo del sistema que realmente se requiere es mayor que aquel para el que se diseñó, la bomba no tendrá la capacidad adicional. Se selecciona una con capacidad entre 50 y 75 % del flujo máximo.
- d. La pendiente de las curvas carga-flujo varía entre las bombas centrífugas, según su diseño. En los sistemas de enfriamiento mediante agua, se recomienda que se usen bombas con curvas características de carga-flujo plana. Si hay una gran variación en el flujo, habrá una variación pequeña concomitante en la carga de la bomba. Esto hace más fácil el balance y control de los flujos.

La carga desarrollada por la bomba debe igualar a la pérdida de presión del sistema. El único punto para el cual vale lo anterior es cuando se intersecan las curvas de carga del sistema y de la bomba.

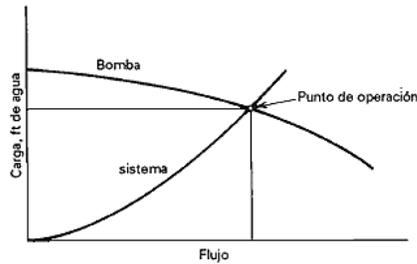


Figura 14. Curva Característica de Operación de la Bomba.

Fuente: Pita, 1994.

En general, no es necesario hacer la gráfica de ambas curvas para seleccionar una bomba, pero se pueden comprender muchos problemas de balanceo y operación de los sistemas si se estudian ambas curvas, a la vez.

La cavitación se define como la vaporización local de un líquido debido a las reducciones locales de la presión. En efecto este fenómeno se produce siempre que la presión en algún punto a zona de la corriente de un líquido descienda por debajo de un cierto valor mínimo admisible.

Según se ha dicho, cuando la presión en un punto de una estructura o zona de la corriente de un líquido descienda por debajo de un cierto valor mínimo admisible se produce la evaporación. Cuando estas burbujas de vapor, llegan a puntos donde existe una presión positiva, explotan, lo que genera presiones puntuales muy altas que ocasionan picaduras o erosión en los elementos (Garro, 2012).

3.20. Selección tanque de expansión

Según Pita (2004), el agua se expande cuando aumenta su temperatura, a menos que se le restrinja. En un sistema hidrónico se debe considerar esto. Si el sistema de tubería se llena por completo y no hay espacio para que se expanda el agua, se podría romper la tubería o el equipo. Se puede colocar un tanque abierto de expansión en el punto más alto del sistema para evitar este problema. Otra solución es utilizar un tanque cerrado de expansión que contenga un gas, ya sea aire o nitrógeno. Cuando se expande el agua, llena parcialmente el tanque y se comprime el gas, a este se le llama tanque de expansión, además, de permitir la expansión del agua, ayuda a controlar presión del sistema.

3.21. Control de aire y ventilación

Cuando se llena por primera vez el sistema, inevitablemente entra aire. El aire disuelto está en el agua de llenado y el aire comprimido está en el tanque. Posteriormente, entrará todavía más aire a un sistema diseñado e instalado cuidadosamente, a través del agua de reposición y cuando el sistema se vacíe para mantenimiento y reparaciones.

Es indispensable controlar el ingreso de aire, este evitará o bloqueará el paso de agua y la mezcla de agua y aire provocará corrosión. Cuando se calienta por primera vez el agua en el sistema hasta su temperatura de operación, el aire disuelto se libera en forma de burbujas. Gran parte de este aire se trasladará al tanque de compresión. A veces, se coloca un dispositivo separador de aire en la conexión del tanque para desviar el aire hacia este, adicionalmente, en los puntos altos del sistema se deben instalar válvulas de ventilación, ya sean automáticas o manuales.

3.22. Selección dispositivos de suministro de aire

Para la selección de las salidas de aire de un proyecto y climatización artificial se depende de varias condiciones:

1. Requisitos arquitectónicos

El arquitecto desea que el recinto tenga determinada apariencia, la cual guiará la selección del tipo y ubicación.

2. Requisitos estructurales

La estructura de la construcción, tras las paredes, cielos rasos y piso, puede limitar la ubicación de la ductería y, por lo tanto, de las salidas de aire.

3. Diferenciales de temperatura

Cuando hay grandes diferenciales de temperatura entre el suministro de aire y el aire de recinto, aumenta el peligro de tener temperaturas inaceptables en la zona ocupada.

4. Ubicación, cantidad y tamaño

Cuando se distribuye aire frío, las salidas del suministro pueden estar ubicadas en el cielo raso o en la parte alta de las paredes; las salidas de suministro de aire caliente se ubican de preferencia en el perímetro y descargan verticalmente hacia arriba. Con frecuencia, se colocan más de una salida de suministro en un recinto, esta elección depende de factores como cantidad de aire, costo y necesidades arquitectónicas.

Para seleccionar el tamaño del difusor existen tablas que toman en cuenta velocidad, caudal y nivel de ruido permitido. Se muestran, a modo de ejemplo, los datos de operación para difusores de 4 vías cuadrados en cielo raso.

Tabla 3. Selección Difusores

CFM	Outlet Size	6 x 6	8 x 8	10 x 10	12 x 12	14 x 14	16 x 16	20 x 20	22 x 22	24 x 24
100	Neck Velocity	400	225	114	100					
	Ps Throw	.004 12 17 14 12	.001 17 14 12 10	.001 14 12 10 9	.001 12 10 8 7					
200	Neck Velocity	800	450	288	200	147				
	Ps Throw	.014 33 27 23 20	.004 27 22 19 16	.002 23 19 16 14	.001 21 17 14 12	.001 18 15 13 11				
300	Neck Velocity		675	432	300	220				
	Ps Throw		.006 35 30 25 22	.004 35 30 25 22	.002 27 22 19 15	.001 24 20 17 15				
400	Neck Velocity		900	576	400	294				
	Ps Throw		.019 47 39 32 29	.008 40 34 28 24	.004 35 30 25 22	.002 32 27 22 19				
600	Neck Velocity			864	600	441	216			
	Ps Throw			.017 52 43 36 32	.008 43 36 30 26	.003 41 34 28 25	.001 30 25 21 19			
800	Neck Velocity				800	588	450	288	238	200
	Ps Throw				.018 57 48 40 35	.006 51 43 36 31	.005 47 39 32 29	.002 40 34 28 24	.001 35 29 24 21	.001 33 27 23 20
1000	Neck Velocity					735	563	360	298	250
	Ps Throw					.014 63 52 43 38	.009 57 48 40 35	.003 49 41 34 30	.002 40 34 28 25	.001 38 32 26 23
1200	Neck Velocity					882	675	432	357	300
	Ps Throw					.018 70 58 48 42	.012 64 53 44 39	.004 55 46 38 33	.002 46 38 32 28	.001 43 36 30 26
1400	Neck Velocity						787	504	417	350
	Ps Throw						.014 63 52 43 38	.005 60 50 41 36	.003 51 43 35 31	.002 48 40 33 29
1600	Neck Velocity						900	576	476	400
	Ps Throw						.020 76 63 52 46	.006 65 54 45 40	.005 61 51 42 37	.003 57 48 40 35
1800	Neck Velocity							648	536	450
	Ps Throw							.006 65 54 45 40	.011 78 65 54 48	.006 76 61 51 45
2000	Neck Velocity							720	585	500
	Ps Throw							.007 70 58 48 42	.008 70 58 48 42	.004 66 55 45 40
2200	Neck Velocity							792	655	550
	Ps Throw							.014 79 66 55 48	.009 47 62 51 45	.005 70 58 48 42

Fuente: Airguide, 2018.

3.23. Sistema descentralizado de enfriamiento

Sistemas descentralizados se pueden encontrar en casi todas las clases de edificios. Son especialmente adecuados para proyectos más pequeños sin planta central, en las que el costo inicial y la instalación simplificada son importantes. Estos sistemas se instalan en edificios de oficinas, centros comerciales, fabricación plantas, escuelas, instalaciones de salud, hoteles, moteles, apartamentos, hogares de ancianos y otras viviendas de ocupación múltiple. Son también adecuados para aire acondicionado edificios existentes con vida limitada o potencial de ingresos. Las aplicaciones también incluyen instalaciones que requieren servicios especializados, niveles de alto rendimiento, como salas de ordenadores y laboratorios de investigación (ASHRAE Systems and Equipment, 2016).

El sistema de expansión directa para este un proyecto como Kidzania, no es muy recomendable por lo que se mencionó, se necesita mucha tubería, lo que contamina la imagen del edificio.

3.24. Sistema centralizado de enfriamiento

Las plantas de enfriamiento central generan enfriamiento en un solo lugar para su distribución a múltiples ubicaciones en un edificio o en un campus o vecindario entero. El sistema de enfriamiento central se utiliza en casi todas las clases de edificios, pero particularmente en edificios y complejos muy grandes o donde hay una alta densidad de uso de energía. Son especialmente adecuados para aplicaciones en las que maximizar la vida útil del equipo y el uso la energía y la fuerza de trabajo operativa de manera eficiente es importante (ASHRAE Systems and Equipment, 2016).

En esta clasificación se encuentran los sistemas de agua helada con planta de enfriamiento. Para el presente proyecto se analizará Chillers, trabajando al 100 % y Chillers al 60 % y 40 %, para evaluar rentabilidad, eficiencia y ambiente. El diseño se realizará con un sistema primario de flujo variable.

La configuración de un sistema central se basa en el uso y la aplicación. El flujo variable primario usa flujo variable a través de la producción equipo de energía (enfriador o generador de agua de calentamiento) y bombea directamente el medio, generalmente agua, al punto de uso. Se puede lograr con válvulas de control automáticas bidireccionales en el equipo terminal y en el variador de frecuencia (VFD) bombeo o control de presión de distribución con *bypass* válvula. Ambos conceptos funcionan con base en el mantenimiento del sistema presión, generalmente en el punto hidráulicamente más remoto (última válvula de control y unidad terminal) en el sistema de agua. El diseño debe trabajar con el fabricante del equipo para garantizar mantenimiento de los caudales mínimos de los equipos en todo momento y para determinar si se necesita algún componente adicional o equipo auxiliar (ASHRAE Systems and Equipment, 2016).

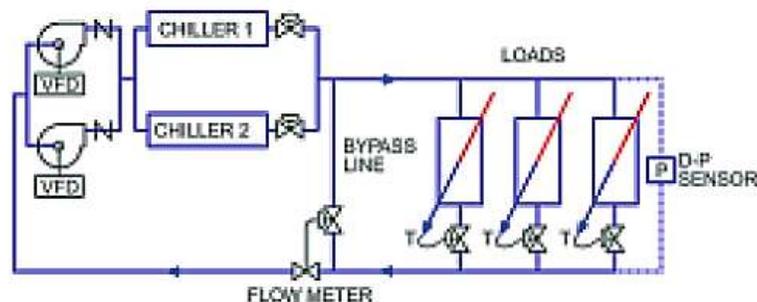


Figura 15. Sistema Primario de Flujo Variable

Fuente: ASHRAE Systems and Equipment, 2016.

3.25. Sistema de agua helada

Elegir e instalar un equipo de refrigeración puede ser un aspecto que se tenga que analizar muy bien, contar con el equipo adecuado garantizará no solo una mayor eficiencia energética, sino la capacidad de aumentar la producción a largo plazo. Los sistemas de agua helada solucionan muchos problemas de una forma eficaz, en estos sistemas el agua se utiliza como refrigerante y viaja a lo largo del edificio, lo que suministra a cada equipo evaporador el caudal necesario para alcanzar las condiciones de confort en cada recinto que se desee climatizar (Froztec, 2017).

Es muy importante el tipo de agua que se utilizará en los sistemas de agua helada, ya que si se llega a tomar agua que no ha tenido un tratamiento previo puede causar sedimento en las tuberías. Si se llega a formar arena o grava en el evaporador o en las tuberías, pueden ocurrir problemas de congelamiento. Además, si la dureza del agua llega a ser muy alta, cabe la posibilidad de que el sistema se corroa (Patrón, 2017).

Este tipo de sistema se puede configurar de distintas maneras y se pueden utilizar dos tipos de máquinas generadoras de agua helada, los equipos con condensador enfriado con aire y los enfriados por agua, estos equipos también se llaman Chiller.

3.25.1. Chiller enfriado por aire

Los Chillers enfriados por aire son una unidad central de aire acondicionado, la cual utiliza aire en el condensador para disipar el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador. Debido a su capacidad de enfriamiento, este tipo de unidades son la solución para aplicaciones en las que contratistas, consultores y propietarios de edificios buscan mayores rendimientos y una calidad superior en sistemas de refrigeración.

Una de las grandes ventajas es que no requiere de una torre de enfriamiento, por lo que la inversión inicial y costos de mantenimiento son menores, en comparación con los enfriados por agua. En este caso, la transferencia de calor se realiza por medio de ventiladores, los cuales obligan al refrigerante a convertirse nuevamente en líquido mediante un flujo de aire que circula a través de las aletas de aluminio. El refrigerante fluye entonces en los tubos de cobre del condensador y, una vez que se enfría, regresa al evaporador a través de la válvula de expansión electrónica que controla el flujo de refrigerante para repetir el ciclo.

Para este tipo de unidades las temperaturas de salida y entrada de agua corresponden a 5 y 15 grados °C, con un máximo diferencial de temperatura de 8 °C. Cabe destacar que cuanto más grande sea el diferencial de temperatura, mayor será la transferencia de calor, lo que reduce costos de operación.



Figura 16. Chiller 30RP Carrier

Fuente: Carrier, 2018.

3.26. Sistema de volumen variable (VRF)

Los Sistemas de Climatización de Caudal Variable de Refrigerante son relativamente modernos en comparación con otros sistemas (sistemas todo aire, toda agua) que se han utilizado desde hace años. En la actualidad, son varios los fabricantes, principalmente japoneses y coreanos, que ofrecen este tipo de sistemas al mercado del aire acondicionado. Estos han incorporado sus avances en materia electrónica y de control a este tipo de sistemas de climatización. Estos sistemas cumplen a la perfección con lo que se demanda, en la actualidad, de un sistema de climatización: facilidad de diseño, flexibilidad, eficiencia energética, fiabilidad, facilidad de instalación, reducido mantenimiento, silencioso, facilidad de uso y respetuoso al medioambiente. En los últimos años se han presentado altos crecimientos de este tipo de climatización, por lo que al uso de refrigerante R²² se han incorporado otros refrigerantes ecológicos como R-407 o R 410 (Airzone, 2016).

Los equipos o sistemas VRF se incluyen dentro de los de expansión directa. La unidad exterior del sistema VRF cuenta con un mecanismo que utiliza el aire exterior para evaporar (calor) o condensar (frío) el gas refrigerante. A continuación, el gas refrigerante se distribuye por las tuberías para llegar a los diferentes espacios en los que las unidades interiores se encargan de utilizarlo para enfriarlos o calentarlos. A diferencia de otros sistemas, como las bombas de calor, estos sistemas cuentan la ventaja de regular o variar el volumen de refrigerante aportado a las baterías de condensación- evaporación (Airzone, 2016).



Figura 17. Condensador VRF Toshiba

Fuente: Toshiba, 2018.

3.27. Eficiencia energética

En el pasado se ponía poca atención, en general, a la conservación de la energía empleada por los sistemas de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire, debido al costo relativamente bajo del combustible y poca importancia en relación con el tema de cambio climático. Los aumentos bruscos de los precios y la preocupación acerca de la escasez de estos han cambiado la situación. Los costos de la energía han llegado a ser un gasto tan significativo, que es necesario mantenerlos en un nivel mínimo, para esto se requiere un profundo análisis del uso y la conservación de energía en el diseño, instalación y operación del acondicionamiento del aire.

El equipo de refrigeración y acondicionamiento de aire consume potencia y no la produce, lo contrario a los motores de combustión. El coeficiente de funcionamiento (COP), es una medida útil, está definida para que mida y compare el funcionamiento del equipo de climatización, este indicador se puede definir como:

$$COP = \frac{\text{capacidad útil de enfriamiento}}{\text{consumo equivalente energía}} = \frac{Q_t}{P}$$

Ecuación 8. Coeficiente de desempeño

Ambos términos, tanto denominador como numerador, se deben expresar en las mismas unidades de energía. El COP es una buena medida de la conservación de energía porque siempre se desea obtener la mayor cantidad de enfriamiento, con el valor mínimo de energía.

Al seleccionar equipo de refrigeración, con frecuencia se encontrará que más de una unidad satisface la capacidad necesaria. Por esto, resulta de mucha utilidad determinar cuál sistema tendrá mejor funcionamiento. Otra medida de conservación de la energía que es muy semejante es la relación de eficiencia energética (EER), la cual se define como:

$$EER = \frac{\text{capacidad útil de enfriamiento}(btu/h)}{\text{consumo potencia en watts}} = \frac{Q_1}{P}$$

Ecuación 9. Coeficiente de desempeño

La EER tiene exactamente los dos términos que el COP, pero se expresa en diferentes unidades. Se ha establecido porque es de uso y comprensión más fácil para los consumidores, estos valores de EER se miden bajo un conjunto reglamentario de condiciones. A partir del 2013, de acuerdo con el decreto europeo CE 626/2011, se cambió la clasificación de los equipos según su eficiencia energética. Según la norma, se deben utilizar los indicadores de SEER y SCOP, estos se basan en ciclos de prueba de cada estación meteorológica, los indicadores EER y COP, se calculan en condiciones predefinidas de temperatura exterior constante.

Tabla 4. Indicadores Energéticos (COP, EER)

Clase de eficiencia energética	Acondicionadores de aire de conducto doble	
	EER	COP
A+++	$\geq 4,10$	$\geq 4,60$
A++	$3,60 \leq \text{EER} < 4,10$	$4,10 \leq \text{COP} < 4,60$
A+	$3,10 \leq \text{EER} < 3,60$	$3,60 \leq \text{COP} < 4,10$
A	$2,60 \leq \text{EER} < 3,10$	$3,10 \leq \text{COP} < 3,60$
B	$2,40 \leq \text{EER} < 2,60$	$2,60 \leq \text{COP} < 3,10$
C	$2,10 \leq \text{EER} < 2,40$	$2,40 \leq \text{COP} < 2,60$

Fuente: (NERGIZA, 2014)

Tabla 5. Indicadores Energéticos (SCOP, SEER)

Etiqueta	Rendimiento en Refrigeración	Rendimiento en Calefacción
A+++	$\text{SEER} \geq 8,50$	$\text{SCOP} \geq 5,10$
A++	$6,10 \leq \text{SEER} < 8,50$	$4,60 \leq \text{SCOP} < 5,10$
A+	$5,60 \leq \text{SEER} < 6,10$	$4,00 \leq \text{SCOP} < 4,60$
A	$5,10 \leq \text{SEER} < 5,60$	$3,40 \leq \text{SCOP} < 4,00$
B	$4,60 \leq \text{SEER} < 5,10$	$3,10 \leq \text{SCOP} < 3,40$
C	$4,10 \leq \text{SEER} < 4,60$	$2,80 \leq \text{SCOP} < 3,10$
D	$3,60 \leq \text{SEER} < 4,10$	$2,50 \leq \text{SCOP} < 2,80$
E	$3,10 \leq \text{SEER} < 3,60$	$2,20 \leq \text{SCOP} < 2,50$
F	$2,60 \leq \text{SEER} < 3,10$	$1,90 \leq \text{SCOP} < 2,20$
G	$\text{SEER} < 2,60$	$\text{SCOP} < 1,90$

Fuente: NERGIZA, 2014.

En cuanto a la eficiencia de una máquina generadora de agua helada, es útil usar como indicador el IPLV que es el valor integrado de carga parcial. La norma ASHRAE estándar 90.1-1999 y la ARI estándar 550/590-1998(2003) lo definen como, “cifra de mérito basada en carga parcial de EER, COP o TR/KW para aires acondicionados y equipo de bombas de calor, con base en la operación ponderada a varias capacidades de carga del equipo” (s. p.).

Capítulo 4. Desarrollo del Proyecto

En este capítulo, se detalla por pasos el diseño del sistema de climatización y extracción de la ciudad para niños Kidzania, se muestra un análisis comparativo desde los puntos energético y financiero de diversos sistemas de acondicionamiento del aire.

Es necesario obtener toda la información posible, referente a las características constructivas y diseño del edificio por acondicionar, ubicación, infiltración, cargas internas y externas, estas se muestran seguidamente.

4.1. Distribución de locales

A continuación, se muestra, en la Tabla 6, la lista de recintos por acondicionar con sus respectivas áreas dadas en pies cuadrados y metros cuadrados.

