



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE CÁMARA
DE AMBIENTE CONTROLADO PARA EL LABORATORIO DE
INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO DE PINTURAS CÓNDOR
QUITO.”**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

ACOSTA MONTALVO CARLA ESTEFANÍA

carla.acosta@epn.edu.ec

CAIZALUISA SOSA JORGE DAVID

jorge.caizaluisa@epn.edu.ec

DIRECTOR: ROJAS MOLINA ROBERTO CARLOS, Ph.D.

roberto.rojas@epn.edu.ec

CODIRECTOR: ORDÓÑEZ MALLA FREDDY GEOVANNY, Ph.D.

freddy.ordonez@epn.edu.ec

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por la señorita **CARLA ESTEFANÍA ACOSTA MONTALVO** y el señor **JORGE DAVID CAIZALUISA SOSA**, bajo nuestra supervisión.

.....

Ph.D. Roberto Carlos Rojas Molina

DIRECTOR DEL PROYECTO

.....

Ph.D. Freddy Geovanny Ordoñez Malla

CODIRECTOR DEL PROYECTO

DECLARACIÓN

Nosotros, **Carla Estefanía Acosta Montalvo** y **Jorge David Caizaluisa Sosa**, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí escrito es de nuestra autoría junto con la ayuda y apoyo de la empresa AC Climatización, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

.....

Carla Estefanía Acosta Montalvo

.....

Jorge David Caizaluisa Sosa

DEDICATORIA

El presente proyecto de titulación es dedicado a mi abuelito José Luis Sosa Rueda, a mi tío Gualberto Rogelio Peñafiel Salazar y a primo Mario Aldair Murgueitio Sosa.

DEDICATORIA

Este proyecto va dedicado a quienes desde mi niñez forjaron mi carácter y sembraron en mí la capacidad de soñar. Hoy tengo alas para volar y llegar muy lejos gracias a ellos.

A mi abuelita Dalia quien siempre ha estado a mi lado, con su amor siempre me ha dado ánimos y junto a mi tía me ha alcahueteado en cada locura. La persona que mejor me ha tratado en toda mi vida y para quien siempre seré su amor pase lo que pase. Dios me ha privilegiado con un alma tan pura como la suya. Gran parte de lo que soy hoy se lo debo a ella.

A mi tía Dalia quien más allá de ser una tía, ha sido una amiga, una madre y es un ejemplo para nosotros. Una mujer que ha entregado su vida a su familia y especialmente a sus sobrinos, quiero que sepa que siempre será mi madre y mi mejor amiga.

A mi hermana, fuente de mi inspiración, quiero que sepa que siempre se pueden lograr grandes cosas y que todos los sueños se hacen realidad si trabajamos duro por ellos.

A mis padres, como había mencionado: no sé qué sería de mí sin ellos. Este es uno más de la larga lista de logros en retribución a sus esfuerzos. Son mi ejemplo y mi motor.

A mi tío Carlos, nuestra relación va más allá de un cariño obligado. Ha sido mi amigo y confidente; y me demostró que la constancia mueve montañas e inspira cambios positivos en la gente.

Finalmente, al hombre que fue la inspiración para escoger este camino profesional. Aunque ya no está conmigo, aún vive en mí lo que hubo en él: un corazón audaz. Por haberme enseñado que los sueños se hacen realidad, que la familia es el pilar más importante en nuestras vidas y que nunca rendirse es la mejor virtud de todas. A mi ángel de la guarda en el cielo: abuelito. Estoy segura de que desde arriba guía y goza mis logros...

Este logro no significaría nada sin ustedes en mi vida y en mi corazón...Amada familia...

Los sueños se hacen realidad.

Con amor,

Carla

AGRADECIMIENTO

Conforme pasa la vida, encontramos a muchas personas en nuestro camino que nos ayudan y motivan a seguir adelante. Muchas de esas personas aportaron a la realización de este proyecto de titulación, y a todos ellos les agradezco profundamente.

De manera especial quiero agradecer al mentor y artífice de este proyecto, el Ing. Oscar Navarro Z., quien con mucha paciencia nos guio en cada parte del diseño y fue apoyo fundamental para culminar este trabajo; más allá de ser un profesional intachable, se convirtió en un gran ejemplo y un querido amigo.

Al Ing. Hugo Zúñiga por habernos guiado en el momento en que todo se hizo más complicado. A nuestros directores, el Ing. Roberto Rojas y el Ing. Freddy Ordóñez por su apoyo incondicional en cada etapa.

A mis padres quienes han sido siempre un pilar fundamental en mi vida. Al finalizar esta etapa puedo afirmar que su titánica labor es el artífice de estos triunfos: no se donde estaría sin ellos. A mi hermana quien siempre ha sido fuente de inspiración para mí con su dulzura y alegría para animarme incluso en los días más oscuros.

A mi amigo Byron Araguillin quien siempre me dijo que esta parte sería la más complicada de la tesis: tenía razón....

A mi familia en general, primos y tíos, por su amor y apoyo. No solamente son familia, son mis amigos y cada uno tiene un lugar especial en mi corazón. A la familia de David que se ha convertido en parte importante de mi vida y me ha acogido con los brazos abiertos llenos de bondad y cariño.

El más especial de los agradecimientos es para David, quien no solo ha demostrado ser un gran ingeniero en cada etapa de este proyecto sino también a lo largo de los años ha sido mi amigo, confidente y apoyo en cada parte de mi vida. A su lado he aprendido a sacar las mejores cualidades de mí y juntos hemos forjado una relación basada en amor y respeto que nos sirve de apoyo para seguir adelante en cada paso que depare el camino y alcanzar nuestros sueños.

A mis amigos con quienes viví gratos momentos durante todos estos años. Espero seguir acumulando momentos preciados a su lado.

Finalmente, quiero agradecer al ser más importante de todos, a Dios, por darme la vida y poner en mi camino a personas de buena voluntad que llenan mi vida de amor,

amistad y valor. Personas que me impulsan a seguir adelante y que día a día me recuerdan que la vida es la aventura más bonita de todas. Gracias a Dios por cada bendición recibida y con su respaldo sé que la vida nos depara grandes cosas.

Toda la vida he pensado que no hay nada más bonito que escucharle a alguien agradecerte desde el fondo de su corazón, por lo tanto, reciban este humilde agradecimiento desde el fondo del mío...

¡Gracias, simplemente gracias!

AGRADECIMIENTO

A Dios por todas las bendiciones que me ha dado a lo largo de este tiempo, no solo en el transcurso de mi vida estudiantil sino en todo momento, como dice mi madre Dios te bendice desde el momento que estuviste en mi vientre.

A mis abuelitos: José Luis y Mélida, a mis padres: Jorge y Rocío, a mi hermana Samira, por siempre estar pendientes de mí, dándome apoyo, cariño, amistad y sobre todo comprensión me han ayudado a superar los obstáculos que se han presentado durante todo este trayecto. De igual manera al resto de mi familia, en especial a mis tíos: Sandra, Dorys, Anita, Mario, Edison y Jorge, a mis primos: Pamela, Valeria, Camila, Melisa, Mateo y Carlos Andrés.

A Carla por su tiempo y dedicación en la elaboración de este proyecto de titulación y sobre todo por haber construido juntos una relación con bases y principios establecidos en el amor y respeto hacia el otro. De igual manera a su familia por haberme aceptado como un miembro más.

A mis amigos de la Escuela Politécnica Nacional por hacer de esta etapa de mi vida memorable, a mis profesores por compartir sus conocimientos y en especial al P.hD. Roberto Rojas y al P.hD. Freddy Ordóñez por su guía durante la elaboración del presente proyecto de titulación.

A la empresa A&C Climatizaciones por abrirnos sus puertas para la elaboración del presente proyecto de titulación y en especial al Ing. Oscar Navarro por compartirnos sus conocimientos y siempre estar dispuesto ayudarnos.

ÍNDICE

CERTIFICACIÓN.....	i
DECLARACIÓN.....	ii
DEDICATORIA.....	iii
DEDICATORIA.....	iv
AGRADECIMIENTO.....	v
AGRADECIMIENTO.....	vii
RESUMEN.....	xiv
ABSTRACT.....	xv
INTRODUCCIÓN.....	1
Justificación.....	2
Objetivos.....	3
Objetivo general.....	3
Objetivos específicos.....	3
1. MARCO TEÓRICO.....	4
1.1.Antecedentes.....	4
1.2.Definiciones.....	5
1.3.Pruebas de control de calidad y pintura.....	8
1.4.Cámaras de ambiente controlado.....	9
1.4.1.Clasificación de las cámaras de ambiente controlado.....	10
1.5.Sistema de climatización para cámaras de ambiente controlado.....	11
1.5.1.Control automático para un sistema de climatización para una cámara de ambiente controlado.....	12
1.5.2.Innovación tecnológica en sistemas de climatización y aire acondicionado.....	13
2.METODOLOGÍA.....	16
2.1.Métodos de cálculo de cargas térmicas.....	17
2.2.Descripción del método.....	17
2.2.1.Método de CLTD TD/CLF (SCL).....	17
2.2.1.1.Consideraciones iniciales de diseño.....	18

2.2.1.2.Procedimiento para el cálculo de cargas de enfriamiento para el espacio a acondicionar.....	19
2.2.1.3.Procedimiento para el cálculo de cargas de calentamiento para el espacio a acondicionar.....	23
2.2.2.Procesos psicrométricos para acondicionamiento de aire	24
2.2.3.Cálculos adicionales.....	29
2.2.3.1.Cálculo de coeficiente global de transferencia de calor	29
2.2.3.2.Cálculo de coeficiente de transferencia de calor por convección	31
2.2.4.Carga térmica total	31
2.2.4.1.Tipo de sistema	32
2.2.4.2.Selección de equipos	32
2.2.4.3.Selección preliminar de equipos	33
2.2.4.4.Refinoamiento de la selección	33
2.2.5.Diseño de ductos.....	33
2.2.5.1.Distribución de aire.....	34
2.2.5.2.Método de cálculo de ductos	38
3.RESULTADOS Y DISCUSIÓN	40
3.1.Condiciones iniciales	40
3.1.1.Ubicación geográfica.....	40
3.1.2.Condiciones climáticas.....	40
3.2.Cálculo de cargas térmicas	43
3.2.1.Cargas térmicas en verano	43
3.2.2.Cargas térmicas en invierno	61
3.2.3.Resumen de cargas térmicas	69
3.3.Procesos psicrométricos de climatización	71
3.3.1.Enfriamiento y deshumidificación (verano).....	71
3.3.2.Calentamiento y humidificación	72
3.4.Selección preliminar de equipos y carga térmica total	74
3.5.Sistema de control.....	78
3.5.1.Selección del controlador.....	78

3.6.Diseño de ductos.....	79
3.6.1.Caudal requerido.....	79
3.6.2.Selección de rejillas.....	79
3.6.3.Diagrama unifilar.....	82
3.6.4.Dimensionamiento de ductos.....	82
3.6.4.1.Pérdidas por accesorios.....	83
3.6.5.Selección de equipos refinada.....	86
3.7.Calentador de aire.....	86
3.8.Humidificador.....	87
3.9.Selección de tubería para refrigerante.....	88
3.10.Aislamiento de tubería y ductos.....	88
3.10.1.Aislamiento de ductos.....	88
3.10.2.Aislamiento de tuberías.....	88
3.11.Costos de importación, instalación y producción.....	89
3.12.Pruebas de validación.....	92
3.12.1.Fugas en tubería de cobre.....	93
3.12.2.Prueba de impurezas en tuberías de cobre.....	93
3.12.3.Prueba de carga de refrigerante.....	93
3.12.1.Calidad de soldadura.....	94
3.12.2.Velocidad del aire en el suministro.....	94
3.12.3.Temperatura de inyección de aire.....	94
3.12.4.Rangos de trabajo y estabilidad.....	94
4.CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	101
4.1.Conclusiones.....	101
4.2.Recomendaciones.....	102
BIBLIOGRAFÍA.....	104
ANEXOS.....	110

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Elementos de un sistema de control	13
Figura 2.1 Descripción de la metodología	16
Figura 2.2. (a) esquema general de una carta psicrométrica (Fuente: [30]), (b) procesos de acondicionamiento de aire en la carta psicrométrica. (Fuente: propia)	25
Figura 2.3. Proceso de calentamiento y humidificación.	26
Figura 2.4. Enfriamiento y deshumidificación.	28
Figura 2.5. Proceso de selección de equipos.	32
Figura 2.6. Proceso de diseño de Ductos.	34
Figura 2.7. rejillas de suministro (a) en pared, (b) en techo.	35
Figura 2.8. Tiro y extensión.	35
Figura 2.9. Secuencia de selección de rejillas.	37
Figura 3.1 Esquema de cámara climatizada	42
Figura 3.2. (a) esquema de techo. (b) área cubierta.	43
Figura 3.3. Resistencias térmicas para el techo.	44
Figura 3.4. Diferenciación entre paredes internas y externas. Junto con orientación..	49
Figura 3.5 Cámara de ambiente controlado	50
Figura 3.6. Proceso de enfriamiento y deshumidificación	71
Figura 3.7. Proceso de calentamiento y humidificación	73
Figura 3.8. Área del laboratorio.	80
Figura 3.9. Área efectiva de distribución de aire	81
Figura 3.10. Diagrama unifilar, laboratorio de Pinturas Cóndor	82
Figura 3.11. Gráfica de valores medidos por sensores.	95
Figura 3.12. Señal filtrada de temperatura del sensor S1.	96
Figura 3.13. Señal filtrada de temperatura del sensor S2.	97
Figura 3.14. Señal filtrada de temperatura sensor S3.	97
Figura 3.15 Señal filtrada de humedad S1.	98
Figura 3.16. Señal filtrada de humedad S2.	99
Figura 3.17. Señal filtrada humedad S3.	99
Figura 3.18 Curva de potencia	100

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Clases de cámaras Walk-in	10
Tabla 2.1 Consideraciones iniciales de diseño.....	18
Tabla 2.2. Resumen de ecuaciones para cargas externas.	20
Tabla 2.3. Resumen de ecuaciones para cargas internas.	21
Tabla 2.4. Resumen de ecuaciones para infiltraciones de aire.....	23
Tabla 2.5. Resumen de ecuaciones para carga de calentamiento.	24
Tabla 2.6. Ecuaciones para calentamiento y humidificación.....	26
Tabla 2.7. Ecuaciones para enfriamiento y deshumidificación.	28
Tabla 2.8. Relaciones para casos especiales.	30
Tabla 2.9. Coeficiente de transferencia de calor por convección.	31
Tabla 2.10. Índices de ruido con aplicaciones comunes.....	36
Tabla 3.1. Datos geográficos.	40
Tabla 3.2. Condiciones climáticas.....	41
Tabla 3.3. Condiciones de diseño.....	41
Tabla 3.4. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección.	44
Tabla 3.5. Cálculo de resistencias R_2 y R_3	45
Tabla 3.6. Cálculo para resistencia R_6	46
Tabla 3.7. Factores de la ecuación (3.1).	48
Tabla 3.8. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor para la ventana interna NNO.	51
Tabla 3.9. Factores para CLTD en pared NNO.....	51
Tabla 3.10. Coeficiente global de transferencia de calor. Ventana NNO.	52
Tabla 3.11. Factores para CLTD ventana NNO.	52
Tabla 3.12. Factores para cálculo de carga por radiación.	53
Tabla 3.13. áreas de paredes internas.	54
Tabla 3.14. cargas térmicas de paredes internas para verano.....	54
Tabla 3.15. Coeficiente global de transferencia de calor para la ventana interna SSE.	55
Tabla 3.16. Factores para CLTD ventana SSE.	55
Tabla 3.17. Factores para ecuación.	56
Tabla 3.18. Cargas térmicas para ventanas internas.....	56
Tabla 3.19. Coeficiente global de transferencia de calor.	57
Tabla 3.20. Cálculo de carga térmica por el piso.	57
Tabla 3.21. Carga térmica por luces.....	58
Tabla 3.22. Carga térmica debido a personas.....	58