Tabla 6. Locales por Acondicionar

Espacio	Área(ft ²)	Área (m ²)
1.Academia de Actuación	219	20.36
2.Administración Facilidades	373	34.64
3.Aduana y Migración	427	39.66
4.Banco	330	30.67
5.Salón de Belleza	243	22.62
6.Servicio Cliente	718	66.72
7.Bóveda	223	20.72
8.Café P.O. S	173	16.06
9.Caramelos P.O. S	301	28.0
10.Centro de Estimulación Temprana	301	27.94
11.Comedor	202	18.8
12.Circulación Mantenimiento	878	81.6
13.Edificio en Llamas	864	80.28
14.Entrenamiento 01	477	44.37
15.Entrenamiento 02	346	32.15
16.Escuela Artes	321	29.8
17.Estación de Bomberos	383	35.56

18.Estación Policía	301	27.95
19.Estación Radio	236	21.93
20.Estudio de Fotografía P.O. S	189	17.6
21.Estudio de Televisión	791	73.5

Tabla 7. Locales por Acondicionar. Continuación

Espacio	Área(ft²)	Área (m²)
22.Fábrica Chocolate	427	39.73
23.Fábrica de Caramelos	228	21.21
24.Fábrica de Popsicle	303	28.15
25.Fábrica <i>Snacks</i>	254	23.59
26.Fashion Boutique	242	22.5
27.Hamburguesas	350	32.5
28.Hamburguesas P.O. S	350	32.5
29.Hospital	833	77.44
30.Laboratorio de Ciencias	577	53.63
31.Laboratorio Innovación	278	25.8
32.Limpieza	515	47.83
33.Mascotas	234	21.77
34.Oficina Administrativas 100 ^a	657	61.05
35.Oficina de Gobierno	275	25.57
36.Oficina Pasaportes	309	28.75
37.Oficina Servicio Cliente	1491	138.6
38.Operadores Facilidades	1993	185.24
39.Pizza P.O. S	687	63.82
40.Planta Embotelladora	238	22.15
41.Recursos Humanos	281	26.08
42.Restaurante Interactivo	257	23.89
43.Restaurante Interactivo P.O. S	955	88.77
44.Salón Familiar	155	14.39
45.Seguridad y Vigilancia	218	20.28
46.Souvenirs	403	37.43
47.Staff Cafetería	1036	96.34
48.Supermercado	588	54.69
49.Teatro	1468	136.42
50.Tienda por Departamentos	329	30.62
51.Universidad	418	38.82
52.Warehouse	918	85.31

53.Área Circulación Principal	16363	1521.0
54.Academia de Aviación	585	54.3
55.Tecnología Información	343	31.4

Fuente: elaboración propia.

Como se observa en la tabla anterior tiene una distribución de 55 recintos, la sección más grande es el área de circulación principal, esta distribución la proporcionó el arquitecto y empresa constructora del edificio Kidzania.

4.2. Localización e información meteorológica

El proyecto se encuentra ubicado en la provincia de Heredia, en la zona de San Francisco, Latitud 09°59'50" N, Longitud 84°07'45" O, elevación 1.124 msnm, esta se encuentra a muy pocos kilómetros de la capital San José y sus condiciones climáticas son similares a las de la Gran Área Metropolitana.

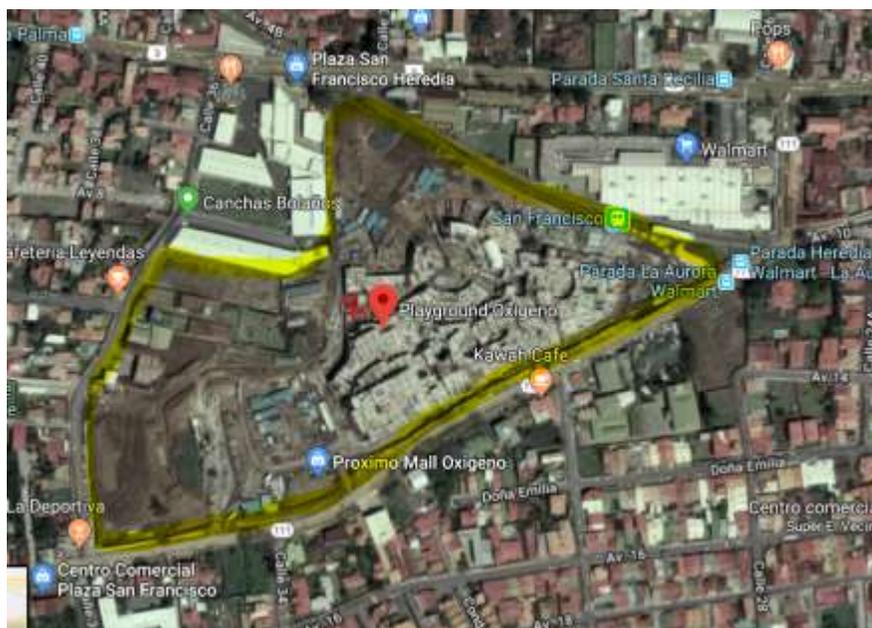


Figura 18. Vista satelital Oxígeno

Fuente: Google Maps, 2018.

La sección marcada en amarillo corresponde al área de construcción del Playground Oxígeno, con una equis de color rojo se indica lugar donde estará construido Kidzania, el cual en total tiene un área de 4000 mil metros cuadrados

Para realizar un diseño lo más eficiente posible se le solicito al Instituto Meteorológico Nacional la información de una estación climática cercana al lugar en el que se construirá el centro comercial. Los datos obtenidos son de la estación ubicada en San Lucía de Heredia y en ella se observa datos de necesarios como temperatura de bulbo seco, humedad relativa.

Tabla 8. Condiciones Climatológicas de la Zona

ESTACION: 84 III SANTALUCIA, HEREDIA			Latitud: 10° 01' N Longitud: 84° 06' O Altitud: 1200 m.s.n.m												
Elementos	Periodos		Ene.	Feb.	Mar.	Abr.	May.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Oct.	Nov.	Dic.	Total
LLUVIA	1982	2017	17.6	23.2	41.0	115.6	333.3	329.9	207.0	258.3	423.1	441.5	183.0	53.5	2427
TEM.MAX.	1982	2017	24.3	25.3	26.4	26.8	25.9	25.3	25.1	24.6	25.1	24.0	24.5	23.4	
TEM.MIN.	1982	2017	14.9	14.7	14.8	15.4	15.9	15.8	15.9	15.2	15.3	15.0	15.6	15.0	
TEM.MED.	1982	2017	19.6	20.0	20.6	21.1	20.9	20.5	20.5	19.9	20.2	19.5	20.1	19.2	
HUMEDAD	1982	2001	72.9	72.4	71.0	73.6	81.6	84.1	80.7	83.0	86.7	86.1	80.9	75.5	
BRILLO SOLAR	1983	2017	8.6	8.7	8.6	7.4	4.9	3.9	4.2	4.4	4.2	4.3	4.8	7.0	
EVAPORACION TANQUE	1983	2008	5.0	5.8	6.1	5.6	4.0	3.4	3.5	3.4	3.2	3.3	3.4	4.3	
VIENTO DIR. PREDOMINANTE															
Promedio días con lluvia >= 0.1 mm.			5	4	5	10	22	23	20	22	25	26	18	9	188.0 Total.

Fuente: IMN, 2018.

Los datos del IMN nos muestran que la temperatura máxima se presenta en el mes de abril con un valor de 26.8 °C, en este periodo, la humedad relativa es de 73.6 %, estas serán las condiciones críticas exteriores para diseño.

A partir de esta información y empleando la carta psicrométrica se pueden obtener más propiedades climatológicas importantes, para realizar un cálculo de carga térmica confiable. En la figura 8 se muestra la carta psicrométrica y la información obtenida.

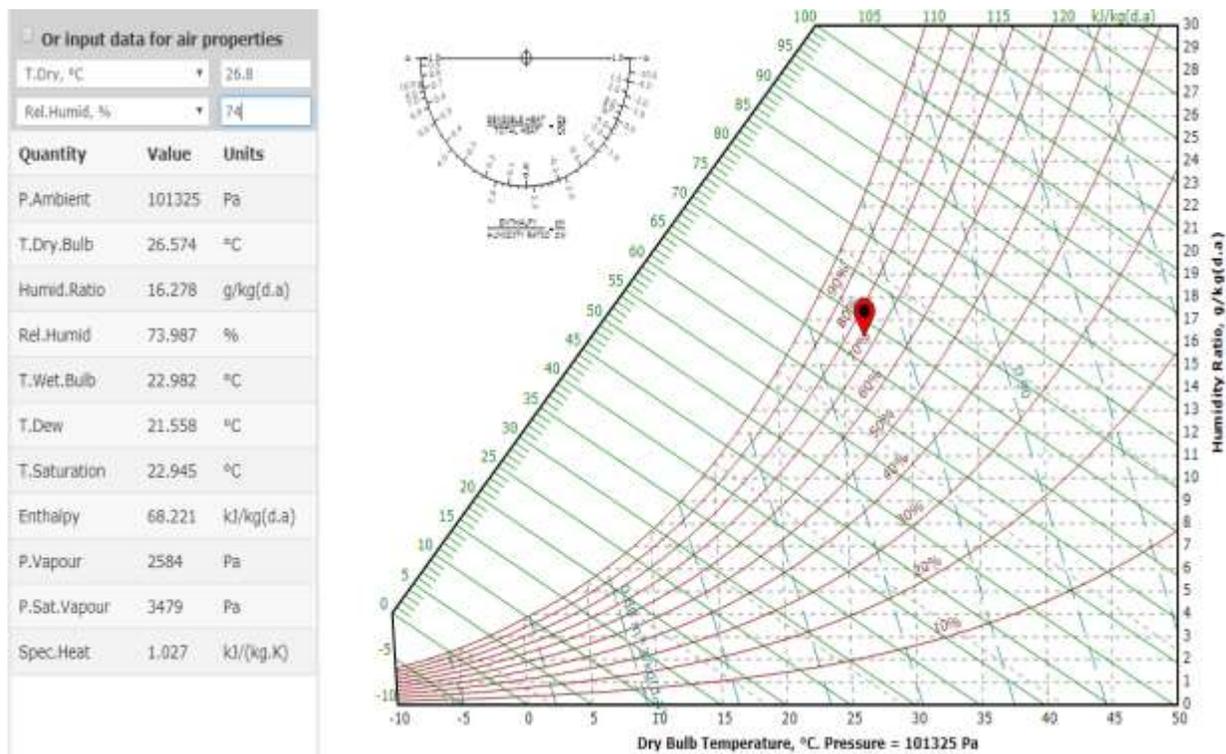


Figura 19. Empleo de la Carta Psicrométrica

Fuente: Flycarpet, 2018.

Tabla 9. Resumen Condiciones Máximas Exteriores

Temperatura Bulbo Seco	26.8°C / 80.24°F
Temperatura Bulbo Húmedo	22.98 °C / 73.36 °F
Humedad Relativa	74 %
Temperatura de Rocío	21.55 °C / 70.8 °F
Entalpía	68.22 KJ/kg / 29.3 Btu/lb
Relación Granos Humedad	16.278 g/kg / 0.0162 lb/lb

Fuente: elaboración propia.

Monge (2017) indica que las condiciones óptimas de confort en las cuales la mayor cantidad de personas se sienten cómodas están en el rango de 24 a 26 °C temperatura bulbo seco con un porcentaje de humedad relativa de 50 a 60.

Para realizar este diseño las condiciones de diseño interior seleccionadas se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 10. Condiciones de Diseño Interior

Temperatura de Bulbo Seco	25 °C / 77 °F
Porcentaje de Humedad Relativa	50 %
Relación Granos Humedad	9.88 g/kg / 0,00988 lb/lb _{aire seco}

Fuente: elaboración propia.

4.3. Características del edificio

El centro de edu-entretenimiento se encuentra ubicado al mismo nivel que el sótano-parqueos del centro comercial, rodeado por áreas acondicionadas por todos sus lados, sus paredes están protegidas contra la exposición directa de los rayos solares.

4.3.1. Áreas y materiales

Esta construcción está en un 96 % aislada de la exposición a radiación solar directa, sus paredes están construidas con láminas de fibrocemento (Durock), no presenta ventanas que den directamente al exterior.

El área total por acondicionar es de 3890 m², algunas zonas pequeñas como bodegas y pasillos son los restantes 110 m², pero estos no se acondicionarán. Estos locales están contruidos, en su totalidad, con lámina de Fibrolyt, las fachadas son moldeadas con concreto y malla de hierro.

Debido a que sobre la estructura de Kidzania se ubican otros niveles del centro comercial Oxígeno, el techo se encuentra formado por concreto pesado de 6 in con 1 in de aislamiento.

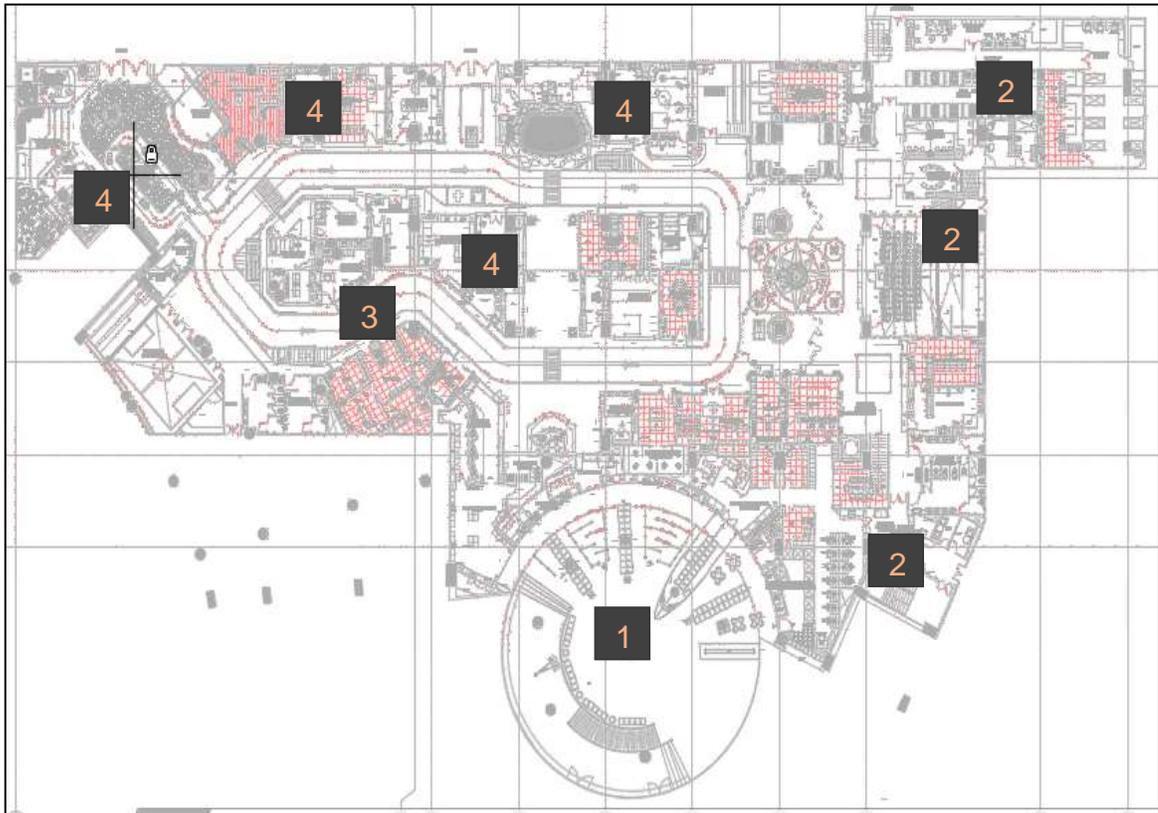


Figura 20. Distribución Kidzania

Fuente: Constructora Van Deer Laat y Jiménez, 2018.

Para percibir mejor una idea de cómo estará distribuido el centro de edu-entretención, que se muestra en la figura anterior, se indica con números las áreas principales, estas se detallan seguidamente:

Sección #1: aquí está ubicado el acceso principal de Kidzania y la salida, esta zona no se encontrará climatizada.

Sección #2: todos los lugares indicados con este número son la parte administrativa, entrenamiento personal, comedor para trabajadores. Además, existen pasillos y bodegas que, como ya se indicó, no van a tener sistema de aire acondicionado.

Sección # 3: está es el área de circulación, se puede diferenciar una pequeña carretera que cierra un espacio. En esta parte es donde las personas adultas pueden transitar, ya que a los locales solo se permite el ingreso de los niños. En esta sección va a existir una concentración de personas importante.

Sección # 4: en este se encuentran todos los locales en los cuales los niños van a aprender y divertirse. Todos estos van a climatizarse.

4.3.2. Conducción de calor estructura externa, interna y por radiación

Como se ha mencionado, las zonas que se acondicionarán están aisladas, por lo tanto, no se da conducción de calor externo. De igual manera, como en el interior los locales están acondicionados, entre ellos no existe conducción debido a que se encuentran a la misma temperatura, solo en la zona administrativa existe un pasillo que no se encuentra acondicionado. La ganancia por radiación en paredes es despreciable ya que no se da exposición.

Solo se realizó el cálculo de ganancia de calor por estructura interna para el caso del pasillo, que aporta carga térmica por una pared a tres zonas del área administrativa.

4.4. Ganancia de calor por alumbrado

Se muestra el aporte de calor por luminarias, estos datos son tomados en referencia con la cantidad de luminarias mostradas en planos.

Se utilizó de manera general un $FB=1$, $FCE=1$.

Tabla 11. Ganancia de Calor por Iluminación

Espacio	Carga Térmica por Iluminación(BTU/h)
1.Academia de Actuación	3264
2.Administración Facilidades	9792
3.Aduana y Migración	5440
4.Banco	2937
5.Salón de Belleza	3916
6.Servicio Cliente	10880
7.Bóveda	2937
8.Café P.O. S	4352
9.Caramelos P.O. S	2611
10.Centro de Estimulación Temprana	2449
11.Comedor	2449
12.Circulación Mantenimiento	13600
13.Edificio en Llamas	8160
14.Entrenamiento 01	8160
15.Entrenamiento 02	10200
16.Escuela Artes	8160
17.Estación de Bomberos	10880
18.Estación Policía	8160
19.Estación Radio	8160
20.Estudio de Fotografía P.O. S	4352
21.Estudio de Televisión	6528
22.Fábrica Chocolate	10880
23.Fábrica de Caramelos	2611
24.Fábrica de Popsicle	4896
25.Fábrica <i>Snacks</i>	4896
26.Fashion Boutique	2611

Tabla 12. Ganancia de Calor por Iluminación. Continuación

Espacio	Carga Térmica por Iluminación(BTU/h)
27.Hamburguesas	3264
28.Hamburguesas P.O. S	2611
29.Hospital	19040
30.Laboratorio de Ciencias	9400
31.Laboratorio Innovación	10880
32.Limpieza	8160
33.Mascotas	2284
34.Oficina Administrativas 100 ^a	10880
35.Oficina de Gobierno	3916
36.Oficina Pasaportes	3916
37.Oficina Servicio Cliente	14688
38.Operadores Facilidades	20400
39.Pizza P.O. S	11968
40.Planta Embotelladora	5875
41.Recursos Humanos	5440
42.Restaurante Interactivo	6800
43.Restaurante Interactivo P.O. S	17000
44.Salón Familiar	1958
45.Seguridad y Vigilancia	8160
46.Souvenirs	16,320
47.Staff Cafetería	10880
48.Supermercado	21760
49.Teatro	24480
50.Tienda por Departamentos	4896
51.Universidad	4896
52.Warehouse	20400
53.Área Circulación Principal	571200
54.ªcademia de Aviación	4896
55.Tecnología Información	2611

Fuente: elaboración propia.

4.5. Ganancia de calor por equipos

Se tiene una gran diversidad de equipos, equipo de cocina, proyectores de imágenes, equipo refrigeración, amplificadores de sonido, pantalla de televisión entre otros. Los valores de aporte de calor, tanto sensible como latente, de los equipos se tomaron de ASHRAE Fundamentals, las tablas con la información anterior se muestran en los anexos.

Tabla 13. Ganancia de Calor por Equipos

Espacio	Carga Latente (BTU/h)	Carga Sensible (BTU/h)
1.Academia de Actuación	0	2300
2.Administración Facilidades	0	16300
3.Aduana y Migración	0	2760
4.Banco	0	6900
5.Salón de Belleza	0	4600
6.Servicio Cliente	0	19200
7.Bóveda	0	0
8.Café P.O. S	70	1430
9.Caramelos P.O. S	4010	6965
10.Centro de Estimulación Temprana	0	2360
11.Comedor	0	2360
12.Circulación Mantenimiento	0	0
13.Edificio en Llamas	2525	15000
14.Entrenamiento 01	0	0
15.Entrenamiento 02	0	0
16.Escuela Artes	0	2300
17.Estación de Bomberos	0	6000
18.Estación Policía	0	2300
19.Estación Radio	0	4600
20.Estudio de Fotografía P.O.S	0	2340
21.Estudio de Televisión	0	12530
22.Fábrica Chocolate	0	6235
23.Fábrica de Caramelos	0	11000
24.Fábrica de Popsicle	0	2303
25.Fábrica Snacks	0	4200
26.Fashion Boutique	0	2300

27.Hamburguesas	0	13100
28.Hamburguesas P.O. S	0	20425

Tabla 14. Ganancia de Calor por Equipos. Continuación

Espacio	Carga Latente (BTU/h)	Carga Sensible (BTU/h)
29.Hospital	0	22891
30.Laboratorio de Ciencias	0	2950
31.Laboratorio Innovación	0	2300
32.Limpieza	0	5970
33.Mascotas	0	0
34.Oficina Administrativas 100 ^a	0	6600
35.Oficina de Gobierno	0	6000
36.Oficina Pasaportes	0	5100
37.Oficina Servicio Cliente	0	8300
38.Operadores Facilidades	0	42300
39.Pizza P.O. S	0	14300
40.Planta Embotelladora	0	5100
41.Recursos Humanos	0	12300
42.Restaurante Interactivo	0	625
43.Restaurante Interactivo P.O. S	1425	28500
44.Salón Familiar	0	1910
45.Seguridad y Vigilancia	0	8270
46.Souvenirs	0	900
47.Staff Cafetería	0	0
48.Supermercado	0	2325
49.Teatro	0	8250
50.Tienda por Departamentos	0	4600
51.Universidad	0	4600
52.Warehouse	0	0
53.Área Circulación Principal	0	0
54.Ácademia de Aviación	0	33200
55.Tecnología Información	0	10000

Fuente: elaboración propia.

4.6. Ganancia de calor por personas

Se tiene una proyección de visitas para Kidzania de 800 personas como máximo por día, el aporte de carga térmica es muy alto por la cantidad de individuos, además, una gran parte de estas se encontrarán en constante movimiento.

ASHRAE recomienda que la tasa de calor que genera un niño sea de un 75 % de la de un adulto hombre, este lineamiento se utilizó en las zonas en las que solo se concentrarán niños. Para estos valores de carga térmica sensible y latente por ocupación se emplearon los valores que facilita la norma.

Tabla 15. Ganancia de Calor por Personas

Espacio	Carga Latente por personas (BTU/h)	Carga Sensible por personas (BTU/h)
1.Academia de Actuación	1140	1380
2.Administración Facilidades	2280	2760
3.Aduana y Migración	1520	1840
4.Banco	1140	1380
5.Salón de Belleza	1140	1380
6.Servicio Cliente	2850	3450
7.Bóveda	855	1035
8.Café P.O. S	855	1035
9.Caramelos P.O. S	1140	1380
10.Centro de Estimulación Temprana	1520	1840
11.Comedor	1520	1840
12.Circulación Mantenimiento	18500	10500
13.Edificio en Llamas	1995	2415
14.Entrenamiento 01	5700	6900
15.Entrenamiento 02	4050	4200
16.Escuela Artes	1140	1380
17.Estación de Bomberos	1140	1380
18.Estación Policía	1425	1725
19.Estación Radio	1425	1725
20.Estudio de Fotografía P.O. S	712.5	862.5
21.Estudio de Televisión	3800	4600

22.Fábrica Chocolate	1140	1380
----------------------	------	------

Tabla 16. Ganancia de Calor por Personas. Continuación

Espacio	Carga Latente por personas (BTU/h)	Carga Sensible por personas (BTU/h)
23.Fábrica de Caramelos	855	1035
24.Fábrica de Popsicle	1140	1380
25.Fábrica Snacks	1425	1725
26.Fashion Boutique	855	1035
27.Hamburguesas	855	1035
28.Hamburguesas P.O. S	855	1035
29.Hospital	3800	4600
30.Laboratorio de Ciencias	4560	5520
31.Laboratorio Innovación	1710	2070
32.Limpieza	2700	2800
33.Mascotas	1140	1380
34.Oficina Administrativas 100 ^a	2850	3450
35.Oficina de Gobierno	1140	1380
36.Oficina Pasaportes	855	1035
37.Oficina Servicio Cliente	3800	4600
38.Operadores Facilidades	5400	5600
39.Pizza P.O. S	2137	2587
40.Planta Embotelladora	1140	1380
41.Recursos Humanos	950	1150
42.Restaurante Interactivo	1140	1380
43.Restaurante Interactivo P.O. S	2565	3105
44.Salón Familiar	1140	1380
45.Seguridad y Vigilancia	2160	2240
46.Souvenirs	3800	4600
47.Staff Cafetería	8360	10120
48.Supermercado	1995	2415
49.Teatro	8550	10350
50.Tienda por Departamentos	1140	1380
51.Universidad	2137	2587
52.Warehouse	18500	10500
53.Área Circulación Principal	95000	115000
54.Academia de Aviación	3800	4600

55.Tecnología Información	1520	1840
---------------------------	------	------

Fuente: elaboración propia.

4.7. Carga de refrigeración

Como se indicó en el marco conceptual, la carga de refrigeración es la carga a la que se somete el equipo de enfriamiento. Además, de las cargas sensibles y latentes obtenidas anteriormente se le adicionan las ganancias por calor de ductos, ventilación, fugas, con este valor final se seleccionan las capacidades de los equipos de refrigeración.

Se realizó el cálculo de carga mediante tres métodos, esto para validar los resultados. Se utilizó la metodología de transferencia con los lineamientos de ASHRAE, el *software* HAP de Carrier utilizado por la empresa Clima Ideal y el método de BTU/pie² con base en experiencia de campo de los ingenieros de la empresa.

Se muestra los resultados obtenidos, a partir los métodos de ASHRAE, se hace un desglose de la carga térmica, en carga sensible, latente y total, además, se muestra la relación de carga sensible de cada recinto.

Tabla 17. Carga de Refrigeración Empleando Metodología de ASHRAE

Espacio	RLTG	RSTG	RTSG	RSHR
1.Academia de Actuación	1140	7014	10401	0.67
2.Administración Facilidades	2280	28973	36845	0.79
3.Aduana y Migración	1520	10153	15143	0.67
4.Banco	1140	11360	16662	0.68
5.Salón de Belleza	1140	9896	12139	0.82
6.Servicio Cliente	2850	33530	40018	0.84
7.Bóveda	855	4069	7405	0.55
8.Café P.O. S	925	6956	11520	0.60
9.Caramelos P.O. S	5150	11141	21698	0.51
10.Centro de Estimulación Temprana	1520	6733	10804	0.62
11.Comedor	1520	6778	11762	0.58
12.Circulación Mantenimiento	18500	24315	51490	0.47
13.Edificio en Llamas	4520	25926	40651	0.64
14.Entrenamiento 01	5700	15321	28438	0.54
15.Entrenamiento 02	4050	14546	23430	0.62
16.Escuela Artes	1140	12087	19580	0.62
17.Estación de Bomberos	1140	18260	21340	0.86
18.Estación Policía	1425	12185	14971	0.81
19.Estación Radio	1425	14485	17501	0.83
20.Estudio de Fotografía P.O. S	712.5	7690	12009	0.64
21.Estudio de Televisión	3800	24190	41638	0.58
22.Fábrica Chocolate	1140	18724	26519	0.71
23.Fábrica de Caramelos	855	14773	19778	0.75
24.Fábrica de Popsicle	1140	8784	15103	0.58
25.Fábrica Snacks	1425	11007	17469	0.63
26.Fashion Boutique	855	5946	7481	0.79
27.Hamburguesas	855	17557	23473	0.75
28.Hamburguesas P.O. S	855	24241	31081	0.78
29.Hospital	3800	47088	67321	0.70
30.Laboratorio de Ciencias	4560	18262	33093	0.55

Tabla 18. Carga de Refrigeración Empleando Metodología de ASHRAE. Continuación

Espacio	RLTG	RSTG	RTSG	RSHR
31.Laboratorio Innovación	1710	15534	24753	0.63
32.Limpieza	2700	16930	21593	0.78
33.Mascotas	1140	3664	5284	0.69
34.Oficina Administrativas 100 ^a	2850	21120	30246	0.70
35.Oficina de Gobierno	1140	11393	15764	0.72
36.Oficina Pasaportes	855	10122	13531	0.75
37.Oficina Servicio Cliente	3800	27903	41305	0.68
38.Operadores Facilidades	5400	68704	89749	0.77
39.Pizza P.O. S	2137	29295	43555	0.67
40.Planta Embotelladora	1140	12514	18264	0.69
41.Recursos Humanos	950	18966	23459	0.81
42.Restaurante Interactivo	1140	8992	14957	0.60
43.Restaurante Interactivo P.O. S	3990	49087	68208	0.72
44.Salón Familiar	1140	5352	9273	0.58
45.Seguridad y Vigilancia	2160	18762	24889	0.75
46.Souvenirs	3800	22099	34176	0.65
47.Staff Cafetería	8360	21431	41560	0.52
48.Supermercado	1995	26744	36600	0.73
49.Teatro	8550	43645	68941	0.63
50.Tienda por Departamentos	1140	11035	16637	0.66
51.Universidad	2137	12349	21367	0.58
52.Warehouse	18500	31130	59280	0.53
53.Área Circulación Principal	95000	687732	892205	0.77
54.Academia de Aviación	3800	41696	45496	0.92
55.Tecnología Información	1520	14451	15971	0.90

Fuente: elaboración propia

Los resultados que se mostraron en la tabla anterior se pueden corroborar en la minuta de cálculo adjunta en este proyecto.

Para el uso de este método, se basó en la experiencia de personal de Clima Ideal, que ha realizado proyectos similares en el Valle Central. Se utilizó un factor de carga de 55 Btu/ft², esto para todos los recintos, los valores de área se tomaron de los planos arquitectónicos.

Tabla 19. Carga de Refrigeración Btu/ft2

Recinto	Área(ft ²)	Btu/h
1.Academia de Actuación	219	12047
2.Administración Facilidades	373	20497
3.Aduana y Migración	427	23467
4.Banco	330	18148
5.Salón de Belleza	243	13385
6.Servicio Cliente	718	39479
7.Bóveda	223	12260
8.Café P.O. S	173	9503
9.Caramelos P.O. S	301	16555
10.Centro de Estimulación Temprana	301	16532
11.Comedor	202	11110
12.Circulación Mantenimiento	878	48284
13.Edificio en Llamas	864	47503
14.Entrenamiento 01	477	26254
15.Entrenamiento 02	346	19024
16.Escuela Artes	321	17633
17.Estación de Bomberos	383	21041
18.Estación Policía	301	16538
19.Estación Radio	236	12976
20.Estudio de Fotografía P.O. S	189	10414
21.Estudio de Televisión	791	43491
22.Fábrica Chocolate	427	23509
23.Fábrica de Caramelos	228	12550
24.Fábrica de Popsicle	303	16657
25.Fábrica Snacks	254	13958
26.Fashion Boutique	242	13314
27.Hamburguesas	350	19231
28.Hamburguesas P.O.S	350	19231
29.Hospital	833	45822

Tabla 20. Carga de Refrigeración Btu/ft2. Continuación

Recinto	Área(ft ²)	Btu/h
30.Laboratorio de Ciencias	577	31734
31.Laboratorio Innovación	278	15266
32.Limpieza	515	28302
33.Mascotas	234	12882
34.Oficina Administrativas 100 ^a	657	36124
35.Oficina de Gobierno	275	15130
36.Oficina Pasaportes	309	17012
37.Oficina Servicio Cliente	1491	82011
38.Operadores Facilidades	1993	109609
39.Pizza P.O. S	687	37763
40.Planta Embotelladora	238	13106
41.Recursos Humanos	281	15432
42.Restaurante Interactivo	257	14136
43.Restaurante Interactivo P.O. S	955	52526
44.Salón Familiar	155	8515
45.Seguridad y Vigilancia	218	12000
46.Souvenirs	403	22148
47.Staff Cafetería	1036	57006
48.Supermercado	588	32361
49.Teatro	1468	80721
50.Tienda por Departamentos	329	18118
51.Universidad	418	22970
52.Warehouse	918	50479
53.Área Circulación Principal	16363	899965
54.Academia de Aviación	585	50400
55.Tecnología Información	343	19200

Fuente: elaboración propia.

Los resultados de los cálculos de carga de enfriamiento realizado en el *software* HAP, se muestran a continuación, estos valores son adecuados con los estándares de ASHRAE y emplean el método de transferencia. Todas las tasas de calor personas, equipos y demás, tienen asignado un horario, esto reduce el valor total de carga térmica, lo que evita el sobredimensionamiento.

Tabla 21. Carga de Refrigeración HAP

Espacio	Carga Enfriamiento HAP (Btu/h)
1.Academia de Actuación	10000
2.Administración Facilidades	31100
3.Aduana y Migración	14200
4.Banco	15200
5.Salón de Belleza	17300
6.Servicio Cliente	39900
7.Bóveda	6900
8.Café P.O. S	10300
9.Caramelos P.O. S	13600
10.Centro de Estimulación Temprana	9400
11.Comedor	12100
12.Circulación Mantenimiento	30700
13.Edificio en Llamas	38300
14.Entrenamiento 01	22200
15.Entrenamiento 02	17800
16.Escuela Artes	18100
17.Estación de Bomberos	23500
18.Estación Policía	15900
19.Estación Radio	17300
20.Estudio de Fotografía P.O. S	11900
21.Estudio de Televisión	36000
22.Fábrica Chocolate	23800
23.Fábrica de Caramelos	17800
24.Fábrica de Popsicle	13100
25.Fábrica <i>Snacks</i>	15400
26.Fashion Boutique	11800
27.Hamburguesas	21400

Tabla 22. Carga Refrigeración HAP. Continuación

Espacio	Carga Enfriamiento HAP (Btu/h)
28.Hamburguesas P.O. S	28200
29.Hospital	60000
30.Laboratorio de Ciencias	24800
31.Laboratorio Innovación	23600
32.Limpieza	21800
33.Mascotas	7000
34.Oficina Administrativas 100 ^a	27900
35.Oficina de Gobierno	17300
36.Oficina Pasaportes	27900
37.Oficina Servicio Cliente	39200
38.Operadores Facilidades	84100
39.Pizza P.O. S	33600
40.Planta Embotelladora	15000
41.Recursos Humanos	20400
42.Restaurante Interactivo	13300
43.Restaurante Interactivo P.O. S	62300
44.Salón Familiar	8100
45.Seguridad y Vigilancia	19900
46.Souvenirs	29200
47.Staff Cafetería	35100
48.Supermercado	34000
49.Teatro	61300
50.Tienda por Departamentos	15900
51.Universidad	21100
52.Warehouse	41900
53.Área Circulación Principal	765600
54.Academia de Aviación	51600
55.Tecnología Información	18000

Fuente: elaboración propia.

Para determinar la veracidad de los métodos se analizaron los resultados obtenidos, estos se muestran tabulados para una mejor comprensión, se muestran en unidades de toneladas de refrigeración.

Tabla 23. Comparación Carga Enfriamiento

Recinto	HAP	ASHRAE	BTU/FT ²
1.Academia de Actuación	0.8	0.9	1.0
2.Administración Facilidades	2.6	3.1	1.7
3.Aduana y Migración	1.2	1.3	2.0
4.Banco	1.3	1.4	1.5
5.Salón de Belleza	1.4	1.0	1.1
6.Servicio Cliente	3.3	3.3	3.3
7.Bóveda	0.6	0.6	1.0
8.Café P.O. S	0.9	1.0	0.8
9.Caramelos y Heladería P.O. S	1.1	1.8	1.4
10.Centro de Estimulación Temprana	0.8	0.9	1.4
11.Comedor	1.0	1.0	0.9
12.Circulación Mantenimiento	2.6	4.3	4.0
13.Edificio en Llamas	3.2	3.4	4.0
14.Entrenamiento 01	1.9	2.4	2.2
15.Entrenamiento 02	1.5	2.0	1.6
16.Escuela Artes	1.5	1.6	1.5
17.Estación de Bomberos	2.0	1.8	1.8
18.Estación Policía	1.3	1.2	1.4
19.Estación Radio	1.4	1.5	1.1
20.Estudio de Fotografía P.O. S	1.0	1.0	0.9
21.Estudio de Televisión	3.0	3.5	3.6
22.Fábrica Chocolate	2.0	2.2	2.0
23.Fábrica de Caramelos	1.5	1.6	1.0
24.Fábrica de Popsicle	1.1	1.3	1.4
25.Fábrica <i>Snacks</i>	1.3	1.5	1.2
26.Fashion Boutique	1.0	0.6	1.1
27.Hamburguesas	1.8	2.0	1.6
28.Hamburguesas P.O. S	2.4	2.6	1.6
29.Hospital	5.0	5.6	3.8
30.Laboratorio de Ciencias	2.1	2.8	2.6

Tabla 24. Comparación Carga Enfriamiento. Continuación

Recinto	HAP	ASHRAE	BTU/FT ²
31.Laboratorio Innovación	2.0	2.1	1.3
32.Limpieza	1.8	1.8	2.4
33.Mascotas	0.6	0.4	1.1
34.Oficina Administrativas 100 ^a	2.3	2.5	3.0
35.Oficina de Gobierno	1.2	1.1	1.3
36.Oficina Pasaportes	1.4	1.1	1.4
37.Oficina Servicio Cliente	3.3	2.9	6.8
38.Operadores Facilidades	7.0	6.8	9.1
39.Pizza P.O.S	2.8	3.6	3.1
40.Planta Embotelladora	1.3	1.2	1.1
41.Recursos Humanos	1.7	2.0	1.3
42.Restaurante Interactivo	1.1	0.9	1.2
43.Restaurante Interactivo P.O.S	5.2	5.7	4.4
44.Salón Familiar	0.7	0.6	0.7
45.Seguridad y Vigilancia	1.7	1.9	1.0
46.Souvenirs	2.4	2.8	1.8
47.Staff Cafetería	2.9	2.7	4.8
48.Supermercado	2.8	2.6	2.7
49.Teatro	5.1	5.7	6.7
50.Tienda por Departamentos	1.3	1.1	1.5
51.Universidad	1.8	1.3	1.9
52.Warehouse	3.5	4.5	4.2
53.Área Circulación Principal	63.8	71.6	75.0
54.Academia de Aviación	4.3	3.8	4.2
55.Tecnología Información	1.5	1.3	1.6
TOTAL	177	191	198

Fuente: elaboración propia.

De las tres metodologías empleadas, el resultado más conservador se obtuvo con el cálculo de carga térmica por medio del *software* Hourly Analysis Program (HAP), con un valor total de 177 toneladas de refrigeración, el resultado se obtuvo al aplicar los cálculos manuales y seguir los lineamientos de ASHRAE fue de 191 toneladas de refrigeración y mediante el cálculo de Btu/ft², el cual fue el mayor de todos se obtuvo un valor de carga de enfriamiento 198 toneladas de refrigeración.

Si se toma como base la carga térmica obtenida con el HAP, existe una variación de 8 % con respecto al método ASHRAE y un 11 % en comparación con el procedimiento de Btu/pie².

De acuerdo con la experiencia que se adquirió durante el cálculo de carga térmica, se puede afirmar que la diferencia se debe a que mediante el programa HAP a las fuentes de calor (personas, alumbrado, equipo entre otros) se les asigna un horario de funcionamiento, por lo que el aporte de estos se reduce considerablemente, no así en los cálculos manuales, en los que todo se asume al 100 %. Cabe destacar que el *software* utiliza los estándares de ASHRAE y método de transferencia para realizar los cálculos.

En cuanto al uso de Btu/pie², el resultado que se da es un poco holgado, ya que este es usado en general para tener un resultado de carga térmica de una manera rápida, esto para discernir inicialmente la capacidad a la cual diseñar un sistema de aire acondicionado para cierta edificación.

4.8. Selección de equipos

Como se mostró en la sección anterior, se obtuvo la carga térmica por tres distintos métodos, para la selección de las unidades evaporadoras se tomaron como referencia los resultados obtenidos mediante el *software* HAP.

Los valores de carga térmica obtenidos deben adaptarse a las capacidades que brinda el mercado, por ende, se debe redondear la carga térmica al valor estándar inmediatamente superior. Los equipos que se emplearon en este proyecto son de la marca Carrier.

Tabla 25. Equipos Interiores Seleccionados

Capacidad	Tipo	Modelo
12000 Btu/h (1 TON)	Fan Coil	42CAA04
18000 Btu/h (1.5 TON)	Fan Coil	42CAA08
24000 Btu/h (2 TON)	Fan Coil	42CAA10
36000 Btu/h (3 TON)	Central	42BHE12
48000 Btu/h (4 TON)	Central	42BHE16
60000 Btu/h (5 TON)	Central	42BHE20
150000 Btu/h (12.5 TON)	Central	40RUSA014
300000 Btu/h (25 TON)	Central	40RUSA028

Fuente: elaboración propia.

Para las secciones donde el ducto es más largo, se seleccionaron equipos con mayor capacidad estática.

Tabla 26. Equipo Exterior Seleccionado

Equipo	Capacidad	EER(Relación Eficiencia Energ)	IPLV(Valor Integrado de Carga Parcial)
30RBF17065Q0POBL	170	10.2	13.6

Fuente: elaboración propia.

El Chiller seleccionado es una máquina con condensadores enfriados por aire de la marca Carrier AquaSnap, con compresor tipo *scroll* de alta eficiencia, cuenta con una capacidad nominal de enfriamiento de 170 toneladas de refrigeración, con indicadores de eficiencia energética mayores a 10. Como inercia térmica del local es casi de un 100 % debido a cargas internas (alumbrado, equipos, personas) y como se asignó un horario, el factor de disponibilidad del Chiller se disminuye, ASHRAE recomienda emplear un factor de un 85 % de la carga térmica total, para este diseño se seleccionó la máquina enfriadora a un 95 %.

4.9. Diseño de sistema de ductos

Como se pudo observar, la cantidad de recintos por acondicionar son 55, en la gran mayoría la ductería va a ser de muy poca longitud, ya que son recintos de poca área y cada uno lleva su sistema evaporador independiente.

En zona administrativa y en el área de circulación son sectores un poco críticos en los cuales los ductos son de mayor longitud. Para los equipos de poca extensión, se empleará el método de fricción constante y para las áreas en las que la extensión de estos sea mayor el método de velocidad constante. Esto porque el aire acondicionado debe viajar una trayectoria considerable y se necesita que ese aire llegue de una manera correcta a todos los difusores del sistema de ductos.

Los ductos y accesorios están fabricados con lámina de poliuretano expandido, este tipo de material, además de su excelente propiedad como mal conductor de calor, presenta una capa de aluminio en su superficie exterior, la caída de presión que presenta este es de 0.1 ft / 100 ft y los límites de velocidad que se usarán para diseñar serán los que recomienda ASHRAE.

Para visualizar mejor la información se realizará un resumen por máquina evaporadora, ya que equipos con capacidad igual presentan un dimensionamiento de ductos similar, de igual forma se puede corroborar la información en los planos mecánicos de este proyecto.