Tabla 3.23. Carga debido a equipos.....	59
Tabla 3.24. Cargas térmicas por infiltraciones.	59
Tabla 3.25. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.	61
Tabla 3.26. Carga térmica de calentamiento en techo.....	63
Tabla 3.27. Cálculo de carga de calentamiento para pared externa.	64
Tabla 3.28. Carga de calentamiento para paredes internas.	64
Tabla 3.29. Carga térmica para ventana externa NNO.....	65
Tabla 3.30. Carga térmica para ventana interna SSE.....	66
Tabla 3.31. Cargas térmicas para ventanas internas.....	67
Tabla 3.32. Carga térmica a través del piso.	67
Tabla 3.33. Cargas térmicas para luces, personas y equipos.	68
Tabla 3.34. Cargas térmicas por infiltraciones.	68
Tabla 3.35. Resumen de cargas térmicas.	70
Tabla 3.36. Cálculo de carga térmica debido al proceso en verano.....	72
Tabla 3.37. Cálculo de carga térmica en invierno.	73
Tabla 3.38. Resultados de carga térmica total.	74
Tabla 3.39. Cargas nominales.	74
Tabla 3.40. Capacidad nominal y rango de variación.	75
Tabla 3.41. Ficha técnica UTA.....	76
Tabla 3.42. Ficha técnica condensador.....	77
Tabla 3.43. Caudal de diseño.	79
Tabla 3.44. Pérdidas por accesorios.	84
Tabla 3.45. Resultados del diseño de ductos de suministro.....	85
Tabla 3.46. Resultados de diseño de ductos de retorno.....	86
Tabla 3.47. Cantidad de agua para humidificador.....	87
Tabla 3.48. Tabla de costos de equipos.....	90
Tabla 3.49. Costos de sistemas complementarios.....	90
Tabla 3.50. Costo total del proyecto.	92
Tabla 3.51. Pruebas de validación.....	92
Tabla 3.52. Resultados de pruebas de temperatura.	94
Tabla 3.53. Resultados de pruebas de humedad.....	95

RESUMEN

En el presente proyecto se ha diseñado un sistema de climatización para una cámara de ambiente controlado que permite variar la temperatura y la humedad relativa en rangos que van desde 18 a 30 °C (± 2 °C) y desde 30 a 65 % (± 5 %), respectivamente dentro del espacio. Así, este sistema permite simular distintos ambientes que podrían generar corrosión en los productos fabricados por Pinturas Cóndor S.A como son pinturas, masillas, resinas y diluyentes.

El proyecto de titulación propuesto inicia con una revisión bibliográfica del funcionamiento y características que debe tener un cuarto de ambiente controlado para determinar el método y requerimientos de diseño adecuados, determinados por estándares internacionales como la norma ASHRAE y las especificaciones del usuario final. A continuación, se hace el cálculo detallado de cargas térmicas, dimensionamiento de ductos y selección de equipos del sistema de climatización según el método determinado por dichas normas con el propósito de alcanzar los rangos de temperatura y humedad relativa especificados. En la etapa de implementación, se detallan las características de los equipos seleccionados y ductos dimensionados. La instalación se ha realizado en base a planos y manuales de equipos proporcionados por el fabricante obteniendo un protocolo de instalación. En esta fase, además, se instalan sensores en puntos estratégicos de la cámara para la implementación de un sistema de control que permita monitorear la distribución de temperatura y humedad a lo largo de la cámara y también permita verificar que el diseño del sistema puede cumplir con los requerimientos especificados. Finalmente, se comparan los valores medidos tomados de los sensores del sistema de control retroalimentado instalados dentro de la cámara, conectados a dispositivos "datalogger" con los valores especificados por los requerimientos, con el fin de validar el diseño, así como de garantizar la calidad del sistema.

Las pruebas realizadas y los protocolos de instalación seguidos muestran que los valores de humedad y temperatura medidos dentro de la cámara concuerdan con los valores de las especificaciones requeridas por lo que se concluye este proyecto validando el diseño y la instalación del sistema de climatización de la cámara de ambiente controlado.

Palabras Clave: Ambiente controlado, Humedad relativa, Temperatura, Sistema de climatización, ASHRAE.

ABSTRACT

In the present project an air conditioning system has been designed for a controlled environment chamber. The main characteristic of this system is that the user can vary the temperature and relative humidity within the conditioning space from 18 to 30 °C (± 2 °C) and from 30 to 65 % (± 5 %), respectively. This system will allow to simulate; different environmental conditions that could generate corrosion in the products offered by Pinturas Condor S.A, such as paints, putties, resins and thinners.

The proposed project begins with a literature review of the operation and characteristics that a controlled environment room must have to determine a suitable method and appropriate design conditions. These aspects are determined by international standards such as the ASHRAE standard and the end user needs. Then, the project continues with a detailed calculation of thermal loads, duct sizing and equipment selection of air conditioning system according to the method given by the selected standards to satisfy the ranges of temperature and relative humidity specified by the user. In the implementation stage, the characteristics of the selected equipment and dimensioned pipelines are detailed. The installation was carried out based on layout drawings and equipment manuals provided by the manufacturer, as a result of this process, an installation protocol has been obtained. Additionally, in this phase, sensors are installed at strategic points inside the chamber for the implementation of a control system that allows to monitor the temperature and humidity distribution throughout the chamber, and also allows to verify that the system design can fulfill the specified requirements. Finally, the measured values taken from the sensors installed inside the camera and connected to "datalogger" devices are compared to the values specified by the requirements, to validate the design, as well as to guarantee the quality of the system.

The tests carried out and the installation protocols show that the humidity and temperature values measured inside the chamber are in accordance with the values of the required specifications. Therefore, this project is concluded with the validation of the design and the installation of the air conditioning system of the controlled environment chamber.

Keywords: Controlled environment, Relative humidity, Temperature, Climatization system, ASHRAE

“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE CÁMARA DE AMBIENTE CONTROLADO PARA EL LABORATORIO DE INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO DE PINTURAS CÓNDOR QUITO.”

INTRODUCCIÓN

Pinturas Cóndor S.A es una industria que se ha mantenido en los primeros puestos a nivel nacional, gracias a la iniciativa de introducir procesos de control de calidad para sus productos. Estos procesos incluyen un ensayo de resistencia corrosiva al ambiente para comprobar la resistencia, de las pinturas hechas con distintas bases, a distintas condiciones de humedad y temperatura.

En general, este tipo de pruebas son realizadas en campo; es decir, se requiere enviar un equipo de trabajo a distintas zonas del país para evaluar el comportamiento de la pintura bajo distintas condiciones climáticas. En la actualidad, el desarrollo tecnológico permite la utilización de cámaras de ambiente controlado para optimizar estos ensayos, evitando la necesidad de usar recursos excesivamente.

Las cámaras de ambiente controlado son sistemas implementados en laboratorios con el objetivo de simular diferentes condiciones climáticas y observar el comportamiento del material a ser ensayado bajo dichas condiciones; además permiten reducir costos operacionales dentro del proceso de fabricación. Para el caso de los productos de Pinturas Cóndor S.A., la fuerte influencia de agentes atmosféricos en la degradación de películas de pintura exige realizar ensayos que garanticen que los efectos de exposición a la intemperie sean mínimos.

A partir de esta información surge la iniciativa de diseñar e implementar un sistema que proporcione un entorno adecuado para los ensayos de resistencia corrosiva a través de una cámara de ambiente controlado. Pinturas Cóndor dispone de un espacio dentro de sus instalaciones que puede ser acondicionado para este nuevo propósito, al tener en cuenta variables críticas como la humedad y la temperatura. El sistema para el control implementado toma en cuenta los procedimientos establecidos por la norma ASHRAE para seleccionar los equipos, determinar su ubicación, dimensionar la cámara y el sistema de distribución de aire [1]. Esto hace posible lograr una temperatura y humedad uniforme en todo el recinto, transformándolo en una cámara de ambiente controlado con cambios despreciables de temperatura y humedad relativa, alcanzando y manteniendo sus valores dentro del rango de tolerancia para el experimento.

Justificación

Una cámara de ambiente controlado es un espacio donde se simulan artificialmente diferentes condiciones ambientales, con el fin de observar el comportamiento del material a ser ensayado. Las cámaras de ambiente controlado presentan un amplio rango de aplicaciones como simulación ambiental, envejecimiento acelerado, control de calidad, investigación de materiales y sistemas, estudio de estabilidad de productos, acondicionamiento húmedo, análisis de comportamiento de especies animales y vegetales, entre otras [2].

En la industria de pinturas, existe una fuerte influencia de los agentes atmosféricos en la degradación de películas. Por tanto, es necesario realizar ensayos de durabilidad que garanticen que los efectos de exposición a la intemperie sean mínimos. Los ensayos de durabilidad evalúan la degradación de una capa de pintura por agentes atmosféricos como: luz solar, temperatura, humedad relativa, lluvia, etc. [3]. Las estaciones de ambiente controlado permiten que estos ensayos puedan realizarse a una escala apropiada dentro del laboratorio, usando diferentes tipos de materiales bajo diversas condiciones climáticas, facilitando la observación del desempeño de un producto en entornos diferentes a los habituales y durante diferentes estaciones climatológicas [4]. En consecuencia, implementar estos espacios en la industria reduce costos operacionales dentro del proceso de fabricación eliminando el gasto por viáticos, transporte de equipo, traslado de personal y demás gastos que involucran realizar una prueba en campo.

En particular, Pinturas Cóndor S.A busca implementar un espacio de ambiente controlado para los ensayos mencionados mediante el presente proyecto de titulación.