Tabla 27. Dimensiones de Ducto: Método Fricción Constante Equipo 1; 1,5 y 2 Ton

Capacidad Evaporador	Caída de Presión/100ft	Dimensión
12000 Btu/h (1 TON)	0.09	31"x 5"
18000 Btu/h (1.5 TON)	0.09	31"x 5"
24000 Btu/h (2 TON)	0.09	31"x 5"

Fuente: elaboración propia.

En el desarrollo de este proyecto, debido a las capacidades de las máquinas anteriores y por el tipo de modelo empleado, se da el problema que estos presentan una baja estática, por lo tanto, al ser recintos pequeños se utilizan ductos de poca longitud, se dimensionaron con un solo ducto del tamaño de la boca de suministro del equipo, a este se le adicionan los ductos flexibles y el número de difusores según el caudal (CFM) que se debe suministrar, ya que al agregar una reducción, codo o Tee, aumenta la caída de presión en el ducto y provocaría un incorrecto suministro de flujo de aire.

Este procedimiento, además, provee una mayor eficiencia al momento de realizar la instalación ya que al ser varios equipos evaporadores con el mismo tipo de configuración de ductos, se les facilita las actividades a los operarios, ya que se estandariza el diseño, reduciendo errores en la ejecución.

Para los equipos de 3, 4 y 5 Toneladas de Refrigeración, al presentar una distribución de ducto más extensa, se muestra en la Tabla 26, la distribución de los ductos con sus debidas dimensiones estos según el recinto.

El área de circulación al ser una zona donde se diseñó mediante el método de velocidad, los sistemas de esta área se separaron y se muestran las dimensiones de sus ductos en la Tabla 29 y Tabla 30, estos equipos son los de mayor capacidad del proyecto y sus ductos son de una longitud bastante considerable, se muestra la velocidad de diseño y las dimensiones seleccionadas.

Tabla 28. Dimensiones de Ducto: Método Fricción Constante Equipo 3; 4 y 5 Ton

Recinto	Capacidad	Caída de Presión/100ft	Ramal	Dimensión
Souvenirs	36000 Btu/h (3 Ton)	0.09	Principal	14"x 14"
			Secundario A	14"x 10"
Oficina ADM	36000 Btu/h (3 Ton)	0.09	Principal	14"x 14"
			Secundario A	14"x 10"
Staff Cafetería	36000 Btu/h (3 Ton)	0.09	Principal	14"x 14"
			Secundario A	14"x 10"
Estudio Televisión	36000 Btu/h (3 Ton)	0.09	Principal	14"x 14"
			Secundario A	12"x 8"
Pizza	36000 Btu/h (3 Ton)	0.09	Principal	14"x 14"
			Secundario A	14"x 10"
			Secundario B	12"x 6"
Supermercado	36000 Btu/h (3 Ton)	0.09	Principal	14"x 14"
			Secundario A	14"x 10"

Laboratorio Ciencias	36000 Btu/h (3 Ton)	0.09	Principal	14"x 14"
			Secundario A	14"x 10"

Tabla 29. Dimensiones de Ducto: Método Fricción Constante Equipo 3; 4 y 5 Ton.
Continuación

Recinto	Capacidad	Caída de Presión/100ft	Ramal	Dimensión
Oficina Facilidades	36000 Btu/h (3 Ton)	0.09	Principal	14"x 12"
			Secundario A	14"x 10"
Operación Facilidades	36000 Btu/h (3 Ton)	0.09	Principal	14"x 14"
			Secundario A	14"x 10"
Servicio Cliente	48000 Btu/h (4 Ton)	0.09	Principal	16"x 16"
			Secundario A	14"x 10"
			Secundario B	12" x 6"
			Secundario C	12" x 6"
Bodega Aeropuerto	48000 Btu/h (4 Ton)	0.09	Principal	16"x 16"
			Secundario A	14"x 10"
			Secundario B	14"x 10"
Hamburguesa	48000 Btu/h (4 Ton)	0.09	Principal	18"x 14"
			Secundario	12"x 12"

			A	
Edificio en Llamas	48000 Btu/h (4 Ton)	0.09	Principal	16"x 16"
			Secundario A	14"x 10"
Circulación MTO	48000 Btu/h (4 Ton)	0.09	Principal	16"x 16"
			Secundario A	12"x 12"
Almacén	48000 Btu/h (4 Ton)	0.09	Principal	16"x 16"
			Secundario A	12"x 10"
Operación Facilidades	48000 Btu/h (4 Ton)	0.09	Principal	16"x 16"
			Secundario A	14"x 10"
Academia Aviación	60000 Btu/h (5 Ton)	0.09	Principal	20"x 14"
			Secundario A	15"x 10"
Hospital	60000 Btu/h (5 Ton)	0.09	Principal	20"x 14"
			Secundario A	14"x 10"
			Secundario B	14"x 12"

Tabla 30. Dimensiones de Ducto: Método Fricción Constante Equipo 3; 4 y 5 Ton.

Continuación

Recinto	Capacidad	Caída de Presión/100ft	Ramal	Dimensión
Teatro	60000 Btu/h (5 Ton)	0.09	Principal	20"x 14"
			Secundario A	14"x 12"

Restaurante Interactivo	60000 Btu/h (5 Ton)	0.09	Principal	20"x 14"
			Secundario A	14"x 12"
Circulación 04	60000 Btu/h (5 Ton)	0.09	Principal	20"x 14"
			Secundario A	14"x 12"

Fuente: elaboración propia.

Tabla 31. Dimensiones de Ducto: Método Velocidad Equipo Circulación

Recinto	Capacidad	Velocidad	Ramal	Dimensión
Circulación 01	150000 Btu/h (12.5 Ton)	1300	Principal	26"x 22"
		1100	Secundario A	18"x 18"
		1000	Secundario B	20"x 18"
		1000	Secundario C	18"x 14"
Circulación 02	300000 Btu/h (25 Ton)	1000	Principal A	26"x 24"
		1000	Secundario A	26"x 20"
		900	Secundario B	20"x 20"
		900	Secundario C	18"x 16"
		900	Secundario D	26"x 22"
		1400	Principal B	24"x 20"
		1200	Secundario E	20" x 18"
		1000	Secundario F	18" x 16"
Circulación 03	300000 Btu/h (25 Ton)	1500	Principal	32"x 30"
		1100	Secundario A	18"x 18"

Tabla 32. Dimensiones de Ducto: Método Velocidad Equipo Circulación. Continuación

Recinto	Capacidad	Velocidad	Ramal	Dimensión
Circulación 03	300000 Btu/h (25 Ton)	1200	Secundario B	30"x 28"
		1200	Secundario C	30"x 24"
		1000	Secundario D	26"x 24"
		1000	Secundario E	26"x 20"
		1000	Secundario F	26"x 18"
		1000	Secundario G	20"x 14"
		1000	Secundario H	14"x 14"

Fuente: elaboración propia.

En los planos mecánicos, se puede corroborar la cantidad, modelo y capacidad de los difusores y rejillas utilizados, además el diámetro y cantidad de ducto flexible empleado.

En cuanto a los niveles de ruido permitido, las selecciones de los accesorios y ducto se diseñaron respetando un límite de 25 Noise Criteria (Criterio de Ruido).

4.10. Diseño de tubería y selección de equipo de bombeo

Este es un punto importante en el diseño de un sistema de agua helada, ya que se debe asegurar que se suministre el caudal de agua fría necesario a cada evaporadora del sistema, por ende, la selección correcta del diámetro de tubería es esencial para mantener la caída de presión y velocidad justa y no provocar ruidos fuertes, bajo caudal o arrastre de partículas.

La selección de bombas es un punto que se encuentra ligado a la selección de tubería, ya que estas le proporcionan al sistema la presión suficiente para contrarrestar las pérdidas de presión totales y suministrar la velocidad necesaria al fluido para que este llegue a todos los puntos de alimentación de las maquinas. La selección de tuberías se realizó mediante la utilización de los programas System Syzer y el *software* TACO Hydronic Solutions.

Este último presenta mayores herramientas, por lo cual se realizó un diagrama del diseño completo esto para corroborar los datos obtenidos de diámetro de tubería y capacidad de las bombas hidráulicas. Se muestra un resumen de las dimensiones utilizadas de tubería, según la división por ramales secundarios, primarios y por equipos, esto para tener una visión más clara de la información, cabe destacar que el material empleado es PVC Preaislado cédula 40, en el ramal principal se utilizó una velocidad entre 7 y 10 ft y una caída de 1 a 5 ft y para ramal secundario una rapidez de 4 a 6 ft y la misma caída de presión.

Tabla 33. Diámetro de Tuberías Principales

Ramales Principales	Dimensión(in)	Dimensión(mm)
Principal	6"	150
Mezanine A1	6"	150
Mezanine A2	2"	50
C-G	4"	100
G-I	3"	80
I-K	2"	50

Fuente: elaboración propia.

Tabla 34. Diámetro Tubería Equipos

Ramales Equipos	Dimensión(in)	Dimensión(mm)
Equipo 1 TON (12000 Btu/h)	3/4"	20
Equipo 1.5 TON (18000 Btu/h)	3/4"	20
Equipo 2 TON (24000 Btu/h)	1"	25
Equipo 2.5 TON (30000 Btu/h)	1"	25
Equipo 3 TON (36000 Btu/h)	1"	25
Equipo 4 TON (48000 Btu/h)	1 ¼"	32
Equipo 5 TON (60000 Btu/h)	1 ¼"	32
Equipo 12.5 TON (150000 Btu/h)	2"	50
Equipo 25 TON (300000 Btu/h)	2 ½"	65

Fuente: elaboración propia.

Tabla 35. Diámetro Tubería Ramales Secundarios

Ramales Secundarios	Dimensión(in)	Dimensión(mm)
A-B	6"	150
B-M	3"	80
M-Y	2"	50
Y-Z	1 ¼"	32
C-O	2"	50
O-P	1 ½"	40
G-H	1 ¼"	32
I-J	2 ½"	65
K-M	1 ½"	40

Fuente: elaboración propia.

Al realizar la selección de diámetro de tubería, en el tramo principal se usó un diámetro de 5", pero como en Costa Rica no se comercializa esa medida se utilizó el de 6", de igual forma para accesorios.

4.11. Selección sistema de bombeo

Para el diseño del sistema de agua helada de Kidzania, se empleó un solo circuito de agua, llamado sistema primario variable. Este concepto de variable lo que nos permite es controlar el caudal de agua en el sistema, lo que evita que se bombee en todo momento la capacidad máxima de galones de agua, esto ayuda a reducir los tiempos de trabajo de las bombas y el consumo energético de estas.

Si un equipo evaporador no enfría un recinto, las válvulas de control y balance cierran y evitan el paso de agua, esto genera un aumento de presión en el sistema, de acuerdo con estas señales, las bombas hidráulicas disminuyen su bombeo mediante sus variadores de frecuencia. En este tipo de circuitos se debe tener especial precaución con el caudal que pasa por el Chiller, ya que si el flujo por este llega a ser menor al mínimo permitido puede darse congelamiento de los serpentines, para mantener un flujo mínimo requerido se utiliza un *bypass* en la máquina generadora de agua helada.

Para este diseño se utilizarán tres bombas de agua, van a seleccionarse con las mismas características de capacidad de bombeo, presión, NSPR, esto por un tema de mantenimiento y de configuración. En cuanto al funcionamiento, se tendrán dos bombas que trabajan simultáneamente cada una al 60 % y la tercera se tendrá como respaldo, se seleccionan a un 60 % de la capacidad total, para evitar equipos de gran tamaño, tener un factor de seguridad en cuanto a capacidad total del sistema y ahorro de energía.

Para la elección de la bomba correcta, se debe tener presente la ruta crítica en la cual vamos a encontrar la mayor caída de presión del sistema, los galones totales y el NSPH (altura neta positiva en la succión), se muestran las distintas pérdidas de presión en los distintos ramales de tubería.

Tabla 36. Pérdida de Presión Ramales Principales

Ramales Principales	Diámetro(in)	Caída de Presión (ft m.c.a)	Caída de Presión (m.c.a)
Principal	6"	14.2	4.3
Mezzanine A1	6"	7.3	2.2
C-G	4"	6.7	2.1
G-I	3"	6.7	2.1
Mezzanine A2	2"	2.0	0.6
I-K	2"	2.4	0.7

Fuente: elaboración propia.

Tabla 37. Pérdida de Presión Ramales Secundarios

Ramales Secundarios	Diámetro(in)	Caída de Presión (ft m.c.a)	Caída de Presión (m.c.a)
A-B	3"	3.5	1.1
I-J	2 1/2"	2.4	0.7
B-M	2"	2.3	0.7
M-Y	2"	4.0	1.2
C-O	1 1/2"	2.4	0.7
K-M	1 1/2"	5.6	1.7
O-P	1 1/2"	2.3	0.7
G-H	1 1/4"	0.9	0.3
Y-Z	1 1/4"	4.1	1.3

Fuente: elaboración propia.

Tabla 38. Pérdida de Presión Ramales Equipos

Ramales Equipos	Diámetro(in)	Caída de Presión (ft mca)	Caída de Presión (mca)
Equipo 25 TON (300000 Btu/h)	2 1/2"	10.8	2.5
Equipo 12.5 TON (150000 Btu/h)	2"	5.1	1.0
Equipo 4 TON (48000 Btu/h)	1 1/4"	11.6	2.5
Equipo 5 TON (60000 Btu/h)	1 1/4"	11.3	3.7
Equipo 3 TON (36000 Btu/h)	1"	7.6	4.7
Equipo 2 TON (24000 Btu/h)	1"	5.8	1.5
Equipo 2.5 TON (30000 Btu/h)	1"	5.8	2.7
Equipo 1 TON (12000 Btu/h)	3/4"	1.9	1.1
Equipo 1.5 TON (18000 Btu/h)	3/4"	1.9	2.2

Fuente: elaboración propia.

Tabla 39. Pérdida de Presión Crítica

Parte	Altura Manométrica (ft m.c.a)	Altura Manométrica (ft m.c.a)
Tubería	52	15.9
Equipo/Accesorios	33	10.6
Pérdida Presión Máxima	85	26.5

Fuente: elaboración propia.

Se determinó la caída de presión de la ruta crítica en esta están incluidos todas las pérdidas de carga de los accesorios, manejadoras y Chiller. El caudal de agua por cada 12000 Btu/h (1 Tonelada de Refrigeración) son 2.4 galones por minuto, este dato proviene de que se diseña con un Δ Temperatura de 10° F, lo que establece un rango de entrada de agua a 44°F y salida a 54°F.El caudal total del sistema van a ser 458 GPM.

La bomba seleccionada es un modelo e-1510 de Bell y Gossett, capacidad de bombeo 275 GPM, cabeza de bombeo 87.2 ft, potencia 10 HP, velocidad de motor 1800 rpm, eficiencia de 77 %. La información completa se encuentra en la sección de anexos.

4.12. Selección tanque de compresión

El tanque de compresión está diseñado para absorber la fuerza de expansión térmica del agua en la tubería y mantener la presurización adecuada en un sistema hidráulico cerrado, el diafragma de alta resistencia separa el agua del sistema del aire en el tanque lo que previene problemas de anegamiento

Para el dimensionamiento del tanque de compresión del sistema de agua helada, se necesitan una serie de características de trabajo, entre estas, temperatura máxima y mínima, presión máxima de trabajo, volumen de agua del sistema.

El tanque seleccionado es un modelo HFT-60V de Bell y Gossett, con un volumen de 32 Gal, vertical de diafragma, máxima temperatura de trabajo 240 ° F, máxima presión de trabajo 100 psig. La información completa se puede encontrar en los anexos.

4.13. Selección tanque separador y válvula de venteo

Para sistemas HVAC es necesario emplear un tanque separador de aire y válvula de venteo, este primero se utiliza para que mediante un vórtice de baja presión en el centro del tanque el aire arrastrado pueda separarse de la solución y llegar a la parte superior del tanque, para que salga fácilmente por una ventilación de aire o conexión a un tanque separador, el segundo se debe ubicar en la parte más alta del sistema de tuberías y su función principal es evacuar la problemática acumulación de aire en cualquier parte del sistema en la que pueda quedar atrapado.

Las características del tanque separador seleccionado son modelo RL-10F de Bell y Gossett, tamaño 10 in, temperatura máxima de operación 350°F, máxima presión de trabajo 125 psig.

La válvula de venteo automática que se seleccionó es un modelo 87 de Bell y Gossett, temperatura máxima de operación 240°F, máxima presión de trabajo 150 psig. La información completa se puede encontrar en los anexos.

4.14. Análisis comparativo de diversos sistemas de climatización artificial

En el campo mecánico del aire acondicionado existe gran diversidad de sistemas que se pueden utilizar. Al momento de realizar un proyecto de este tipo, el diseñador debe escoger de todas las opciones la que mejor se adapte al tipo de local, la que genere un menor consumo energético y la opción que sea más amigable con el ambiente. El diseñador debe demostrar cuál es la mejor propuesta y sugerirle al dueño del proyecto las distintas posibilidades que se pueden dar.

En el desarrollo de este proyecto se analizarán tres tipos de sistemas; un sistema de agua helada con máquinas enfriadoras al 100 % de su capacidad, un sistema de agua helada con máquinas enfriadoras al 60 % y 40 % de su capacidad y un sistema de volumen variable.

Para analizar de forma íntegra los tres sistemas, se necesita la información necesaria para justificarla las decisiones que se tomen, para esto, se realizará un análisis de riesgos en el que se evaluará el aspecto ambiental, técnico y económico.

Los datos ambientales estarán basados en el tipo de refrigerante que se emplea, los materiales utilizados y el ahorro energético. En el ámbito técnico, son importantes características como trazabilidad de las tuberías y ductos, ubicación de equipos, caída de presión, capacidad térmica, configuraciones y el área económica los costos de mantenimiento y operación.

4.14.1. Sistema agua helada con máquinas enfriadoras al 100 % de su capacidad

4.14.1.1. Ambiental

Este tipo de equipo emplea únicamente refrigerante HFC en su máquina enfriadora (Chiller), el refrigerante empleado es Purón (R-410A) el cual es amigable con el ambiente, ya que no daña la capa de ozono y está aprobado por el protocolo de Kioto y Montreal, sin embargo, estos presentan flúor en su composición química, lo que al liberarse al medioambiente se comporta como efecto invernadero y contribuye con el calentamiento global. Por eso, este ha sido sometido a restricciones en cuanto a su uso para reducir la cantidad de emisiones. En la distribución de tubería en los recintos, por el tipo de naturaleza de este sistema, lo que fluye por estos solo es agua.

Los materiales empleados son tuberías de PVC con camisa de poliuretano expandido como aislante, tuberías de hierro negro en sección de casa de máquinas, pero la gran parte de estos son reciclables.

4.14.1.2. Técnico

Este proceso de enfriamiento se lleva a cabo en una casa de máquinas remota al local por acondicionar, en ellas se encuentran ubicados los Chillers, bombas y demás accesorios, como se emplearán condensadores enfriados por aire el recinto donde se encuentran estas partes es al aire libre. De la casa de máquinas al local se llevan las tuberías de suministro y retorno de agua helada al recinto general y se traza la mejor ruta para transportar el agua fría hasta cada evaporador, es un sistema óptimo para edificios grandes y si se requiere flexibilidad para ampliar.

Se emplearán compresores tipo Scroll con una alta eficiencia, se programará el circuito para que los Chillers alternen su funcionamiento, por lo cual un día uno llevará el 100 % de la carga y el otro estará como respaldo, pasado 24 horas se cambian los roles y el Chiller de respaldo se mantiene al 100 % y el otro cambia a estado de respaldo. Este tipo de funcionamiento se utiliza para mantener ambas maquinas enfriadoras trabajando y evitar que un equipo se encuentre en estado de reposo por mucho tiempo.

En cuanto al sistema de bombeo, se utiliza una configuración de circuito primario variable, para tener un mejor control del caudal de agua y reducir el tiempo de operación de las bombas, hay que tener especial cuidado que la máquina enfriadora siempre cuente con el caudal mínimo, ya que podría causar congelamiento en los serpentines del condensador.

4.14.1.3. Económico

Para evaluar este rubro, se tomarán en cuenta los conceptos de operación y mantenimiento de los equipos. Se desarrolló una simulación energética en el *software* HAP para obtener el consumo eléctrico anual, a continuación, se muestran los datos obtenidos para este tipo de configuración.

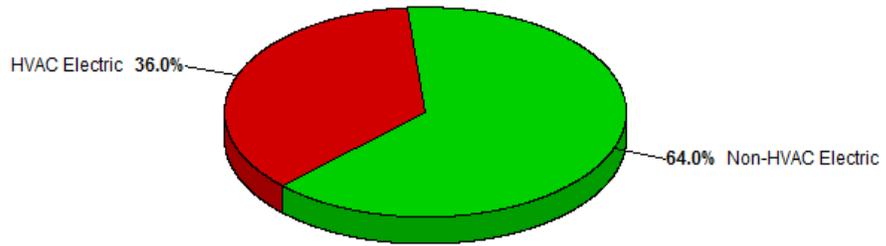


Figura 21. Porcentaje de Consumo Eléctrico General Sistema de Agua Helada con Chiller a Plena Carga.

Fuente: Hourly Analysis Program.

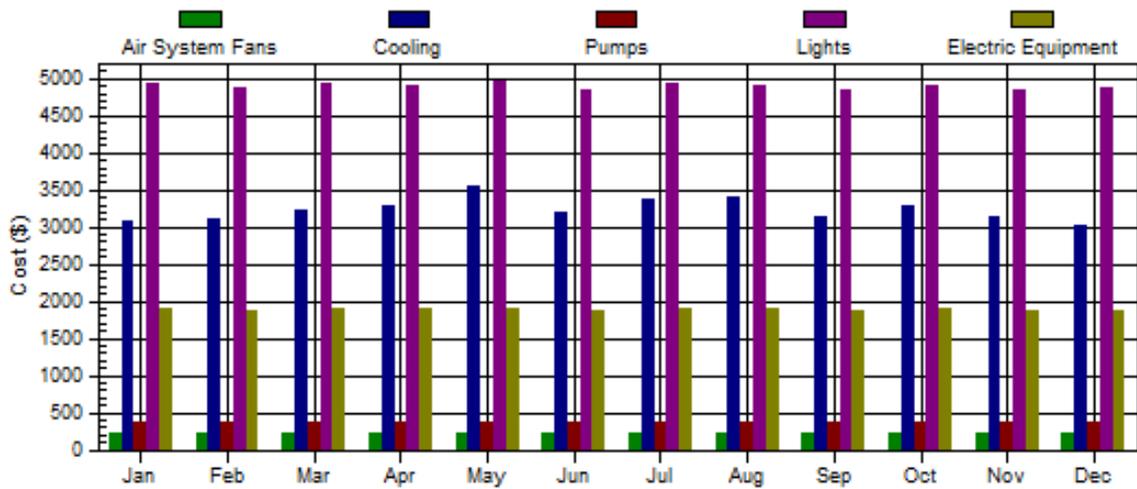


Figura 22. Desglose Costo Eléctrico Mensual Sistema Agua Helada al 100 %

Fuente: Hourly Analysis Program.

El programa de Carrier al tener que introducirle las cargas por iluminación, equipos personas, para el cálculo de la carga térmica, aprovecha esa información y toma la tarifa eléctrica que se le va a aplicar según el tipo de proyecto y, mediante esto, realiza el análisis de consumo de energía, en la figura 21 se muestra el desglose de consumo de las distintas partes luces, equipo eléctrico, bombas de agua helada, ventiladores y sistema de enfriamiento.

Tabla 40. Consumo Energético Anual Sistema Agua Helada Con Chiller a Plena Carga.

Componente	AC-CH 100 %
Ventiladores	\$ 2544
Enfriamiento	\$ 38835
Bombas	\$ 4387
HVAC Total	\$ 45765

Fuente: Hourly Analysis Program.

4.14.2. Sistema agua helada con máquinas enfriadoras al 60 % y 40 % de capacidad

4.14.2.1. Ambiental

Este sistema contempla las mismas características que el descrito anteriormente, ya que de igual forma este compuesto cuenta con una casa de máquinas con equipo enfriador de agua, unidades evaporadoras que emplean agua como refrigerante, el cambio que se presenta será detallado en el aspecto técnico y económico.

4.14.2.2. Técnico

Este sistema es similar en casi su totalidad al anterior, el punto que se modificó fue su configuración en casa de máquinas. Los Chillers se trabajarán al 60 % y 40 % de su capacidad total, esto implica un mayor conocimiento técnico de parte de los operarios y del personal que realiza la programación de los controles del sistema HVAC.

Se debe coordinar ambos Chillers para que cumplan con la eliminación de la carga térmica del edificio, esto mantiene a ambos en estado de funcionamiento simultáneamente, con la variante que un equipo a 60 % de su capacidad y el otro a un 40 %.

4.14.2.3. Económico

De acuerdo con los resultados que se muestran, en este aspecto se tiene un gran cambio con respecto al sistema con Chillers al 100 %, ya que, según las curvas de eficiencia de un Chiller, su mejor punto de operación se da entre un 40 y 60 % de operación con respecto a su carga máxima

Cooling Mode									
Input Power [kW/Ton]									
OAT	Max Cap	100%	90%	80%	70%	60%	50%	40%	30%
115.0	1.704	1.704	1.659	1.602	1.546	1.543	1.540	1.533	1.540
95.0	1.256	1.256	1.226	1.189	1.148	1.147	1.146	1.143	1.149
85.0	1.023	1.023	1.001	0.972	0.942	0.943	0.943	0.943	0.950
75.0	0.942	0.942	0.922	0.897	0.871	0.871	0.872	0.873	0.880
0.0	0.874	0.874	0.846	0.811	0.772	0.757	0.735	0.701	0.652

Figura 23. Kw/Ton Chiller Tipo Scroll

Fuente: Hourly Analysis Program.

Como se observa, la máquina enfriadora a menor porcentaje de carga y menor temperatura OAT, reduce su consumo eléctrico por tonelada de refrigeración, sin embargo, se recomienda operar mayor a un 30 %, ya que se pueden presentar problemas de congelamiento y activar las alarmas de emergencia del equipo, lo que ocasiona que este se apague y se detenga el proceso de enfriamiento.

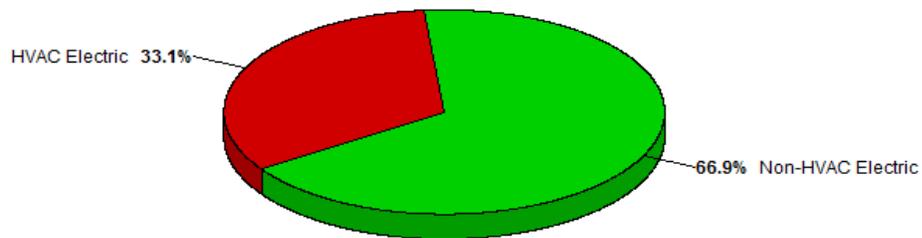


Figura 24. Porcentaje de Consumo Eléctrico General Sistema de Agua Helada con Chiller a Cargas Parciales.

Fuente: Hourly Analysis Program.

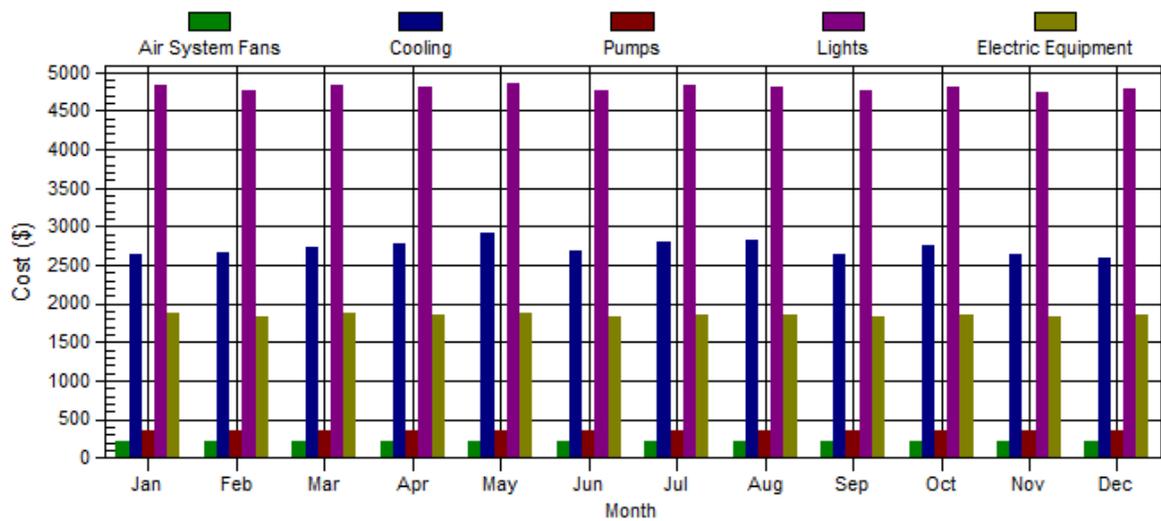


Figura 25. Desglose Costo Eléctrico Mensual Sistema Agua Helada al 60 % y 40 %.

Fuente: Hourly Analysis Program.

En la figura 25 se muestra el desglose de los consumos energéticos del edificio, para nuestro interés nos concentraremos en los indicadores de costo eléctrico de los ventiladores, bombas hidráulicas y enfriamiento.

Tabla 41. Consumo Energético Anual Sistema Agua Helada Con Chiller a Cargas Parciales.

Componente	AC-CH 60 %/40 %
Ventiladores	\$ 2493
Enfriamiento	\$ 32661
Bombas	\$ 4300
HVAC Total	\$ 39455

Fuente: (Hourly Analysis Program).

4.14.3. Sistema de volumen variable (VRF)

4.14.3.1. Ambiental

Este tipo de sistema emplea refrigerante tanto en su unidad condensadora como en los equipos evaporadores, el sistema que se tomó como base para realizar el análisis emplea Purón el cual es un hidrofluorocarbono (HFC), el cual al igual que los sistemas anteriores no contribuye con el desgaste de la capa de ozono, pero si favorece el calentamiento global.

La cantidad de refrigerante que emplea este sistema es en una proporción de 4 a 1 con respecto al agua helada, por lo tanto, la concentración de este en los locales aumenta.

4.14.3.2. Técnico

El sistema de volumen variable modula la cantidad de refrigerante de acuerdo con la necesidad de cada ambiente, este permite tener un control independiente de cada zona por acondicionar. Estos sistemas se encuentran conformados por módulos con un máximo de 64 equipos por condensador, emplean compresores inverter, no se necesitan bombas, válvulas, tuberías de agua.

De acuerdo con el tipo de local, así va a ser la cantidad de tubería que se emplee, el material que se utiliza es el cobre, el volumen variable permite incrementar su capacidad hasta un 130 % lo que genera una mayor flexibilidad en cuanto a manejo de cargas.

Cuando se instala este tipo de sistemas, se debe tener presente que la marca del equipo que se instala es la que se debe mantener por toda la vida útil del proyecto, ya que este no permite la mezcla de marcas, por ejemplo, sistema VRF CARRIER con VRF TOSHIBA.

Se necesita personal capacitado para la configuración correcta de los equipos ya que su control es totalmente electrónico, estos no necesitan una casa de máquinas, únicamente los módulos condensadores deben estar ubicados en una azotea.

4.14.3.3. Económico

Según la simulación realizada en el *software* el consumo de energía de este sistema es el que abarca menor porcentaje de la matriz de consumo del edificio en general.

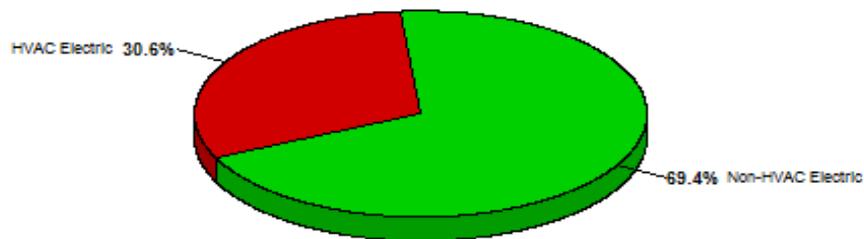


Figura 26. Porcentaje de Consumo Eléctrico General Sistema de Volumen Variable.

Fuente: Hourly Analysis Program.

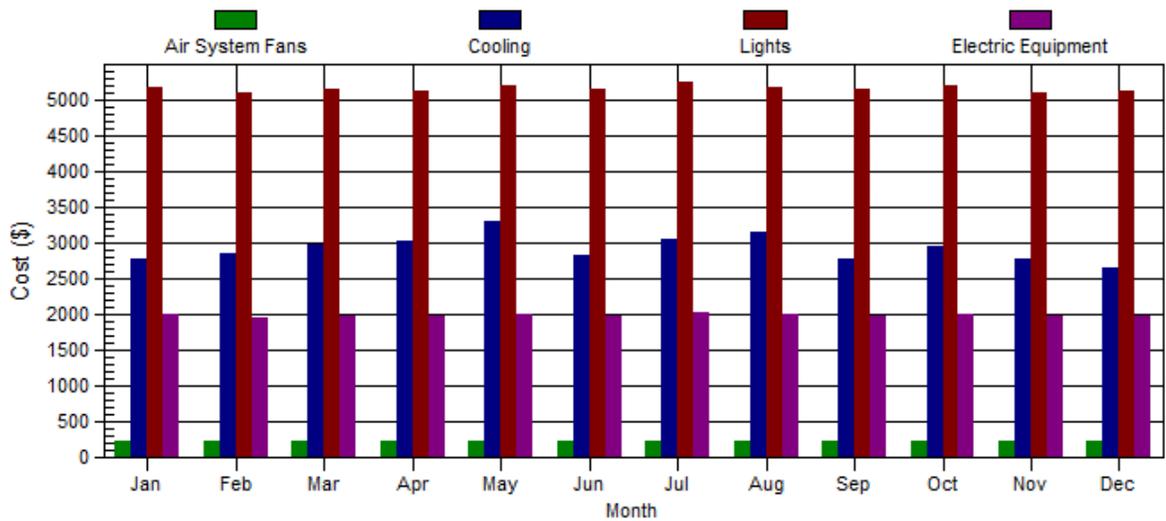


Figura 27. Desglose Costo Eléctrico Mensual Sistema Volumen Variable.

Fuente: Hourly Analysis Program.

En la figura 27 se muestra el gráfico de barras de consumo energético mensual de los componentes principales del sistema, como se ha indicado en extractos anteriores, los módulos de volumen variable no emplean bombas, por ende, solo se muestran el costo de energía para los ventiladores de los evaporadores y por enfriamiento.

Tabla 42. Consumo Energético Anual Sistema Agua Helada Con Chiller al 100 %

Componente	AC-CH 100 %
Ventiladores	\$ 2676
Enfriamiento	\$ 35082
HVAC Total	\$ 37759

Fuente: Hourly Analysis Program.

4.14.4. Evaluación de las alternativas

Para determinar cuál opción es la más adecuada para este tipo de construcciones como lo es un centro de entretenimiento para niños, se analizó la información técnica, ambiental y económica la cual se desglosó anteriormente.

Se emplea el indicador financiero de costo anual uniforme equivalente (CAUE) y valor actualizado de los costos (VAN), con una TREMA de un 14 %, esto con base en tasas de interés en dólares del Banco Central de Costa Rica y evaluando el proyecto a un periodo de 10 años. A partir de esto se generó el siguiente análisis.

Tabla 43. Evaluación Financiera de las Propuestas

Rubro	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Inversión Inicial	\$ 644 276,00	\$ 627 535,00	\$ 584 355,00
Costo Mantenimiento y Operación	\$ 25 000,00	\$ 27 000,00	\$ 32 000,00
Costo Energético	\$ 45 765,00	\$ 39 255,00	\$ 37 759,00
VAC	\$ 978 636,53	\$ 939 274,01	\$ 916 700,68
CAUE	\$ 187 617,87	\$ 180 087,55	\$ 178 309,44

Fuente: elaboración propia.

La tabla 43 muestra las tres propuestas, en cada una se detalla los costos de inversión, operación y mantenimiento, el número uno es el sistema agua helada con Chillers al 100 % de su capacidad, la número dos es agua helada con Chillers al 60 % y 40 % y la tercera propuesta es por los equipos de volumen variable.

Para realizar la comparación, se establece como base la propuesta # 1, la cual es la que requiere mayor inversión según los datos mostrados y la que se desarrollará.

El valor actualizado de los costos se obtiene al sumar los costos en los diez años más la inversión inicial y convertir ese valor futuro a un valor presente, lo que permite ver cuanto ahorro se logra si el proyecto se compra en la actualidad.

Si se toma en cuenta el dato del VAC, si se instalara el sistema de agua helada con máquinas enfriadoras al 60 % y 40 % de la capacidad el ahorro que se tendría es de \$ 39 362,55 dólares y si se empleara la tecnología de volumen variable el ahorro en costo llegaría a ser de \$ 80 856,77 dólares.

El indicador del CAUE, muestra como el ahorro anual en costos para la propuesta # 2 es de \$ 7 546 dólares y para la propuesta # 3 es de \$ 11 873.85 dólares.

Por lo tanto, se puede decir que los sistemas de volumen variable presentan mejores características económicas, ya que como se observa el ahorro energético es considerable.

Como se denota en la figura 23, los Chillers a cargas parciales presentan una mejor eficiencia y eso se puede observar en los consumos energéticos de la propuesta # 2, en la que al aplicar una configuración de capacidades en casa de máquinas se alcanza una reducción de costos anuales de hasta \$ 7 546,5 dólares y en un periodo como el que se propuso de 10 años el ahorro es de \$ 39 362,55 dólares.

Este es un punto importante en la selección de un sistema, pero se deben valorar los otros aspectos. En este caso, debido a que el centro comercial Oxígeno, donde se encuentra ubicado Kidzania, tiene un concepto de cumplir con el protocolo de Montreal, el tema de uso de refrigerantes es importante, en este caso, el sistema de agua helada utiliza refrigerante solamente en su casa de máquinas, mientras que el volumen variable de refrigerante (VRF), lo emplea en su totalidad de su sistema.

En cuanto a mantenimiento y operación, un sistema de volumen variable tiene la limitante de que no se pueden mezclar marcas, por lo tanto, si se dañara un equipo se debe conseguir con la fábrica con la que se compró el sistema, en cambio, con equipos de agua helada esa limitante no existe, el costo por mantenimiento es mayor para los sistemas de volumen variable por la cantidad de condensadores que se deben emplear para lograr una correcta distribución.

La distribución de tuberías es otro factor, por la tipología del centro de entretenimiento Kidzania, la utilización de un sistema de volumen variable facilitaría la trazabilidad de las tuberías, ya que se manejan diámetro de menor tamaño, es material de cobre, además, la ubicación de los equipos condensadores facilita la instalación ya que son maquinas menos robustas y se pueden instalar en varios lugares externos al edificio, es importante mencionar que, por cada unidad condensadora, se pueden configurar 64 equipos y que se permite como máximo una distancia de separación de 1000 metros.

Por lo tanto, para edificaciones como Kidzania, en un periodo de 10 años, el sistema que se recomienda es un sistema de Volumen Variable de Refrigerante, esto a causa de que presenta un ahorro energético considerable, la distribución de las tuberías y ubicación de equipos facilitan la instalación y que, a pesar de que emplea mayor cantidad de refrigerante, son sistemas certificados con estándares de calidad muy altos. Por ende, se determina que para edificios como el centro de entretenimiento para niños Kidzania con una capacidad de enfriamiento de 170 toneladas de refrigeración o similar, el empleo de este tipo de equipos de climatización es la opción más recomendable.

En este caso se diseñó un sistema de agua helada debido a directrices de los propietarios del Centro Comercial Oxígeno, la evaluación se hizo con el objetivo que en futuros proyectos ubicados en la gran área metropolitana y que presenten un tonelaje de refrigeración similar a Kidzania, se le pueda mostrar al cliente las diferencias entre los sistemas y cual le generaría mayor cantidad de beneficios.

Capítulo 5. Conclusiones y recomendaciones

En esta sección, se puntualizan los resultados concluidos y se presentan una serie de recomendaciones para futuros proyectos.

5.1. Conclusiones

- Se diseñó un sistema de climatización artificial mediante agua helada para la ciudad interactiva Kidzania.
- Se seleccionaron equipos de la marca CARRIER, los cuales cumplieran con los requisitos de caudal y presión estática.

Se determinó que la carga térmica que se debe eliminar del edificio Kidzania es de 171 Toneladas de Refrigeración, siguen las pautas de ASHRAE.

- El método de cálculo de carga térmica más conservador se obtuvo al emplear el *software* HAP, el cual presenta una variación de 10 % con respecto al método manual de ASHRAE.
- El sistema de bombeo seleccionado es un primario variable, para mejor control del caudal de agua y ahorro energético.
- La empresa Clima Ideal utiliza en sus diseños los lineamientos de la Sociedad Estadounidense de Ingenieros de Calefacción y Aire Acondicionado.
- El sistema que presenta mejor ahorro energético para este tipo de proyecto es el volumen variable.
- Los sistemas de agua helada a carga parcial generan un menor consumo de KW por Tonelada de refrigeración

- El sistema recomendado para los proyectos con características como la ciudad interactiva Kidzania, con base en aspectos ambientales, económicos y técnicos, es un sistema de volumen variable.

5.2. Recomendaciones

- Se recomienda para el cálculo de carga térmica emplear el *software* HAP con el cual se evita un sobredimensionamiento de los equipos y, por ende, una menor inversión.
- Si el proyecto mecánico cuenta con 2 o más Chillers, es recomendable que ambos sean similares, esto por configuración y operación.
- Es recomendable usar sistemas que empleen la menor cantidad de refrigerante, esto por concentración de gas en los recintos y protección ambiental
- Usar equipos certificados AHRI y UL.
- Emplear sistemas que presenten menor consumo energético y un alto valor de EER.
- Realizar un análisis de caída de presión para el correcto dimensionamiento de las bombas hidráulicas.
- Emplear válvulas de corte en cada equipo por tema de mantenimiento
- Se deben instalar los termostatos cerca de la rejilla de retorno, esto para medir la temperatura correcta, de lo contrario, se debe emplear un sensor remoto

- Ejecutar un plan de mantenimiento preventivo para evitar fallas inesperadas y alargar la vida de los equipos.
- Verificar que el *Comissioning* se aplique correctamente y se documenten todas las etapas: prediseño, diseño, ejecución y operación, enfocados en la calidad para mejorar la entrega del proyecto.