Objetivos

Objetivo general

Diseñar e implementar un sistema de cámara de ambiente controlado para el laboratorio de investigación y desarrollo de Pinturas Cóndor Quito.

Objetivos específicos

- Determinar las cargas térmicas del espacio según el método adecuado especificado por las normas ASHRAE, tomando en cuenta los rangos de temperatura y humedad relativa requeridos por la cámara de ambiente controlado.
- Seleccionar los equipos y dimensionar los ductos de transporte de aire, que permitan obtener las condiciones establecidas.
- Implementar el diseño teórico en el espacio designado por Pinturas Cóndor S.A. mediante la instalación del sistema.
- Comparar los valores de temperatura y humedad relativa medidos por los sensores instalados dentro de la cámara conectados a un dispositivo "Datalogger" con los requerimientos de temperatura y humedad dados para determinar el rendimiento real del sistema, así como validar el diseño e instalación.

1. MARCO TEÓRICO

1.1. Antecedentes

Pinturas Cóndor S.A es una empresa ecuatoriana líder en la fabricación de pinturas, masillas, resinas y diluyentes; fue la primera empresa en el Ecuador en implementar sistemas de calidad tales como la certificación ISO 9001, en el año 1996. Fue la primera empresa en obtener el Premio Nacional a la Calidad en el año 2005 repitiendo este galardón en el año 2007; y es la única empresa ecuatoriana ganadora del Premio Iberoamericano a la Calidad en el año 2008.

Durante más de 70 años, la marca se ha mantenido en los primeros puestos a nivel nacional, introduciendo procesos de control de calidad durante la fabricación y servicio de sus productos [5]. Entre los más destacados están procesos de certificación de pintura durante el proceso de fabricación como: calidad de materias primas, eficiencia del proceso, sistema Just inTime (JIT) y el método six-sigma [1]. Además, se ha implementado las pruebas de desempeño en las etapas de aplicación y servicio como: determinación de densidad, características de aplicación, reductibilidad y estabilidad de la solución, color, brillo, flexibilidad, dureza, resistencia a la abrasión, adherencia, pruebas de composición y pruebas de resistencia a la corrosión [6].

Uno de los ensayos de mayor aplicabilidad es el de resistencia corrosiva al ambiente que se utiliza para comprobar la resistencia de las pinturas, elaboradas con distintas bases, a distintas condiciones de humedad y temperatura [7]. En la actualidad, esta prueba es realizada en campo; es decir, se requiere enviar un equipo de trabajo a distintas zonas del país para evaluar el comportamiento de la pintura bajo distintas condiciones. Esto implica algunas complicaciones debido a la dificultad de controlar directamente la temperatura y la humedad relativa, ya que estas varían de acuerdo con la hora, época del año y posición geográfica bajo las cuales se realiza la prueba. Además, las pruebas en campo implican un uso excesivo de recursos humanos, materiales, tiempo y dinero, encareciendo los productos ofertados. Todas estas desventajas se evitan al realizar la prueba en un laboratorio dentro de un ambiente controlado.

La idea de un espacio controlado nace de la industria automotriz donde se utilizan cabinas de pintura para controlar las condiciones de temperatura y humedad en el proceso de pintado. Con este antecedente, varias industrias de fabricación de pinturas a nivel mundial como AkzoNobel (Holanda), PPG (Estados Unidos), y Henkel (Alemania) implementaron este sistema como una solución al estudio de efectos del ambiente en

pinturas [8]. En Ecuador, Pinturas Cóndor S.A., busca implementar una cámara de simulación de condiciones ambientales controladas para mejorar la calidad en sus productos. Ecuador al ser un país ubicado en el centro del planeta y estar atravesado por una zona montañosa, presenta una gran cantidad de climas y un gran reto en cuanto al diseño e implementación de sistemas [9]. Por tanto, la propuesta consiste en desarrollar una cámara que ocupa un área de 10.86 [m²]; esta podrá alcanzar distintas condiciones de temperatura que varían entre 18 y 30 [°C], y humedad en un rango de 30 a 65 [%]. De esta manera, sin requerir el traslado de un equipo de trabajo, se pueden estudiar por separado los efectos que la humedad y la temperatura generan en resinas, pinturas y diluyentes, bajo condiciones similares medidas en diferentes regiones del país como por ejemplo: temperatura ambiental de 18 [°C] región sierra, 27 [°C] región costa y alta humedad relativa en la región amazónica. La implementación del proyecto, el cual está valorado en aproximadamente 45.000,00 [USD], ha sido planificada para seis meses y contará con el respaldo de AC Climatización para su realización.

1.2. Definiciones

En esta sección se presentan los términos que serán utilizados en el presente proyecto de titulación junto con su descripción. Las definiciones presentadas en esta sección están basadas en la terminología descrita por la “American Society of Heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers”, ASHRAE. (En algunos casos, se ha utilizado referencias adicionales con el fin de clarificar su significado.)

- Acondicionamiento húmedo. - Aplicación de las cámaras de ambiente controlado que permite garantizar las condiciones ideales de humedad relativa para una aplicación específica.
- Ambiente controlado. - Entorno cerrado donde parámetros tales como luz, temperatura, humedad relativa y algunas veces presión parcial de los gases (e incluso su composición) están completamente controlados dentro de unos límites determinados, fuera de los cuales la variación de dichas magnitudes afecta negativamente las funciones de los instrumentos y a aquello que se encuentra en el interior de dicho entorno [10].
- Climatización. - Es el proceso de acondicionamiento de aire que permite controlar la temperatura, humedad, calidad y distribución de este simultáneamente. El objetivo de este proceso es satisfacer los requerimientos del espacio o ambiente a acondicionar, utilizando un equipo de aire acondicionado.

- Carga térmica. - Se refiere a la cantidad de calor que se debe extraer o inyectar en un ambiente para mantener la temperatura deseada. Por lo tanto, se consideran cargas térmicas de enfriamiento en el verano y cargas térmicas de calentamiento en invierno.
- Carga de enfriamiento. - Es la razón de calor que debe ser removido de un espacio, con el propósito de mantener las condiciones de confort térmico [11].
- Carga de calentamiento. - Es la razón de calor que debe ser suplida en un espacio, con el propósito de mantener las condiciones de confort. El cálculo de cargas de calentamiento no considera almacenamiento de calor, ganancias internas ni solares [12].
- Calor. - Es la energía transferida desde un cuerpo con mayor temperatura a uno con menor temperatura.
 - Calor latente. - Es la energía absorbida o liberada que necesita una sustancia para llevar a cabo un cambio de fase.
 - Calor sensible. - Es la energía necesaria para producir un cambio de temperatura en un cuerpo.
- Humedad relativa. - Cociente entre la humedad absoluta y la cantidad máxima de agua que admite el aire por unidad de volumen. Se mide en tantos por ciento y está normalizada de forma que la humedad relativa máxima posible es el 100 [%] [9].
- Ventilación de aire. - Es el proceso de suplir o remover aire por medios naturales o mecánicos hacia o desde un espacio físico, dicho aire puede haber sido acondicionado o no [13].
 - Ventilación natural. - Es el flujo intencional de aire guiado por diferenciales de presión, a través de ventanas abiertas, puertas, rejillas y otras aberturas planificadas en la construcción de la envolvente del espacio.
 - Ventilación forzada. - Es el movimiento intencional de aire hacia dentro o fuera de un espacio por medio de ventiladores y conductor de aire, conocida también como ventilación mecánica [13].

- Infiltraciones. - Es el flujo incontrolado de aire a través de puertas, ventanas, grietas u otras aberturas no intencionales, desde el exterior hacia el interior de una construcción.
- Ventilador. - Turbomáquina que provoca un ligero diferencial de presión para provocar el movimiento de un caudal constante de gas, frecuentemente aire [9].
- Ductos de aire. - Son conductos de distintas secciones geométricas (pueden ser circulares o rectangulares), por donde transita un flujo de aire. Estos ductos son de materiales diferentes, los más comunes son: fibra de vidrio y tol galvanizado. Es importante recalcar que, si el aire que fluye por los ductos se usa en aplicaciones de climatización, se requiere que los mismos tengan un aislamiento térmico. Generalmente los ductos son implementados juntamente con accesorios que permiten controlar dirección y velocidad del caudal. Los accesorios más utilizados son:
 - *Rejilla*: este es un accesorio que se coloca al final del ducto de suministro y al inicio del ducto de extracción. La función principal, fuera de darle un detalle estético a las instalaciones de ventilación y climatización, es disipar o extraer el aire según corresponda.
 - *Difusor*: Es un accesorio similar a la rejilla en cuanto a su posición dentro del ducto, sin embargo, su diferencia radica en poseer ángulos variables para manipular el alcance del aire y patrones definidos de distribución.
 - *Ducto flexible*: Como su nombre lo indica, es un accesorio de un material flexible cuya función es disminuir vibraciones, y se los coloca entre ductos.
 - *Manguera flexible*: Es un accesorio que permite la unión ducto – rejilla o difusor, de una longitud máxima de tres metros y un diámetro mínimo de 4 pulgadas. Para el caso de un proceso de climatización, estas mangueras van recubiertas de aislante.
 - *Contracción*: esta es una unión de dos ductos de tamaños diferentes. Se llama contracción porque en esta unión se presenta una disminución progresiva de su sección. La unión en sentido opuesto se denomina transición.