Capítulo 6. Bibliografía

- AIRZONE. (2016). Recuperado de <http://www.airzone.es/blog/climatización/que-son-los-sistemas-vrv-de-climatización/>
- ASHRAE. (2005). Standard 62-2001. Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality. ASHRAE.
- ASHRAE. (2009). ASHRAE Handbook Fundamentals. ASHRAE.
- ASHRAE. (2010). Standard 55-2010. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. ASHRAE.
- ASHRAE. (2015). HVAC Application. American Society of Heating, Ventilation and Air Conditioning. ASHRAE.
- ASHRAE. (2016). HVAC Systems and Equipment. American society of heating, refrigerating and air conditioning Engineers. Inc. ASHRAE.
- Carrier. (2009). Handbook of air conditioning system design. New York: McGraw Hill.
- Castro, J. (2017). Diseño de un sistema de agua helada para climatización artificial del sector hotelero en Guanacaste. Tecnológico de Costa Rica, Cartago. Recuperado de <https://repositoriotec.tec.ac.cr/discover>
- CCA, C. (s. f.). Carrier. Recuperado de http://www.carriercca.com/product_detail.cfm?product_id=48&cat_id=47&parent_id=7#
- Cengel, Y. y Cimbala, J. (2007). Mecánica de Fluidos Fundamentos y Aplicaciones. México: McGraw-Hill.
- CFIA. (1996). Código de Instalaciones Hidráulicas y Sanitarias en Edificaciones.

- Flycarpet (2018). Recuperado de <http://www.flycarpet.net/en/psyonline>
- Garro Zavaleta, A. (s. f.). Suministro de Aguas en Edificaciones. Cartago.
- Gütierrez, C. (2014). NERGIZA. Recuperado de <https://nergiza.com/eer-cop-seer-y-scop-midiendo-la-eficiencia-del-aire-acondicionado/>
- Jamesson, F. (s. f.). Mundo HVACR. Recuperado de <https://www.mundohvacr.com.mx/2012/06/carga-termica/>
- Mata, M. (2017). Diseño del sistema de acondicionamiento de aire para el Auditorio Judicial. Tecnológico de Costa Rica, Cartago. Recuperado de <https://repositoriotec.tec.ac.cr/discover>
- Mott, R. (2006). Mecánica de Fluidos. México: Pearson Education.
- Nacional, I. M. (2018). Recuperado de <https://www.imn.ac.cr/especial/estacionSTB.html>
- Patrón, D. (2017). CerogradosCelsius. Recuperado de <https://www.0grados.com/la-potencia-chiller-tornillo-enfriado-aire/>
- Ruiz, O. M. (2017). Presentación aire acondicionado. Costa Rica.
- Toshiba. (2018). Recuperado de <https://www.toshiba-aire.es/vrf>
- Urbina, G. B. (2007). Fundamentos de Ingeniería Económica. México: McGraw-Hill.
- White, F. (2004). Mecánica de Fluidos. España: McGraw-Hill.

Capítulo 7. Apéndice

7.1. Cálculo Cargas Internas

ALUMBRADO						
Datos		Tablas	Símbolo	Valores	Unidades	Otros
Luces LEED 20 W			FB	1		Unidades Fluorescentes
Cantidad de lámparas	18		FCE	1		Por ser Costa Rica
			h	8		Horas Laborales Aprox
Cálculo de Ganancia de Calor						
$Q_A = 3.4 \times W \times FB \times FCE$						
$Q_A = 14,688.00$ BTU/h						
						4406.4

PERSONAS						
Datos		Tablas	Símbolo	Valores	Unidades	Otros
Total de personas en recinto:	20	6.11	q_s	230	BTU/h	Sedentary Work
		6.11	q_L	190	BTU/h	Sedentary Work
Cálculo de Ganancia de Calor Sensible						
$Q_s = q_s \times n \times FCE$						
$Q_s = 4,600.00$ BTU/h						
Cálculo de Ganancia de Calor Latente						
$Q_L = q_L \times n$						
$Q_L = 3,800.00$ BTU/h						
Por lo tanto la ganancia de calor TOTAL es:		$Q_T = Q_s + Q_L$				
		$Q_T = 8,400.00$ BTU/h				

EQUIPO						
Datos		Tablas	Símbolo	Valores	Unidades	Otros
<i>Tipo de Equipo</i>	<i>Cantidad</i>					
Computadora Escritori	3	T.18.4	q_T	2000	BTU/h	Computadora Escritorio
Pantalla	1	T.18.4	q_T	2300	BTU/h	Pantalla 30 in
ASHRAE Fundamentals 18.4						
Por lo tanto la ganancia de calor TOTAL es:		$Q_T = q_s + q_L + q_T$				
		$Q_T = 8,300.00$ BTU/h		2,490.00		

ALUMBRADO						
Datos		Tablas	Símbolo	Valores	Unidades	Otros
Luces LEED 12 W			FB	1		Unidades Fluorescentes
Cantidad de lámparas	6		FCE	1		Por ser Costa Rica
			h	8		Horas Laborales Aprox
Cálculo de Ganancia de Calor						
		$Q_A =$		$3.4 \times W \times FB \times FCE$		
		$Q_A =$		1,958.40 BTU/h		

PERSONAS						
Datos		Tablas	Símbolo	Valores	Unidades	Otros
Total de personas en recinto:	8	6.11	q_s	172.5	BTU/h	Oficina - Sentado
		6.11	q_L	142.5	BTU/h	Oficina - Sentado
Cálculo de Ganancia de Calor Sensible				Cálculo de Ganancia de Calor Latente		
		$Q_s =$		$q_s \times n \times FCE$		
		$Q_s =$		1,380.00 BTU/h		
		$Q_L =$		$q_L \times n$		
		$Q_L =$		1,140.00 BTU/h		
Por lo tanto la ganancia de calor TOTAL es:		$Q_T =$		$Q_s + Q_L$		
		$Q_T =$		2,520.00 BTU/h		

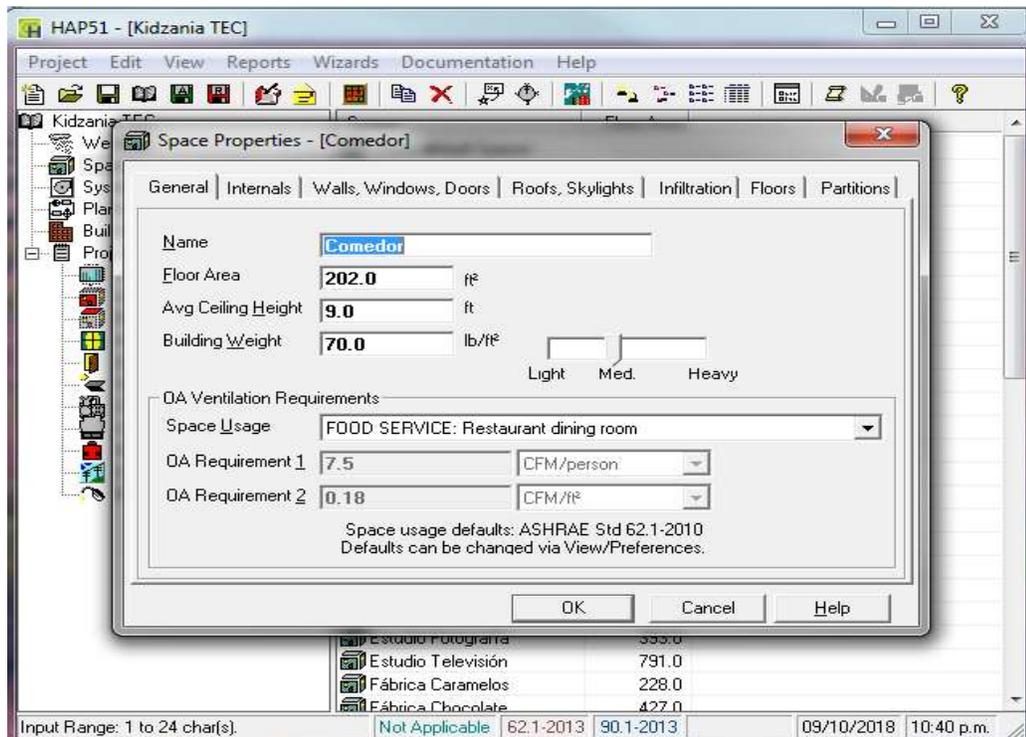
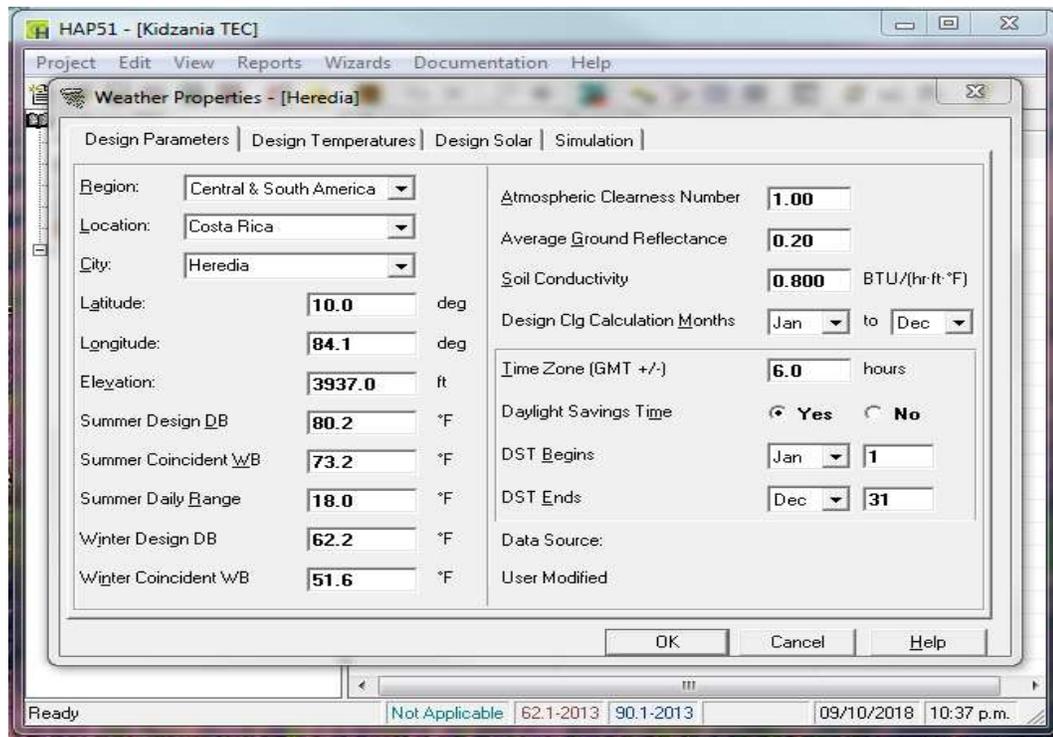
EQUIPO						
Datos		Tablas	Símbolo	Valores	Unidades	Otros
<i>Tipo de Equipo</i>	<i>Cantidad</i>	T18.13	q_T	1910	BTU/h	Pantalla TV
Pantalla TV	1					Fundamentals 2013 18.13
				[]		
Por lo tanto la ganancia de calor TOTAL es:		$Q_T =$		$q_s + q_L + q_T$		
		$Q_T =$		1,910.00 BTU/h		
				573		

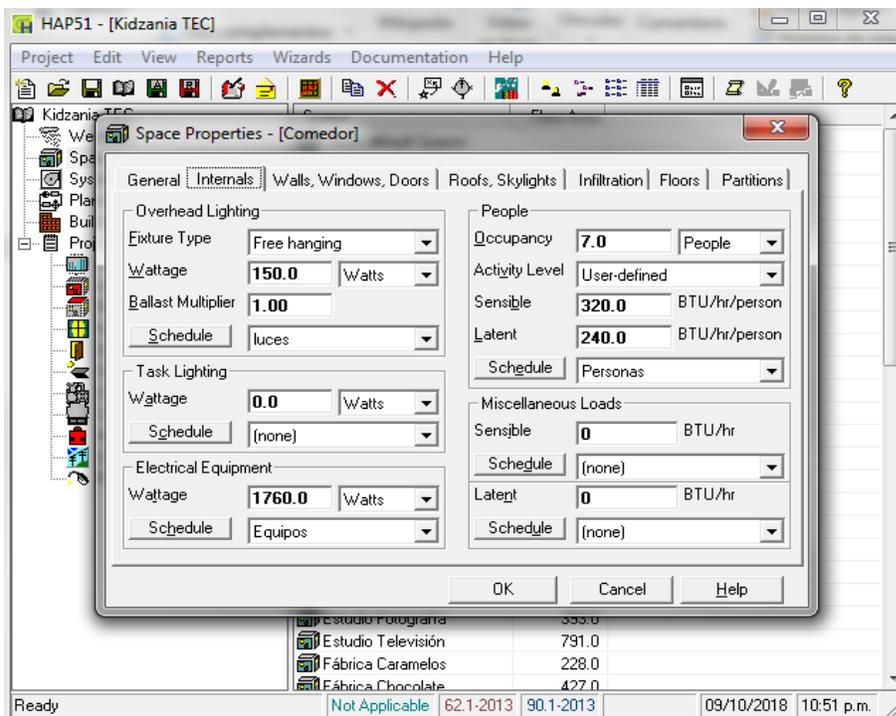
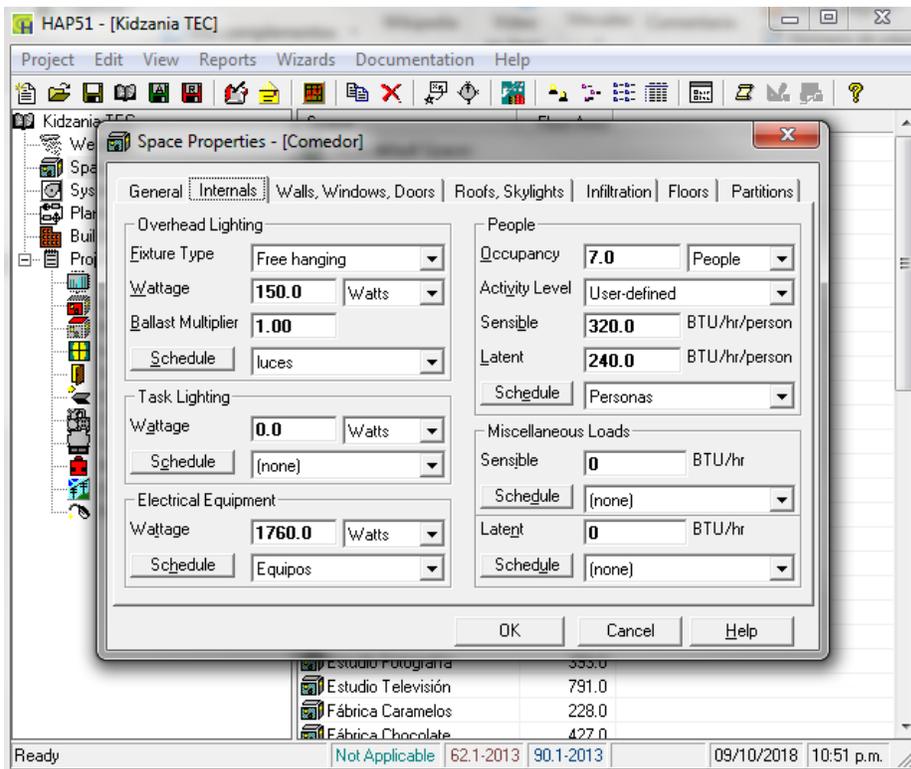
7.2. Cálculo Carga Térmica HAP

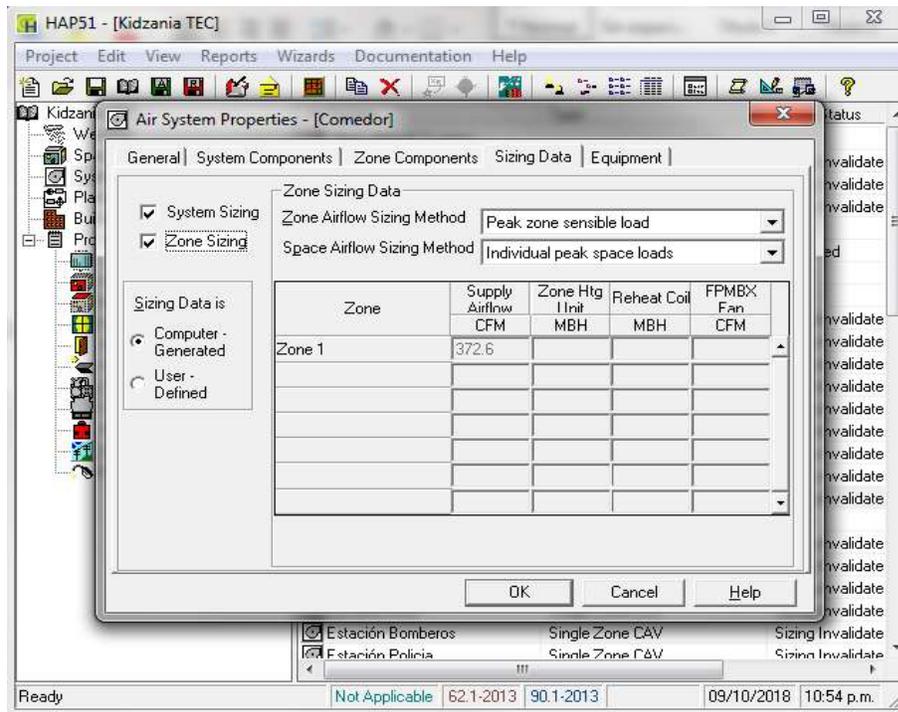
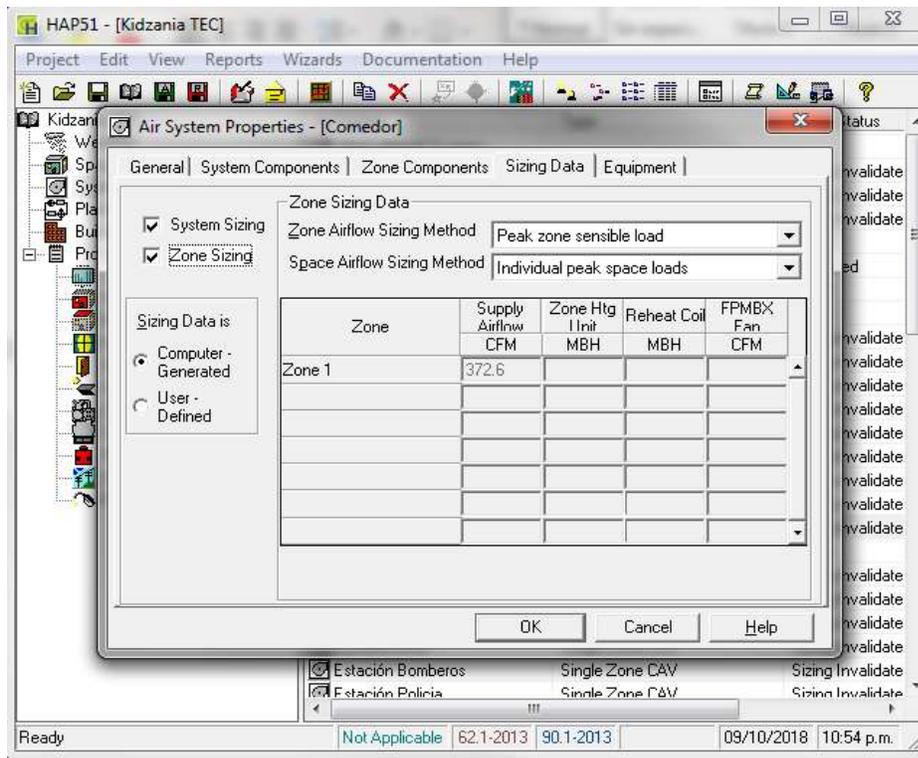
The screenshot displays the HAP51 software interface for a project named 'Kidzania TEC'. The interface includes a menu bar (Project, Edit, View, Reports, Wizards, Documentation, Help) and a toolbar with various icons. On the left, a tree view lists the project components: Weather, Spaces, Systems, Plants, Buildings, Project Libraries, Schedules, Walls, Roofs, Windows, Doors, Shades, Chillers, Cooling Towers, Boilers, Electric Rates, and Fuel Rates. On the right, a table summarizes the number of entries for each component.