- *Codo*: Es un accesorio de cambio de dirección de flujo de aire que puede presentarse con un giro de 90° o 45° en secciones circulares o rectangulares.
 - *Derivación*: Es un accesorio de cambio de dirección de flujo de aire que en suministro puede dividir el caudal en dos direcciones diferentes, en extracción puede transformar dos caudales en uno.
 - Renovación de aire. - Es suministrar o extraer aire con el fin de conocer el caudal necesario en un espacio de interés para llegar a condiciones deseadas.
- Psicrometría. - Es el estudio que abarca la medida y determinación de las propiedades del aire existentes en el espacio que se desea acondicionar.

1.3. Pruebas de control de calidad y pintura

Las especificaciones de productos (pinturas, diluyentes, etc.) y de operaciones involucradas (preparación de superficies, aplicación de pinturas, mantenimiento preventivo y tareas de inspección) definen el sistema de pinturas y el esquema de pintado para un producto dada dentro en un determinado medio agresivo [2].

Después de formada la película de pintura, se realizan ensayos destinados a determinar su desempeño o "performance". Estos incluyen evaluar el espesor, adhesión, dureza y elasticidad; así como las propiedades decorativas y la resistencia en diferentes condiciones de exposición.

Los agentes atmosféricos que influyen en la degradación de una película se derivan de muchos factores, los cuales representan variaciones cíclicas altamente destructivas. Entre estos se pueden considerar el medio que rodea la capa de pintura (urbano, rural, industrial); así como factores climáticos (la luz solar, la temperatura, la humedad relativa, la lluvia, etc.) [14].

Las condiciones climáticas pueden dividirse en: calientes y secas, frías y húmedas. Cada condición tiene efectos diferentes sobre la pintura, tanto en la aplicación como en el uso. En el caso de las condiciones calientes y secas, las altas temperaturas secan el aire; esto provoca que los solventes en la pintura se evaporen rápidamente. La evaporación rápida impide que la pintura se cure de forma adecuada generando delaminación, arrugas, ampollas, descamación y agrietamiento. Por otro lado, los climas fríos causan el endurecimiento de los solventes, lo que retarda el proceso de curado. Además, la condensación provoca fallas prematuras en la capa de pintura [15].

En el caso de que la humedad relativa exceda los parámetros impuestos por el fabricante o cuando la niebla o las condiciones climáticas son muy húmedas, el tiempo de curado se verá afectado. A consecuencia de esto, la película de pintura no va a tener buena adhesión, se podría decolorar con el tiempo o la suciedad podría incrustarse en la capa de pintura mientras esta se seca.

Por todo lo anterior, los fabricantes realizan ensayos de durabilidad. Para determinar el efecto de la exposición a la intemperie, generalmente los laboratorios de control de calidad e institutos de investigación disponen de estaciones en las que las pinturas y los recubrimientos se exponen a la intemperie [2].

Cuando las pruebas son realizadas en campo, se define un sustrato y un esquema de pintado. La probeta se orienta hacia la dirección a la cual se recibe la mayor cantidad de luz solar con una inclinación de 45°. Una vez iniciada la prueba, se realizan inspecciones en periodos preestablecidos. Esto permite observar el comportamiento de la película y comparar en base a la norma ASTM D714, conjuntamente se registran condiciones ambientales: temperatura, humedad, días de lluvia, días de sol, etc. [16]. Realizar pruebas de resistencia corrosiva en campo representa un uso significativo de recursos; por lo que se han desarrollado equipos que simulen condiciones ambientales controladas y permitan obtener resultados similares a los obtenidos en campo [17].

1.4. Cámaras de ambiente controlado

Las cámaras de ambiente controlado son recintos en los que se crean, de forma artificial, las condiciones necesarias para realizar distintos ensayos según su aplicación. Estas presentan un amplio rango de aplicaciones como: simulación ambiental, envejecimiento acelerado, control de calidad, investigación de materiales y sistemas, estudio de estabilidad de productos, acondicionamiento húmedo, análisis de comportamiento de especies animales y vegetales, entre otras [3].

Estos espacios pueden manejar varios rangos de temperaturas y humedad para simular cualquier condición climatológica, y mantener estos valores por largos períodos de tiempo, según sea requerido. Para lograr simular estas condiciones, los recintos generalmente deben contar con una fuente de frío, una de calor y un panel de iluminación.

En general, la fuente de frío se encuentra conformada por un sistema de refrigeración por compresión mecánica o un sistema de ventilación; y la fuente de calor es un sistema de calefacción por resistencia eléctrica. Además, para alcanzar rangos de humedad, los

espacios cuentan con un sistema de humidificación por resistencias eléctricas sumergidas. Finalmente, existe un sistema de iluminación y un sistema de control [16].

Además para el diseño y dimensionamiento de la cámara se debe tener en cuenta consideraciones como: dimensiones de la probeta a ensayar, variables a controlar, la existencia de aislante en las paredes, y el tipo de control. [47]

En general, las temperaturas que alcanzan estas cámaras durante los ensayos oscilan entre 12 y 48 [°C]. El proceso de ensayo suele alcanzar la temperatura más alta y luego deja enfriar el ambiente hasta la temperatura más baja para que de esta forma la humedad se condense en la probeta. De forma más específica, se pueden diseñar ensayos más exigentes variando la temperatura, humedad y extensión del ciclo de ensayo.

1.4.1. Clasificación de las cámaras de ambiente controlado

Las cámaras de ambiente controlado se pueden clasificar en dos grandes grupos:

- Cámaras compactas: Son cámaras con capacidades menores o iguales a un metro cúbico, poseen un buen aislante térmico y permiten controlar diferentes tipos de variables simultáneamente en rangos prolongados con una gran estabilidad. [47]
- Cámaras Walk-in: Son cámaras que poseen capacidades mayores a seis metros cúbicos por lo que es posible hacer pruebas de probetas con grandes dimensiones, permitiendo además el acceso de las personas durante el ensayo. Estas cámaras permiten controlar la temperatura y la humedad en un rango limitado pero manteniendo una gran estabilidad.

Las cámaras Walk-in se pueden diferenciar en dos clases dependiendo de los rangos de las variables a controlar, como lo muestra la Tabla 1.1.

Tabla 1.1 Clases de cámaras Walk-in

Clase	Variable	Rango
Solid Walk-in	Temperatura	-73 a 177 [°C]
	Humedad relativa	20 a 95 [%]
	Rango de tolerancia	1 a 2 [°C]
Panel Walk-in	Temperatura	-68 a 85 [°C]
	Humedad relativa	20 a 95 [%]
	Rango de tolerancia	1 a 2 [°C]

Fuente: [47]

Para el caso de la industria de pintura, la cámara de humedad y de temperatura controlada, está diseñada especialmente para realizar ensayos de corrosión, y permite evaluar la capacidad anticorrosiva de un recubrimiento [18]. Esta técnica de ensayo consta de un espacio cerrado lo suficientemente grande para albergar la probeta a ser ensayada junto con el personal encargado. El ambiente dentro del mismo alcanza la temperatura y humedad establecidas, mediante un sistema de climatización cuyos equipos permiten obtener las condiciones deseadas en un lapso que oscila entre 15 y 30 minutos.

1.5. Sistema de climatización para cámaras de ambiente controlado.

Como ha sido mencionado anteriormente, las cámaras de ambiente controlado tienen la capacidad de controlar temperatura y humedad relativa en un área específica, utilizando un sistema de climatización.

Los sistemas de climatización cuentan con una serie de componentes que permiten suministrar aire a la temperatura y humedad requeridas. Estos son los factores más influyentes en la calidad del aire. El aire seco succiona la humedad de los textiles, alfombras, maderas, papel, cuero, vinilo, plástico y alimentos provocando resquebrajamiento en los mismos; además agrieta los tejidos nasales provocando que entes infecciosos puedan ingresar directamente al torrente sanguíneo. Por otro lado, los cambios repentinos de temperatura alteran las cualidades de los componentes del material; además las temperaturas algo más elevadas disminuyen la viabilidad de los microorganismos evitando infecciones [19].

El desarrollo de cualquier sistema de aire acondicionado debe, en primera instancia, atender las necesidades de los clientes; así como valerse de la energía adecuada que cumpla con los requerimientos [20].

Desde este punto de vista, los parámetros climatológicos son relevantes ya que inciden directamente en el confort humano. Estos datos pueden ser tomados del documento de los registros meteorológicos del INHAMI.

Para poder realizar un cálculo confiable de la carga térmica durante el diseño, es necesario además considerar la ubicación geográfica de la localidad a climatizar. Esta ubicación va a determinar la presión, temperatura y humedad para cada época del año, con lo que los requerimientos de ventilación van a cambiar. Considerar la época del año,

así como el calor en el cuerpo humano, y las necesidades del espacio por acondicionar son factores esenciales para el diseño de un sistema de climatización eficaz [21].

Además, es especialmente importante considerar la pureza del aire y el movimiento de este dentro del ambiente, ya que la liberación o levantamiento de polvo nocivo podría alterar las condiciones saludables del ambiente. En la actualidad, la calidad del aire interior (CAI) del área de trabajo se ha vuelto cada vez más importante para dueños de edificios, ocupantes y empleados, debido a que las personas se encuentran en esos espacios interiores el 95 [%] del tiempo, y el ambiente que los rodea tiene un efecto directo en su salud, confort y productividad [22]. La circulación del aire dentro del espacio es importante para garantizar un buen confort; la correcta circulación permite que se absorba o se difunda de mejor manera el calor y la humedad de toda la habitación potencializando su eficiencia. Todas estas consideraciones deben ser tomadas en cuenta para seleccionar el acondicionador. Este equipo controla la temperatura y humedad del ambiente alcanzando el régimen deseado y manteniéndolo.

Existe una gran variedad de aparatos dedicados a tal fin, cuyas características dependen del fabricante y del sistema seleccionado para acondicionar el ambiente [23].

El control de humedad se logra a través de equipos como: Aerosol, atomizadores o generadores de vapor acompañados de fuentes de agua. Su uso depende de la aplicación y los niveles de humedad a los que se quieren llegar.

Para aplicaciones de ventilación y aire acondicionado los generadores de vapor acompañados de fuentes de agua, más conocidos como humidificadores, son los más usados debido a su versatilidad.

La mayoría de los equipos utilizados en cámaras de ambiente controlado en el mercado no usan clorofluorocarbonos (CFC) para enfriar, lo que significa que el fabricante cumple con la ley US Clean Air Act que evita el uso de refrigerantes que dañan la capa de ozono como el R11 y el R12 [24].

1.5.1. Control automático para un sistema de climatización para una cámara de ambiente controlado

El control automático de cualquier sistema puede ser realizado de dos formas:

- Control de lazo abierto: “Son sistemas en los cuales la salida no tiene efecto sobre la acción de control. En otras palabras, en un sistema de control en lazo abierto no se mide la salida ni se realimenta para compararla con la entrada”.

[48]

- Control de lazo cerrado: “Son sistemas de control realimentados. En un sistema de control en lazo cerrado, se alimenta al controlador la señal de error de actuación, que es la diferencia entre la señal de entrada y la señal de realimentación (que puede ser la propia señal de salida o una función de la señal de salida y sus derivadas y/o integrales), con el fin de reducir el error y llevar la salida del sistema a un valor deseado.” [48]

Para el caso del sistema de climatización de una cámara de ambiente controlado, se pueden describir los siguientes elementos como lo muestra la Figura 1.1.:

- Comparador (PLC)
- Controlador (PLC)
- Elementos de control (variables: temperatura, humedad)
- Elementos de medición (sensores)

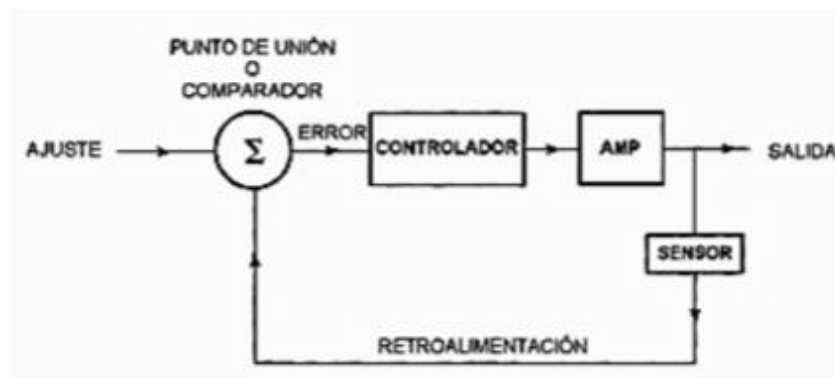


Figura 1.1 Elementos de un sistema de control

Fuente: [49]

1.5.2. Innovación tecnológica en sistemas de climatización y aire acondicionado.

En la actualidad, la Galería de la Innovación de Climatización y Refrigeración 2017 recoge los avances tecnológicos más importantes dentro de dicho campo, estos se enfocan en el uso de nuevos refrigerantes, avanzados sistemas de control, grandes mejoras en bombas de calor e interesantes instalaciones en el mundo de la fontanería.

a. Central Ecomarket (Intarcon)

Este proyecto ha desarrollado centrales frigoríficas compactas de CO₂ en ciclo subcrítico con doble presión de aspiración, para refrigeración a temperaturas positivas y negativas. Están especialmente adaptados a climas cálidos y su aplicación varía desde adaptaciones para hoteles hasta el uso en cámaras frigoríficas [25].

b. Climaver Star (Saint Gobain Isover)

Climaver Star ha desarrollado un sistema que limita al máximo las fugas de instalación evitando de protecciones mecánicas, consta de un panel rígido de lana mineral de alta densidad para un ducto que por la parte exterior está cubierto de un revestimiento de aluminio plastificado con barrera de vapor absoluta, con protección ultravioleta resistente a los ambientes adversos. Esta caracterización agiliza el proceso de instalación, y brinda un nivel de estanqueidad más exigente del mercado [26].

c. Gama Flexo Therm y Flexo Compact (Vaillant)

Vaillant ha desarrollado un sistema que permite elegir entre una instalación tierra/agua, pozo abierto o intercambio de aire con una misma unidad y circuito frigorífico. Además, el destacable avance tecnológico que les han dado a las bombas de calor orientadas al funcionamiento con energía geotérmica somera, incorporación de un compresor con tecnología EVI (Inyección de vapor reforzada), esto permite la producción de agua a altas temperaturas (hasta 65 [°F]) incluso con radiadores convencionales [25].

d. Gama Full CO2 (Eliwell Ibérica)

Eliwell Ibérica proporciona una amplia variedad de soluciones de climatización basados en el uso del refrigerante CO2 manteniendo las presiones en régimen y una mayor eficiencia energética. Es un sistema modular que permite personalizar las instalaciones ya sea con equipos nuevos o previamente instalados [26].

e. K4 llaves de corte y colectores en kit (EUROCOBIL)

Eurocobil presenta una interesante instalación de llaves de paso de agua en cualquier entorno de una vivienda, teniendo en cuenta el diseño, seguridad en el montaje y uso. Está constituida de dos modelos de llaves de corte y dos colectores para agua sanitaria y agua caliente sanitaria [25].

f. Keyter Vesia key RH 1090 (Keyter)

Keyter presenta un equipo compacto de bomba de calor reversible de instalación en techos falsos y tratamiento de aire primario, son unidades condensadas por el aire de extracción del local. Diseñado con refrigerante R452B de baja inflamabilidad, un compresor que cuenta con válvulas de descarga variable y un circuito de capacidad variable de refrigerante. La ventilación de impulsión y extracción se logra con ventiladores plug fan de velocidad variable [26].

g. Keyter Langia key ZB HFO (Keyter)

Keyter además presenta su línea Langia Key ZB HFO son unidades enfriadoras y bombas de calor reversibles, su funcionamiento es la de una bomba de calor de agua con condensación por agua con fluido frigorífico ecológico de bajo potencial de calentamiento [25].

h. Mosaic Octoplus (Hitecsa)

Hitecsa presenta un sistema hidrónico full inverter, en el que los termostatos de cada unidad interior predisponen el funcionamiento de la unidad central bombeando agua caliente o fría [26].

i. Nocria X (Eurofred)

Eurofred presenta un novedoso sistema de triple ventilación frontal y lateral que produce una brisa silenciosa y saludable, permite acondicionar cualquier estancia. Diseñado con un gas refrigerante respetuoso con el medio ambiente (R32) energéticamente más eficiente que otros gases convencionales [26].

j. Súper ZXD Dúo y Trío (Compactos frigoríficos)

Las unidades Súper ZXD Dúo y Trío se destaca en las aplicaciones industriales, bajando la carga de gas refrigerante, reduciendo el riesgo de fugas, bajando emisiones de CO₂, alta eficiencia energética [26].