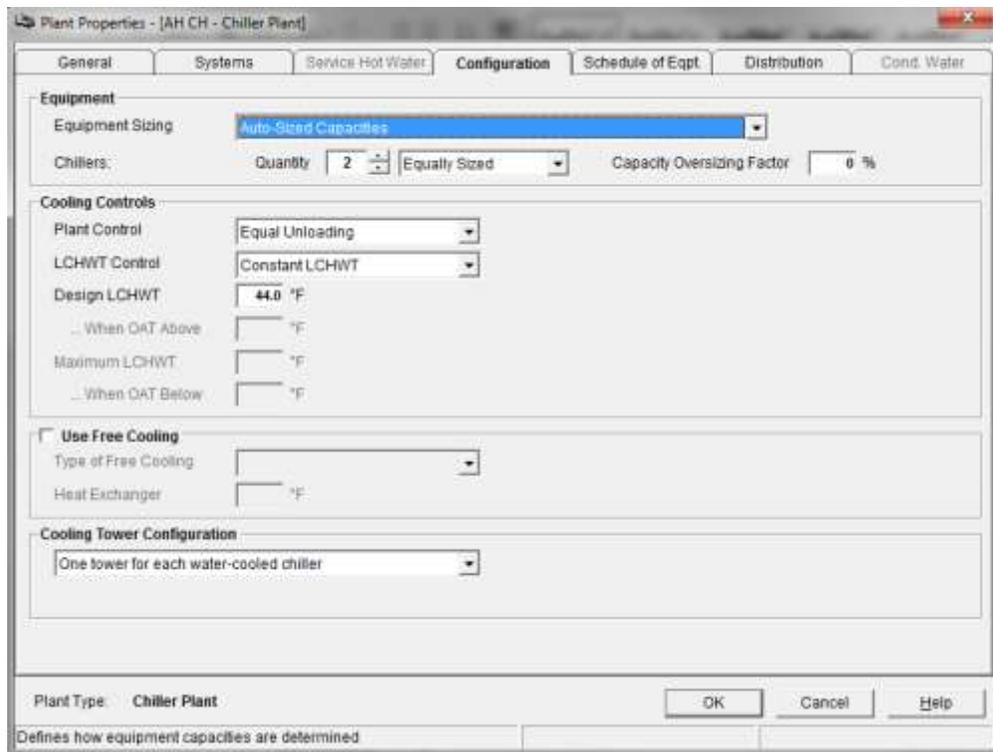
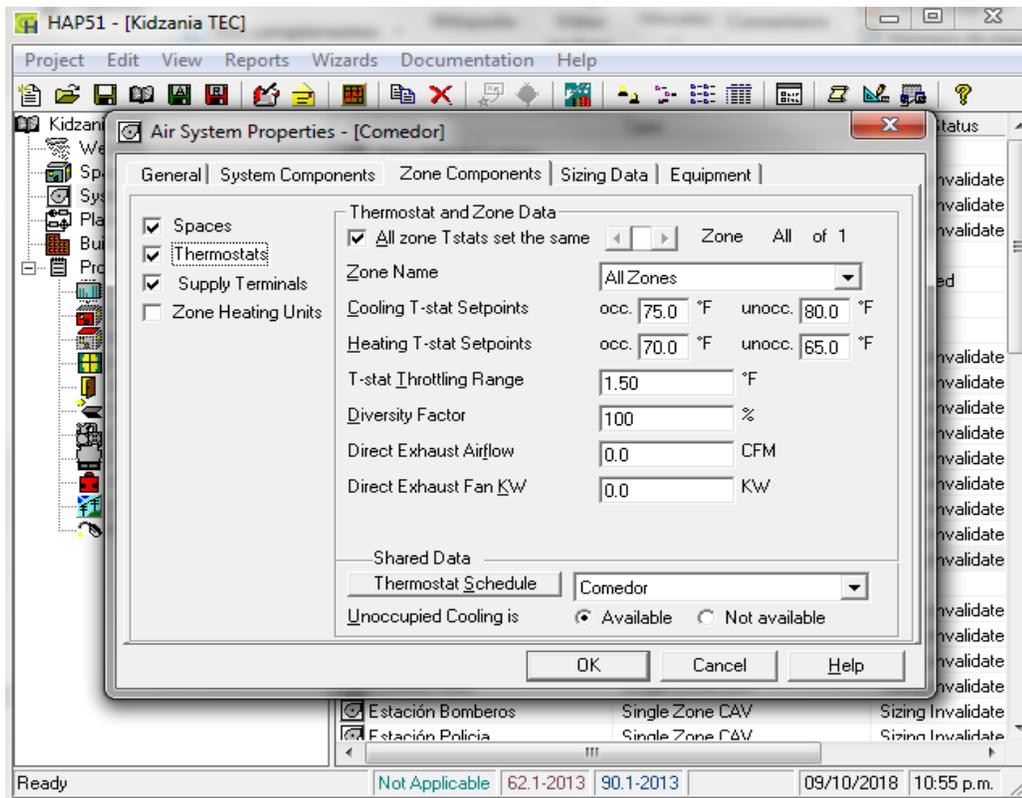
Component	Number of Entries
Weather: Heredia, Costa Rica	1
Spaces	53
Systems	60
Plants	4
Buildings	6
Project Libraries	
Schedules	
Walls	
Roofs	
Windows	
Doors	
Shades	
Chillers	
Cooling Towers	
Boilers	
Electric Rates	
Fuel Rates	

Ready Not Applicable 62.1-2013 90.1-2013 09/10/2018 11:08 p.m.









Electric Rate Properties - [ESPH Tarifa General]

General | **Energy Charges** | Demand Charges | Demand Clauses

Type of Energy Charge: Standard Compound

	Step Type	Season	Period	Block Size	Block Units	\$/kWh
<input checked="" type="checkbox"/>	Energy	All Seasons	All Periods	9999999	kWh	0.01000
<input type="checkbox"/>	Energy	All Seasons	All Periods	9999999	kWh	0.00000

OK Cancel Help

Type of Energy Charge

Electric Rate Properties - [ESPH Tarifa General]

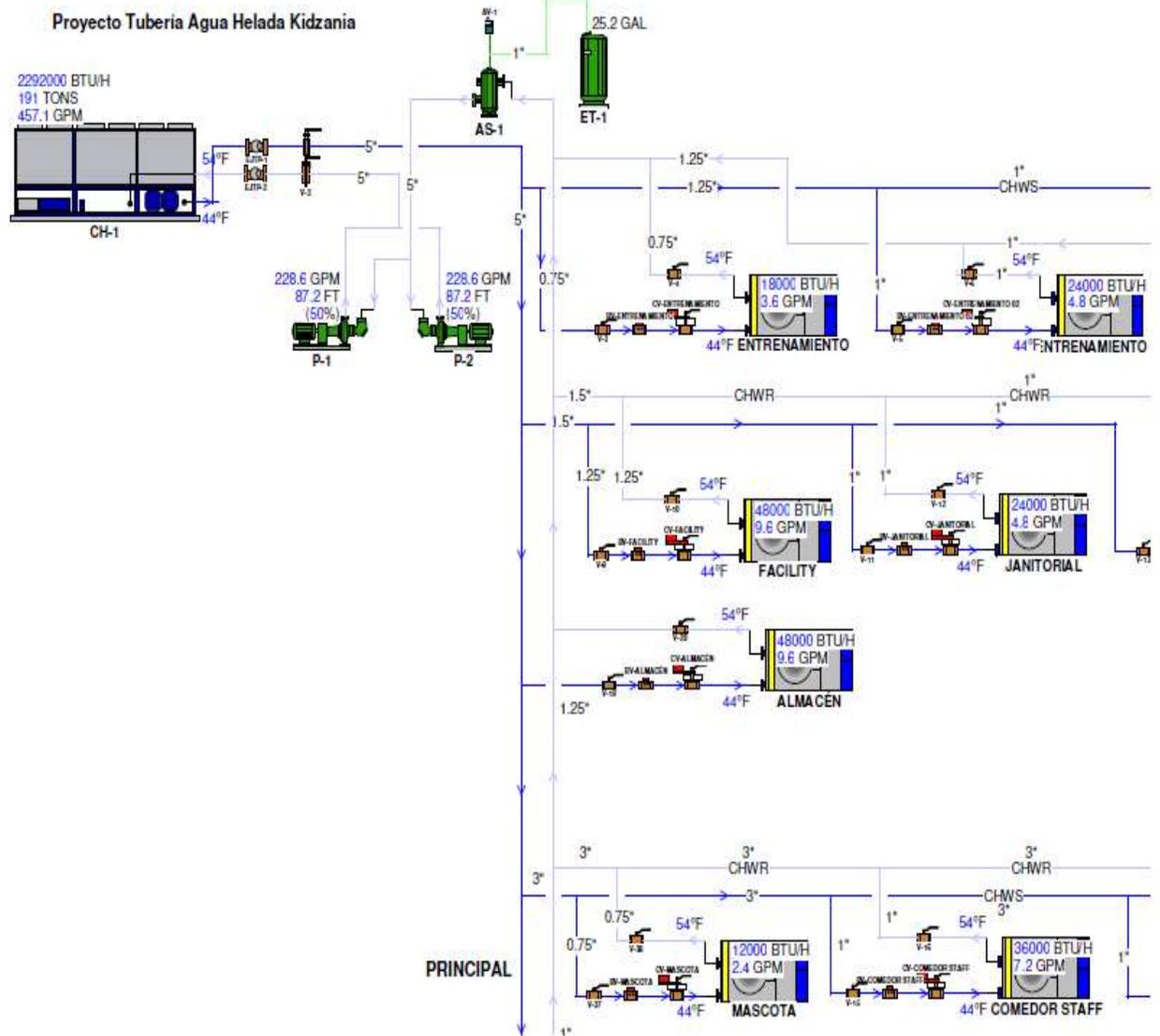
General | **Energy Charges** | Demand Charges | Demand Clauses

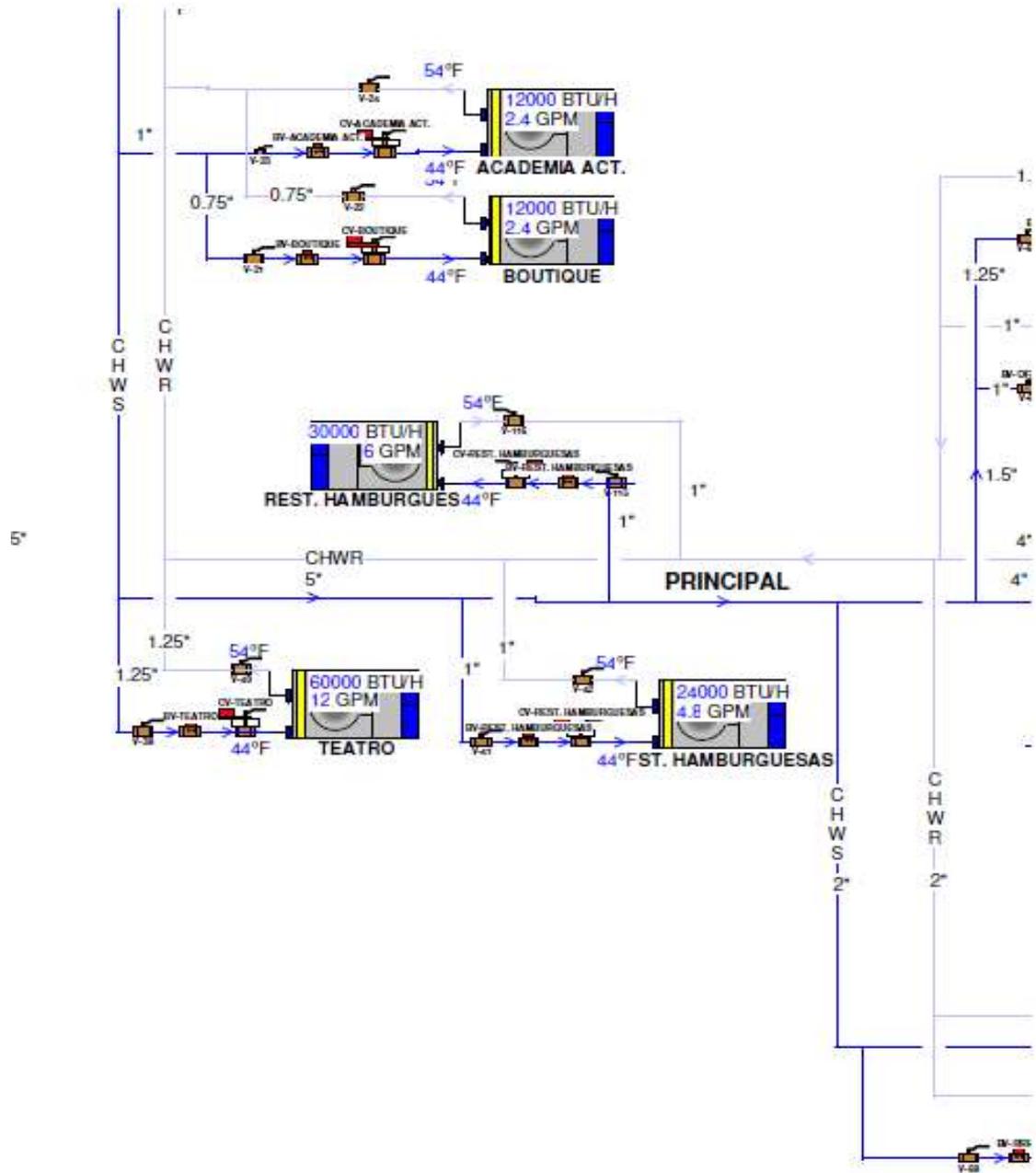
	Season	Period	Block Size	Block Units	\$/kW
<input checked="" type="checkbox"/>	All Seasons	All Periods	9999999	kW	15.00000
<input type="checkbox"/>	All Seasons	All Periods	9999999	kW	0.00000

OK Cancel Help

Season

7.3. Diagrama agua helada Taco Hydronic Solutions





7.4. Cálculo System Syser

Temp/Carga	Cv	FLUJO / CAIDA DE PRESION	LONGITUD/CAIDA DE PRESION	NSPHa	Circuit Setter
Relación Flujo / Caída de Presion					
Tamaño del tubo 5 in		Material del tubo PVC/CPVC			
Flujo 457 GPM		Pérdida de Fricción 2.99 Pies/100 Pies			
		Velocidad 7.33 Pies/Seg			
PVC/CPVC es cédula 40					
457 GPM	254,990	Numero de Reynolds			
61.10 Pies Cubicos/Min.	0.000012	Rugosidad Relativa ϵ/D			
103.74 Metros Cubicos/H	Flujo de Turbul	Tipo de Flujo			
28.79 Liters/Sec	0.0151	Factor de Fricción			
1,729.75 Liters/Min	7.33	Pies/Seg			
103,784.70 Liters/Hr	2.23	Metros/100 Metros			
Information de ASHRAE					
>4400		Rango de Operación Horas/Año			
<input checked="" type="radio"/> Operación de Flujo variable <input type="radio"/> Otra Operación					
Máximo flujo para el tamaño de tubería seleccionada, por					
370 GPM					
Costo Anual de Energía					
Costo/ Kw Hora		Longitud de Tubería (L.E.T.)			
0.10 \$/KwHr		500.00 Pies			
Eficiencia Estimada de Bomba/Motor					
80 %					
Horas de Operación/Año					
8760					
Costo Anual de Energía*					
\$1,410					
*Costo Bomba/Motor a 100% de carga					

Capítulo 8. Anexos

8.1. DTCE para carga de enfriamiento debido a techo plano, 1 °F

Grupo No.	Descripción de la construcción	Peso, lb/ft ²	BTU/(h-ft ² -°F)	BTU/(ft ² -°F)
Ladrillo de vista de 4 in + (Ladrillo)				
	C Espacio de aire + ladrillo de vista de 3 in	83	0.358	18.3
	D Ladrillo común de 4 in	90	0.415	18.4
	C Aislamiento de 1 in o espacio de aire + ladrillo común de 4 in	90	0.174-0.301	18.4
	B Aislamiento de 2 in + ladrillo común de 4 in	88	0.111	18.5
	B Ladrillo común de 8 in	130	0.302	26.4
	A Aislamiento o espacio de aire + ladrillo común de 8 in	130	0.154-0.243	26.4
Ladrillo de vista de 4 in + (Concreto pesado)				
	C Espacio de aire + concreto de 2 in	94	0.350	19.7
	B Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	97	0.116	19.8
	A Espacio de aire o aislamiento + concreto de 8 in o más	143-190	0.110-0.112	29.1-38.4
Ladrillo de vista de 4 in + (bloque de concreto ligero o pesado)				
	E Bloque de 4 in	62	0.319	12.9
	D Espacio de aire o aislamiento + bloque de 4 in	62	0.153-0.246	12.9
	D Bloque de 8 in	70	0.274	15.1
	C Espacio de aire o aislamiento de 1 in + bloque de 6 u 8 in	73-89	0.221-0.275	15.5-18.5
	B Aislamiento de 2 in + bloque de 8 in	89	0.096-0.107	15.5-18.6
Ladrillo de vista de 4 in + (azulejo de barro)				
	D Azulejo de 4 in	71	0.381	15.1
	D Espacio de aire + azulejo de 4 in	71	0.281	15.1
	C Aislamiento + azulejo de 4 in	71	0.169	15.1
	C Azulejo de 8 in	96	0.275	19.7
	B Espacio de aire o aislamiento de 1 in + azulejo de 8 in	96	0.142-0.221	19.7
	A Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	97	0.097	19.8
Pared de concreto pesado + (acabado)				
	E Concreto de 4 in	63	0.585	12.5
	D Concreto de 4 in + aislamiento de 1 o 2 in	63	0.119-0.200	12.5
	C Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	63	0.119	12.7
	C Concreto de 8 in	109	0.490	21.9
	B concreto de 8 in + aislamiento de 1 o 2 in	110	0.115-0.187	22.0
	A Aislamiento de 2 in + concreto de 8 in	110	0.115	21.9
	E Concreto de 12 in	156	0.421	31.2
	A Concreto de 12 in + aislamiento	156	0.113	31.3
Bloque de concreto ligero y pesado + (acabado)				
	F Bloque de 4 in + espacio de aire o aislamiento	29-36	0.161-0.263	5.7-7.2
	E Aislamiento de 2 in + bloque de 4 in	29-37	0.105-0.114	5.8-7.3
	E Bloque de 8 in	41-57	0.294-0.402	6.3-11.3
	D Concreto de 8 in + espacio de aire o aislamiento	41-57	0.149-0.173	8.3-11.3
Azulejo de barro + (acabado)				
	F Azulejo de 4 in	39	0.419	7.8
	F Azulejo de 4 in + espacio de aire	39	0.303	7.8
	E Azulejo de 4 in + aislamiento de 1 in	39	0.175	7.9
	D Aislamiento de 2 in + azulejo de 4 in	40	0.110	7.9
	D Azulejo de 8 in	63	0.296	12.5
	C Azulejo de 8 in + espacio de aire o aislamiento de 1 in	63	0.151-0.231	12.6
	B Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	63	0.099	12.6
Pared de lámina (cortina metálica)				
	G Con o sin espacio de aire + 1, 2 o 3 in de aislamiento	5-6	0.091-0.230	0.7
Pared de bastidor				
	G Aislamiento de 1 a 3 in	16	0.081-0.178	3.2

8.2. Corrección DTCE por latitud y mes, 1 °F

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
24	Dic	-5	-7	-9	-10	-7	-3	3	9	13	-13
	Ene/Nov	-4	-6	-8	-9	-6	-3	3	9	13	-11
	Feb/Oct	-4	-5	-6	-6	-3	-1	3	7	10	-7
	Mar/Sept	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-3
	Abr/Ago	-2	-1	0	-1	-1	-2	-1	-2	-3	0
	May/Jul	1	2	2	0	0	-3	-3	-5	-6	1
	Jun	3	3	3	1	0	-3	-4	-6	-6	1
32	Dic	-5	-7	-10	-11	-8	-5	2	9	12	-17
	Ene/Nov	-5	-7	-9	-11	-8	-4	2	9	12	-15
	Feb/Oct	-4	-6	-7	-8	-4	-2	4	8	11	-10
	Mar/Sept	-3	-4	-4	-4	-2	-1	3	5	7	-5
	Abr/Ago	-2	-2	-1	-2	0	-1	0	1	1	-1
	May/Jul	1	1	1	0	0	-1	-1	-3	-3	1
	Jun	1	2	2	1	0	-2	-2	-4	-4	2
40	Dic	-6	-8	-10	-13	-10	-7	0	7	10	-21
	Ene/Nov	-5	-7	-10	-12	-9	-6	1	8	11	-19
	Feb/Oct	-5	-7	-8	-9	-6	-3	3	8	12	-14
	Mar/Sept	-4	-5	-5	-6	-3	-1	4	7	10	-8
	Abr/Ago	-2	-3	-2	-2	0	0	2	3	4	-3
	May/Jul	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1
	Jun	1	1	1	0	1	0	0	-1	-1	2
48	Dic	-6	-8	-11	-14	-13	-10	-3	2	6	-25
	Ene/Nov	-6	-8	-11	-13	-11	-8	-1	5	8	-24
	Feb/Oct	-5	-7	-10	-11	-8	-5	1	8	11	-18
	Mar/Sept	-4	-6	-6	-7	-4	-1	4	8	11	-11
	Abr/Ago	-3	-3	-3	-3	-1	0	4	6	7	-5
	May/Jul	0	-1	0	0	1	1	3	3	4	0
	Jun	1	1	2	1	2	1	2	2	3	2
56	Dic	-7	-9	-12	-16	-16	-14	-9	-5	-3	-28
	Ene/Nov	-6	-8	-11	-15	-14	-12	-6	-1	2	-27
	Feb/Oct	-6	-8	-10	-12	-10	-7	0	6	9	-22
	Mar/Sept	-5	-6	-7	-8	-5	-2	4	8	12	-15
	Abr/Ago	-3	-4	-4	-4	-1	1	5	7	9	-8
	May/Jul	0	0	0	0	2	2	5	6	7	-2
	Jun	2	1	2	1	3	3	4	5	6	1

8.3. FGCS para radiación a través de vidrio

0 Grados										
	NNE/	NE/	ENE/	E/	ESE/	SE/	SEE/	S	HOR	
	N	NNW	NW	WNW	W	WSW	SW	SSW		
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										
	NNE/	NE/	ENE/	E/	ESE/	SE/	SEE/	S	HOR	
	N	NNW	NW	WNW	W	WSW	SW	SSW		
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										
	NNE/	NE/	ENE/	E/	ESE/	SE/	SEE/	S	HOR	
	N	NNW	NW	WNW	W	WSW	SW	SSW		
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										
	NNE/	NE/	ENE/	E/	ESE/	SE/	SEE/	S	HOR	
	N	NNW	NW	WNW	W	WSW	SW	SSW		
En.	27	27	41	128	190	240	253	241	227	214
Feb.	30	30	80	165	220	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