2. METODOLOGÍA

Este proyecto está enfocado en el diseño e implementación de un sistema de climatización que permita mantener la temperatura en un rango de 18 a 30 [°C] con una tolerancia de ± 2 [°C], y la humedad relativa en un rango de 30 a 65 [%] con una tolerancia de ± 5 [%]; dentro del espacio designado en el laboratorio de investigación y desarrollo de Pinturas Cóndor Quito.

El proyecto se va a desarrollar en fases; las cuales se relacionan con los objetivos específicos y se describen en la Figura 2.1.

Definir	<ul style="list-style-type: none">•Tipo de cámara (cámara Panel Walk-in)•Método de cálculo•Requerimientos (temperatura y humedad de diseño)
Identificar	<ul style="list-style-type: none">•Cualidades del espacio dispuesto por Pinturas Cóndor dentro del laboratorio de investigación y desarrollo. (Cuarto para cámara de ambiente controlado)
Medir parámetros	<ul style="list-style-type: none">•Temperatura y humedad dentro del edificio.
Determinar datos climáticos	<ul style="list-style-type: none">•Temperatura y humedad fuera del edificio
Cálculo de cargas térmicas	<ul style="list-style-type: none">•Cargas térmicas de enfriamiento•Cargas térmicas de calefacción
Selección previa de equipos para climatización	<ul style="list-style-type: none">•tipo de equipo•capacidad de carga
Diseño del sistema de distribución de aire	<ul style="list-style-type: none">•Selección de rejillas•Diseño de ductos de suministro•Diseño de ductos de extracción y retorno
Sistema de climatización de la cámara de ambiente controlado	<ul style="list-style-type: none">•Selección definitiva de equipos•Definición de espesor de aislamiento•Definición de sistema de control•Análisis de costos
Pruebas de validación	<ul style="list-style-type: none">•Pruebas de precomisionado•Pruebas de funcionamiento

Figura 2.1 Descripción de la metodología

Fuente: propia

2.1. Métodos de cálculo de cargas térmicas

La ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers) es una sociedad integrada por expertos enfocados en los ámbitos de calefacción, ventilación, aire acondicionado y refrigeración dentro del campo de la construcción y la industria [27]. La ASHRAE regula y controla los métodos, pruebas y construcciones de sistemas de aire acondicionado y refrigeración mediante sus publicaciones basadas en minuciosos estudios e investigaciones; con el objetivo de proteger y preservar el aire libre para las generaciones venideras.

Mediante el uso de la metodología sugerida por ASHRAE, es posible generar proyectos sustentables con una eficiencia energética sostenible. La ASHRAE reconoce la vigencia de tres métodos para calcular cargas térmicas y así poder seleccionar la capacidad de los equipos de aire acondicionado requeridos para alcanzar las condiciones establecidas. Cada método fue determinado experimentalmente por lo que puede ser aplicable para varios casos o solamente para situaciones específicas. Por lo tanto, cada uno de los mismos es aplicado según el criterio de cada diseñador para la necesidad en cuestión. Estos métodos son:

- Función de transferencia (TFM)
- Valores de temperatura diferencial total equivalente y tiempo promedio (TETD/TA)
- Método de diferencias de temperatura para cargas de enfriamiento, factor de carga de enfriamiento solar y factores de carga de enfriamiento. (CLTD TD/CLF SCL)

2.2. Descripción del método

2.2.1. Método de CLTD TD/CLF (SCL)

La ASHRAE propone El método TFM como el más aproximado al concepto de balance de calor considerando que el proceso de transferencia de calor se lleva a cabo en estado transitorio. El método CLTD TD/CLF (SCL) es una simplificación del método TFM y se utiliza para cálculo aproximado considerando valores tabulados para la diferencia de temperaturas.

El método CLTD TD/CLF (SCL), seleccionado para este proyecto, fue especificado por ASHRAE con el objetivo de proveer un proceso conveniente y consistente para el cálculo manual de cargas térmicas y permitir que el diseñador seleccione correctamente

el sistema que satisfaga los requerimientos de la aplicación tomando en cuenta además una responsabilidad ambiental.

Debido a que estos métodos fueron desarrollados para condiciones térmicas estándar, existen algunas investigaciones sobre métodos matemáticos que permitan adaptarlos a condiciones locales. Estos estudios muestran que a pesar de que el método CLTD TD/CLF (SCL) es más exacto que otros métodos (aproximadamente 15%); el uso de factores de corrección tabulados para calcular los valores de CLTD para techos y paredes ocasiona un sobredimensionamiento de aproximadamente el 20%. Por lo tanto, en base a estos estudios, se determina que el método seleccionado para este proyecto puede ser utilizado en varias aplicaciones y presenta varias ventajas comparado con métodos similares. También se muestra que el cálculo utilizando factores de corrección para condiciones locales genera un error de precisión. [50]

Es importante recalcar que este método fue desarrollado utilizando el sistema inglés, por lo que los resultados finales del cálculo se han transformado al sistema internacional para ajustarse al requerimiento inicial dado en grados centígrados [°C].

2.2.1.1. Consideraciones iniciales de diseño

Para calcular las cargas de enfriamiento de un espacio se debe recopilar la siguiente información: Datos climáticos de la zona, información detallada de la construcción, condiciones internas requeridas, horarios de operación, fecha y hora [28]. Un resumen para describir las consideraciones iniciales necesarias se muestra en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1 Consideraciones iniciales de diseño

Consideración	Origen	Aplicación
Datos climáticos de la zona	Diarios metereológicos del INHAMI	Cálculo de cargas externas: <ul style="list-style-type: none"> • Paredes externas, ventanas externas, <ul style="list-style-type: none"> • techo, • piso.
Materiales de construcción	Planos arquitectónicos Pinturas Cóndor Quito	Cálculo de cargas térmicas en: <ul style="list-style-type: none"> • Techo • Paredes • Ventanas
Condiciones de diseño	Especificaciones de Pinturas Cóndor Quito: temperatura y humedad deseadas dentro de la cámara.	Cálculo de cargas térmicas
Horarios de operación	Jornada laboral de Pinturas Cóndor Quito	Cálculo de cargas internas:

		<ul style="list-style-type: none"> • Luces • Personas • Equipos • Infiltraciones (puerta)
Datos de temperatura y humedad en la edificación	Medición experimental en las instalaciones de Pinturas Cóndor Quito	Cargas térmicas internas: <ul style="list-style-type: none"> • Paredes internas • Ventanas internas
Nivel de ruido permisible	Especificación Pinturas Cóndor Quito: Percepción menor a 8 dB	<ul style="list-style-type: none"> • Selección de rejillas • Dimensionamiento de ductos

Fuente: propia

2.2.1.2. Procedimiento para el cálculo de cargas de enfriamiento para el espacio a acondicionar

La ASHRAE especifica una secuencia de cálculo de carga térmica que abarca el calor que ingresa al espacio por: techos, paredes, ventanas, pisos, luces, equipos, personas, infiltraciones, intercambios de aire y proceso de acondicionamiento de aire (calor a ser extraído del aire para enfriar el espacio)

2.2.1.2.1. Cargas externas

Se consideran cargas externas a aquellas que se generan debido a la influencia de las condiciones ambientales que rodean el espacio a acondicionar. Estas cargas vienen de:

- Conducción a través de paredes externas y techos
- Conducción a través del piso y ventanas
- Efectos de la radiación solar que pueden ser: (i) Convertidos a valores con conducción o convección a través de paredes, techos y ventanas, ó (ii) transmitidos directamente a través del vidrio desde el exterior hacia el espacio a acondicionar.

Aunque la ecuación para el cálculo es igual para todas las fuentes de carga, los coeficientes U y $CLTD$ dependen de la fuente y varían según sus características de construcción, orientación y demás factores. Una descripción más profunda de esto se muestra en la Tabla 2.2.

a. *Cálculo del coeficiente de transferencia de calor U*

Cuando se tienen paredes o techos compuestos por varias capas de materiales y espacios de aire, el valor del coeficiente de transferencia de calor U varía.