8.4. Coeficiente de sombreado para vidrio

	Tipo de vidrio	Espesor nominal de cada vidrio claro ^a	Transmisión solar ^b	Sin sombreado interior	Tipo de sombreado interior					
					Persianas venecianas		Persianas enrollables			
					Medio	Claro	Opacas		Translúcidas	
Oscuro	Claro	Claro								
VIDRIO SENCILLO	Sencillo									
	Claro	3/32 a 1/4	0.87-0.80	1.00						
	Claro	1/4 a 1/2	0.80-0.71	0.94						
	Claro	3/8	0.72	0.90	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39	
	Claro	1/2	0.67	0.87						
	Claro con figuras	1/8 a 9/32	0.87-0.79	0.83						
	Absorbente de calor, con figuras ^c	1/8		0.83						
	Absorbente de calor ^c	3/16 a 1/4	0.46	0.69						
	Absorbente de calor, con figuras	3/16 a 1/4		0.69	0.57	0.53	0.45	0.30	0.36	
	Coloreado	1/8 a 7/32	0.59-0.45	0.69						
	Absorbente de calor, o con figuras		0.44-0.30	0.60	0.54	0.52	0.40	0.28	0.32	
	Absorbente de calor ^c	3/8	0.34	0.60						
	Absorbente de calor, o con figuras	1/2	0.44-0.30	0.53	0.42	0.40	0.36	0.28	0.31	
Vidrio recubierto reflector		0.24	0.30	0.25	0.23					
			0.40	0.33	0.29					
			0.50	0.42	0.38					
			0.60	0.50	0.44					
VIDRIO AISLANTE	Doble ^d									
	Claro afuera	3/32, 1/8	0.71 ^e	0.88	0.57	0.51	0.60	0.25	0.37	
	Claro adentro	1/4	0.61 ^e	0.81						
	Claro afuera									
	Claro adentro	1/4	0.36 ^e	0.55						
	Absorbente de calor afuera				0.39	0.36	0.40	0.22	0.30	
	Claro adentro			0.20	0.19	0.18				
Vidrio recubierto reflector			0.30	0.27	0.26					
			0.40	0.34	0.33					
Triple	Claro	1/4		0.71						
	Claro	1/8		0.80						

8.5. Tasa de ganancia de calor debido a personas

Actividad	Aplicaciones típicas	Calor total por adulto masculino			calor total ajustado ^a			Calor sensible			Calor latente		
		Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h
Señalado en reposo	Teatro, cine	115	400	100	100	350	90	60	210	55	40	140	30
Sentado, trabajo muy ligero, escritura	Oficinas, hoteles, apartamentos	140	480	120	120	420	105	65	230	55	55	190	50
Sentado, comiendo	Restaurante	150	520	130	170	580 ^b	145	75	255	60	95	325	80
Sentado, trabajo ligero, mecanografía	Oficinas, hoteles, apartamentos	185	640	160	150	510	130	75	255	60	75	255	65
Parado, trabajo ligero o camina despacio	Tiendas minoristas, bancos	235	800	200	185	640	160	90	315	80	95	325	80
Trabajo ligero de banco	Fábricas	255	880	220	230	780	195	100	345	90	130	435	110
Caminando 3 mph trabajo ligero	Fábricas	305	1040	260	305	1040	260	100	345	90	205	695	170
Trabajo con máquinas pesadas	Fábricas	350	1200	300	280	960	240	100	345	90	180	615	150
Balón		400	1360	340	375	1280	320	120	405	100	255	875	220
Balón moderado	Salón de baile	400	1360	340	375	1280	320	120	405	100	255	875	220
Trabajo pesado, trabajo con máquinas pesadas, levantar pesas	Fábricas	470	1600	400	470	1600	400	165	565	140	300	1035	260
Trabajo pesado, ejercicios atléticos	Gimnasios	585	2000	500	525	1800	450	185	635	160	340	1165	290

8.6. Tasa de ganancia de calor debido a equipo

During run (ready-to-cook) conditions

Appliance	Energy Rate, Btu/h		Rate of Heat Gain, Btu/h		
	Rated	Standby	Sensible Radiant	Usage Factor F_u	Radiation Factor F_r
Broiler: under fired 3 ft	36,900	30,900	10,800	0.84	0.35
Cheesemelter*	12,300	11,900	4,600	0.97	0.39
Fryer: kettle	99,000	1,800	500	0.02	0.28
Fryer: open deep-fat, 1-vat	47,800	2,800	1,000	0.06	0.36
Fryer: pressure	46,100	2,700	500	0.06	0.19
Griddle: double sided 3 ft (clamshell down)*	72,400	6,900	1,400	0.1	0.2
Griddle: double sided 3 ft (clamshell up)*	72,400	11,500	3,600	0.16	0.31
Griddle: flat 3 ft	58,400	11,500	4,500	0.2	0.39
Griddle-small 3 ft*	30,700	6,100	2,700	0.2	0.44
Induction cooktop*	71,700	0	0	0	0
Induction wok*	11,900	0	0	0	0
Oven: combi: combi-mode*	56,000	5,500	800	0.1	0.15
Oven: combi: convection mode	56,000	5,500	1,400	0.1	0.25
Oven: convection full-size	41,300	6,700	1,500	0.16	0.22
Oven: convection half-size*	18,800	3,700	500	0.2	0.14
Pasta cooker*	75,100	8,500	0	0.11	0
Range top: top off/oven on*	16,600	4,000	1,000	0.24	0.25
Range top: 3 elements on/oven off	51,200	15,400	6,300	0.3	0.41
Range top: 6 elements on/oven off	51,200	33,200	13,900	0.65	0.42
Range top: 6 elements on/oven on	67,800	36,400	14,500	0.54	0.4
Range: hot-top	54,000	51,300	11,800	0.95	0.23
Rotisserie*	37,900	13,800	4,500	0.36	0.33
Salamander*	23,900	23,300	7,000	0.97	0.3
Steam kettle: large (60 gal) simmer lid down*	110,600	2,600	100	0.02	0.04
Steam kettle: small (40 gal) simmer lid down*	73,700	1,800	300	0.02	0.17
Steamer: compartment: atmospheric*	33,400	15,300	200	0.46	0.01
Tilting skillet/braising pan	32,900	5,300	0	0.16	0

Source: Swierczyna et al. (2008, 2009).

Appliance	Energy Rate, Btu/h		Rate of Heat Gain, Btu/h		
	Rated	Standby	Sensible Radiant	Usage Factor F_u	Radiation Factor F_r
Broiler: batch*	95,000	69,200	8,100	0.73	0.12
Broiler: chain (conveyor)	132,000	96,700	13,200	0.73	0.14
Broiler: overfired (upright)*	100,000	87,900	2,500	0.88	0.03
Broiler: underfired 3 ft	96,000	73,900	9,000	0.77	0.12
Fryer: doughnut	44,000	12,400	2,900	0.28	0.23
Fryer: open deep-fat, 1 vat	80,000	4,700	1,100	0.06	0.23
Fryer: pressure	80,000	9,000	800	0.11	0.09
Griddle: double sided 3 ft (clamshell down)*	108,200	8,000	1,800	0.07	0.23
Griddle: double sided 3 ft (clamshell up)*	108,200	14,700	4,900	0.14	0.33
Griddle: flat 3 ft	90,000	20,400	3,700	0.23	0.18
Oven: combi: combi-mode*	75,700	6,000	400	0.08	0.07
Oven: combi: convection mode	75,700	5,800	1,000	0.08	0.17
Oven: convection full-size	44,000	11,900	1,000	0.27	0.08
Oven: conveyor (pizza)	170,000	68,300	7,800	0.4	0.11
Oven: deck	105,000	20,500	3,500	0.2	0.17
Oven: rack mini-rotating*	56,300	4,500	1,100	0.08	0.24
Pasta cooker*	80,000	23,700	0	0.3	0
Range top: top off/oven on*	25,000	7,400	2,000	0.3	0.27
Range top: 3 burners on/oven off	120,000	60,100	7,100	0.5	0.12
Range top: 6 burners on/oven off	120,000	120,800	11,500	1.01	0.1
Range top: 6 burners on/oven on	145,000	122,900	13,600	0.85	0.11
Range: wok*	99,000	87,400	5,200	0.88	0.06
Rethermalizer*	90,000	23,300	11,500	0.26	0.49
Rice cooker*	35,000	500	300	0.01	0.6
Salamander*	35,000	33,300	5,300	0.95	0.16
Steam kettle: large (60 gal) simmer lid down*	145,000	5,400	0	0.04	0
Steam kettle: small (10 gal) simmer lid down*	52,000	3,300	300	0.06	0.09
Steam kettle: small (40 gal) simmer lid down	100,000	4,300	0	0.04	0
Steamer: compartment: atmospheric *	26,000	8,300	0	0.32	0
Tilting skillet/braising pan	104,000	10,400	400	0.1	0.04

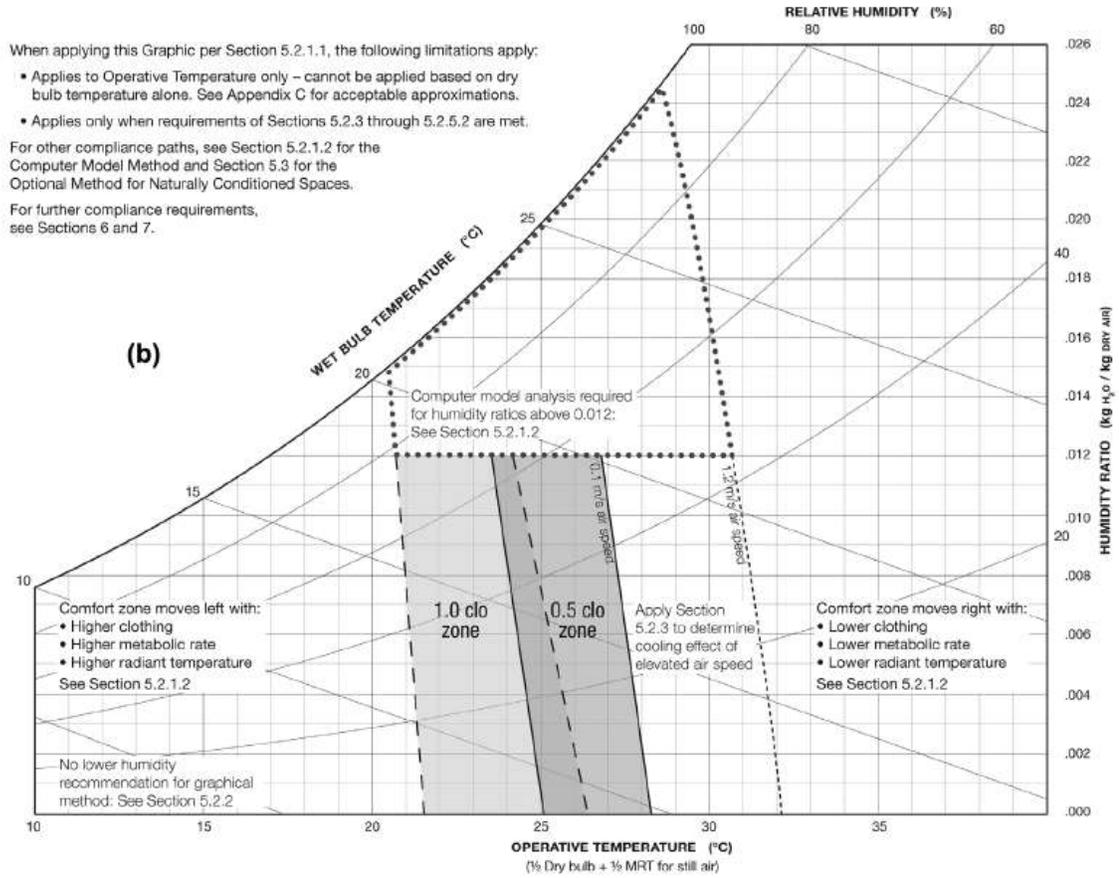
Equipment	Description	Nameplate Power Consumption, W	Average Power Consumption, W
Desktop computer ^a	Manufacturer A (model A); 2.8 GHz processor, 1 GB RAM	480	73
	Manufacturer A (model B); 2.6 GHz processor, 2 GB RAM	480	49
	Manufacturer B (model A); 3.0 GHz processor, 2 GB RAM	690	77
	Manufacturer 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

8.7. Tasas mínimas de ventilación

Occupancy Category	People Outdoor Air Rate R_p		Area Outdoor Air Rate R_a		Notes	Default Values		Air Class	
						Occupant Density (see Note 4)	Combined Outdoor Air Rate (see Note 5)		
	cfm/person	L/s-person	cfm/ft ²	L/s-m ²		#/1000 ft ² or #/100 m ²	cfm/person L/s-person		
Correctional Facilities									
Cell	5	2.5	0.12	0.6		25	10	4.9	2
Dayroom	5	2.5	0.06	0.3		30	7	3.5	1
Guard stations	5	2.5	0.06	0.3		15	9	4.5	1
Booking/waiting	7.5	3.8	0.06	0.3		50	9	4.4	2
Educational Facilities									
Daycare (through age 4)	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	2
Daycare sickroom	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	3
Classrooms (ages 5–8)	10	5	0.12	0.6		25	15	7.4	1
Classrooms (age 9 plus)	10	5	0.12	0.6		35	13	6.7	1
Lecture classroom	7.5	3.8	0.06	0.3		65	8	4.3	1
Lecture hall (fixed seats)	7.5	3.8	0.06	0.3		150	8	4.0	1
Art classroom	10	5	0.18	0.9		20	19	9.5	2
Science laboratories	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	2
University/college laboratories	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	2
Wood/metal shop	10	5	0.18	0.9		20	19	9.5	2
Computer lab	10	5	0.12	0.6		25	15	7.4	1
Media center	10	5	0.12	0.6	A	25	15	7.4	1
Music/theater/dance	10	5	0.06	0.3		35	12	5.9	1
Multi-use assembly	7.5	3.8	0.06	0.3		100	8	4.1	1

8.8. Zonas de confort carta psicométrica



8.9. Ficha técnica máquina evaporadora (12000 Btu/h)

Unit Parameters

Tag Name: _____ Equipo 1 TON
 Quantity: _____ 1
 Unit Model: _____ 42CAA04BLDY6YYC
 Unit Type: _____ 42CA Ceiling, Furred-In
 Unit Size: _____ 400 CFM
 System Type: _____ 2-Pipe Cooling Only
 Cooling Coil: _____ Cold Fluid Cooling
 Cooling Coil Rows: _____ 4 rows
 Coil Hand: _____ Left Hand
 Coil Wrapping: _____ None
 Shipping Options: _____ Standard
 Fan Speed: _____ High
 Motor/Drive: _____ PSC Motor

Unit Performance

Actual Airflow: _____ 438.0 CFM
 Altitude: _____ .0 ft
 External Static Pressure: _____ .10 in wg
 Voltage: _____ 208-1-60 (PSC Motor) V-Ph-Hz

Cooling Data

Coil Type: _____ Cold Fluid Cooling
 Coil Rows: _____ 4 rows
 Fluid Type: _____ Fresh Water
 Total Capacity: _____ 12,624 BTU/hr
 Sensible Capacity: _____ 10,854 BTU/hr
 Entering Air Dry Bulb Temperature: _____ 77.0 F
 Entering Air Wet Bulb Temperature: _____ 62.6 F
 Leaving Air Dry Bulb Temperature: _____ 54.4 F
 Leaving Air Wet Bulb Temperature: _____ 52.6 F
 Fluid Flow Rate: _____ 2.5 gpm
 Fluid Pressure Drop: _____ 20.58 ft wg
 Fluid Entering Temperature: _____ 44.0 F
 Fluid Leaving Temperature: _____ 54.0 F

Electrical Data

Motor Voltage: _____ 208-1-60 (PSC Motor) V-Ph-Hz
 Motor FLA: _____ 0.69
 Contact ProdMktg for electrical values.

Acoustical Data:

Octave Band Center Frequency, Hz	125	250	500	1k	2k	4k	8k	dBA
Sound Power Data								
Radiated Sound Power, dB	64	62	63	62	60	56	52	67
Discharge Sound Power, dB	87	57	59	57	52	48	43	61

8.10. Ficha técnica bomba hidráulica

Base Mounted End Suction Pump

Series: e-1510
Model: 2.5BB

Features & Design

- ANSI/OSHA Coupling Guard
- Center Drop Out Spacer Coupling
- Fabricated Heavy Duty Baseplate
- Internally Self-Flushing Mechanical Seal



*The Bell & Gossett Series e-1510 is available in 26 sizes and a variety of configuration options that enable customization and flexibility to fit a broad range of operating conditions.

<http://bellgossett.com/pumps-circulation/end-suction-pumps/e-1510>

Pump Selection Summary

Pump Capacity	275.0 US gpm
Pump Head	87.2 ft
Control Head	26.16 ft
Duty Point Pump Efficiency	77.6 %
Pump PLEVv Efficiency	73.1 %
Impeller Diameter	9.5 in
Motor HP	10 hp
Duty Point Power	7.81 bhp
Motor Speed	1800 rpm
RPM @ Duty Point	1777 rpm
NPSHr	7.87 ft
Minimum Shutoff Head	95.7 ft
Minimum Flow at RPM	58.3 gpm
Flow @ BEP	292 gpm
Fluid Temperature	54 °F
Fluid Type	Water
Weight (approx. - consult rep for exact)	388 lbs
Pump Floor Space Calculation	4.35 ft ²

Performance Curve



e-1510

2.5BB

1800 RPM

8.11. Ficha técnica tanque de expansión

Expansion Tanks : Pre-Charged Diaphragm
Bell & Gossett Series : HFT Non-ASME
Model: HFT-60V

Series "HFT" diaphragm-type expansion tanks are pre-charged to 12 PSI. The Series "HFT" tank is designed to absorb the force of thermal expansion when heating water and to maintain proper pressurization in a closed hydronic system. The heavy-duty butyl diaphragm separates system water from the air in the tank thereby preventing waterlogging problems.

Designed for Closed Hydronic Heating and Cooling Systems

Designed and constructed per ASME Section VIII, Division 1



Tank Selection

Model	HFT-60V
Required Tank Volume	27.82 gal
Required Acceptance	5.88 gal
Actual Tank Volume	32.0 gal
Actual Acceptance Volume	11.3 gal
Orientation	Vertical
Type	Diaphragm
ASME Rate	false
Fill Temperature	40 °F
Max Temperature	80 °F
System Volume	2260 gal
System Medium	Water

Tank Details:

- Residential and Light Commercial Applications
- Helps Prevent Excessive Pressures in Heating Systems
- Increases System Performance
- Reduces Oxygen Corrosion
- Prevents Waterlogging
- In-Line and Floor Mount Installation

Not For Potable Water Systems

HFT-60V

Operating Data

Max Design Temperature	240.0 °F
Max Working Pressure	100.0 psig
Shipping Weight	52.0 lbs

8.12. Ficha técnica separadora de aire

Rolairtrol Air Separator Hot & Chilled Water **Bell & Gossett Model: RL-10F**

The Bell & Gossett Rolairtrol is a patented air separator with significant advantages. The Rolairtrol is capable of removing the air that commonly causes problems in commercial hot and chilled water systems. The Rolairtrol provides air free flow, improving efficiency and performance of the HVAC system.

Designed and constructed per ASME Section VIII, Division 1



Separator Selection

Model	RL-10F
Size	10.0 in
Recommended Max Flow	3600.0 gpm
ASME Certified	true
Pressure Drop @ Design Flow	2.16'
Shipping Weight	800.0 lbs
Flooded Weight	2052.0 lbs

Type of Separator

Centrifugal, Without Strainer

Performance Coverage Chart:

RL-10F

8.13. Selección válvula de venteo

SCHEDULE

MODEL NUMBER	PART NUMBER	PRODUCT	MAXIMUM WORKING PRESSURE PSIG	MAXIMUM OPERATING TEMPERATURE °F	TAGGING INFORMATION	QUANTITY
4V	113055	Air Vent	150	250		
67	113020	Automatic Air Vent	35	240		
7	113001	Automatic Air Vent	75	240		
87	113021	Automatic Air Vent	150	240		
107A	113076	High Capacity Automatic Air Vent	150	250		
17 Sr.	113004	Automatic Air Valve	30	225		
26	113075	Vacuum Breaker	150	250		
DT-2	113041	Drain-O-Tank	125	240		
97	113222	Automatic Air Vent	150	240		
98	113246	High Capacity Automatic Air Vent	150	250		
RV-125A	113100	Readout Valve	300	250		
RP-250B	113102	Readout Probe	300	250		

DIMENSIONS AND WEIGHTS

MODEL NUMBER	PART NUMBER	DIMENSIONS INCHES		CONNECTIONS INCHES NPT		APPROX. SHPG. WT. LBS.	
		WIDTH	HEIGHT	SIZE	TYPE	CARTON OF	TOTAL
4V	113055	5/8	5/8	1/8	M	48	2.0
67	113020	1-1/2	3-3/16	1/8	M	12	3.0
7	113001	2-3/16	4-1/16	1/8	F	12	6.0
87	113021	2-1/4	4-3/4	3/4 1/2	M F	12	8.0
107A	113076	4-1/2	9-5/8	3/4	F	1	10.0
17 Sr.	113004	13/16	1-1/4	1/8	M	12	2.0
26	113075	1-1/4	3	3/4	M	6	3.0
DT-2	113041	2-1/4	9-5/16	1/2	M	12	8.0