Es importante mencionar que la ASHRAE ha establecido algunas configuraciones modelo junto con sus coeficientes de transferencias de calor U . Sin embargo, de no haber una configuración similar a las establecidas, se debe usar la teoría de transferencia de calor.

b. *Carga debido a radiación solar*

La ecuación general planteada previamente es aplicable, en el caso de las ventanas, solamente para la parte de conducción. El calor ganado a través de la radiación por las mismas se obtiene por:

$$q = A * SC * SHGF_{max} * CLF. \quad (2.2.)$$

Dónde: q es carga de enfriamiento debido a la radiación a través de ventanas en [BTU/h], A es el área de la ventana obtenida de los planos en [ft²], SC es el coeficiente de sombra que depende del valor $SHGF$, $SHGF_{max}$ es el factor de ganancia de calor solar en [BTU/h* ft²*°F], CLF es el factor de carga de enfriamiento.

c. *Carga debido a paredes internas*

A pesar de que esta carga se considera interna, las paredes internas o particiones se calculan mediante la ecuación detallada en la Tabla 2.8. donde se resumen además todas las ecuaciones requeridas para calcular cargas externas.

Tabla 2.2. Resumen de ecuaciones para cargas externas.

Fuente de la carga	Ecuación	Descripción
Techos	$q = U * A * CLTD$	A : área del plano $CLTD$: diferencia de temperatura de carga de enfriamiento (tablas de la ASHRAE para techos)
Paredes	$q = U * A * CLTD$	(tablas de la ASHRAE para paredes)
conducción en vidrios	$q = U * A * CLTD$	(tablas de la ASHRAE para vidrios)

Radiación solar	$q = A * SC * SHGF_{max} * CLF$	<i>q: carga de enfriamiento debido a la radiación</i> <i>A: área de la ventana obtenida</i> <i>SC: coeficiente de sombra (depende del valor SHGF)</i> <i>SHGF_{max}: factor de ganancia de calor solar</i> <i>CLF: factor de carga de enfriamiento</i>
Paredes internas, techos internos, pisos	$q = U * A * TD$	<i>TD: diferencia de temperaturas de el diseño</i>

(Fuente: [11])

2.2.1.2.2. Cargas internas

Las cargas de enfriamiento comprenden el calor generado por aquellas fuentes que se encuentran dentro del espacio a acondicionar. Estas son: luces, personas, equipos.

La descripción de cada una de las ecuaciones utilizadas se presenta en la Tabla 2.3.

Tabla 2.3. Resumen de ecuaciones para cargas internas.

Fuente de la carga	Ecuación	Descripción
Luces	$q_s = 3.41 * q_i * F_u * F_s * CLF$	<i>q_s: carga sensible</i> <i>q_i : Factor de conversión</i> <i>F_u: Factor de uso</i> <i>F_s : Factor de fluorescencia</i> <i>CLF = 1</i> <i>cuando el sistema de ventilación opera al tener las luces encendidas</i> <i>CLF = 1</i> <i>cuando las luces están encendidas más de 16 horas por día</i>
Personas	$q_s = \frac{q_s}{persona} * \#de personas * CLF$	<i>q_s: Carga de enfriamiento sensible</i> $\frac{q_s}{persona}$: <i>ganancia de calor sensible por persona</i>

		$CLF = 1$ <i>si el sistema no funciona 24 [h] por día</i> $CLF = 1$ <i>para auditorios, teatros o cuando la densidad de ocupantes supera $\left[\frac{100 \text{ personas}}{1000 \text{ ft}^2} \right]$</i>
	$q_l = \frac{q_l}{\text{persona}}$ <i>* #de personas</i>	q_l : <i>Carga de enfriamiento latente</i> $\frac{q_s}{\text{persona}}$: <i>ganancia de calor latente por persona</i>
Equipos	$q_s = C_s * q_t * CLF$	C_s : <i>coeficiente de uso</i> q_t : <i>potencia nominal</i> CLF es 1 si el sistema no opera 24 [h] diarias
	$q_l = C_l * q_l$	C_l : <i>coeficiente de uso</i> q_l : <i>potencia nominal</i>

(Fuente: [11])

2.2.1.2.3. Infiltraciones e intercambios de aire

Las infiltraciones se definen como el ingreso constante no deseado de flujo de aire desde el exterior al espacio acondicionado a través de rendijas, grietas, espacios de aire entre la puerta y el marco, etc.

Los intercambios de aire son un flujo de aire intermitente no deseado que se produce cada vez que se abre una puerta o ventana del espacio a acondicionar provocando ingreso de aire a través del marco.

Las ecuaciones para realizar el cálculo de la carga producida por estos flujos se detallan en la Tabla 2.4.

Tabla 2.4. Resumen de ecuaciones para infiltraciones de aire.

Fuente de la carga	Ecuación	Descripción
Carga sensible	$q_s = 1.10 * (\Delta t) * scfm$	<p>1.10: Factor de conversión Δt: diferencia de temperatura interior y exterior. scfm: es el caudal del aire que ingresa al espacio en [cfm]</p>
Carga latente	$q_l = 4840 * (\Delta w) * scfm$	<p>4840: Factor de conversión Δw: diferencia de humedad interior y exterior en libras de agua por libra de aire seco scfm: es el caudal del aire que ingresa al espacio</p>

(Fuente: [11])

2.2.1.3. Procedimiento para el cálculo de cargas de calentamiento para el espacio a acondicionar.

Debido a que calentar un espacio es un proceso diferente que enfriarlo, las ecuaciones para calcular las cargas también son diferentes. Estas ecuaciones reemplazan el término *CLTD* por *TD* que es la diferencia de temperaturas de bulbo seco entre el interior y el exterior. Por lo que podríamos definir *TD* como:

$$TD = Tbs_{in} - Tbs_{out}. \quad (2.3.)$$

Dónde: *TD* es la diferencia de temperatura, *Tbs* es la temperatura de bulbo seco en [°F].

Las ecuaciones para calcular las cargas térmicas en techos, pisos, ventanas, etc., se especifican en la Tabla 2.5.

Tabla 2.5. Resumen de ecuaciones para carga de calentamiento.

Fuente de la carga	Ecuación	Descripción
Techos, paredes y vidrios	$q = U * A * TD$	Ver tablas anteriores para simbología
Pisos sobre el suelo externo o losa	$q = U * A * TD$	Ver tablas anteriores para simbología
pisos sobre o bajo planta inferior	$q = U * A * TD$ $q = F * P$	<i>F: Factor de calentamiento según el perímetro</i> <i>P: perímetro en pies</i>
Infiltraciones	$q = 1.08 * SCFM * TD$	Ver tablas anteriores para simbología
	$q = 4840 * SCFM * \Delta W$	Ver tablas anteriores para simbología

(Fuente: [11])

2.2.2. Procesos psicrométricos para acondicionamiento de aire

Después de calcular las cargas térmicas para enfriamiento y calentamiento, estas cargas deben ser sumadas al calor requerido para alcanzar las condiciones especificadas. Esto permitirá determinar correctamente el sistema de HVAC y seleccionar adecuadamente el equipo.

Por lo tanto, una herramienta muy útil en esta etapa del diseño es la carta psicrométrica. La psicrometría utiliza las propiedades termodinámicas para analizar las condiciones y los procesos que envuelven aire húmedo.

Para mantener un espacio a la temperatura y humedad deseadas, se necesitan algunos procesos definidos como “acondicionamientos de aire”. Estos procesos pueden incluir ciclos de calentamiento, enfriamiento, humidificación y deshumidificación que se combinan para llegar a cumplir los requerimientos establecidos. De esto resultan diversos procesos como: Calentamiento simple, Enfriamiento simple, Calentamiento y humidificación, Enfriamiento y deshumidificación.

Estos procesos se pueden definir usando la carta psicrométrica como lo muestra la Figura 2.1 (b). Por lo tanto, es necesario entender este concepto totalmente. Una carta psicrométrica es una gráfica que integra todas las propiedades termodinámicas del aire

húmedo que se usan generalmente para dimensionamiento de un sistema común de aire acondicionado. Estas cartas se basan en el hecho de que el estado del aire atmosférico a una presión especificada se establece por completo mediante dos propiedades independientes.

La Figura 2.2. (a) muestra un esquema general de la carta psicrométrica. En el eje horizontal de la carta psicrométrica se muestran las temperaturas de bulbo seco, y en el eje vertical se resalta la humedad específica. En el extremo izquierdo de la carta se observa una curva llamada línea de saturación. Todos los estados de aire saturado se localizan en esta curva y es, por lo tanto, una curva de 100 [%] de humedad relativa. Otras curvas de humedad relativa constante tienen la misma forma general. Las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante, entalpía constante, y volumen específico constante tienen una apariencia descendente hacia la derecha con distintas inclinaciones.

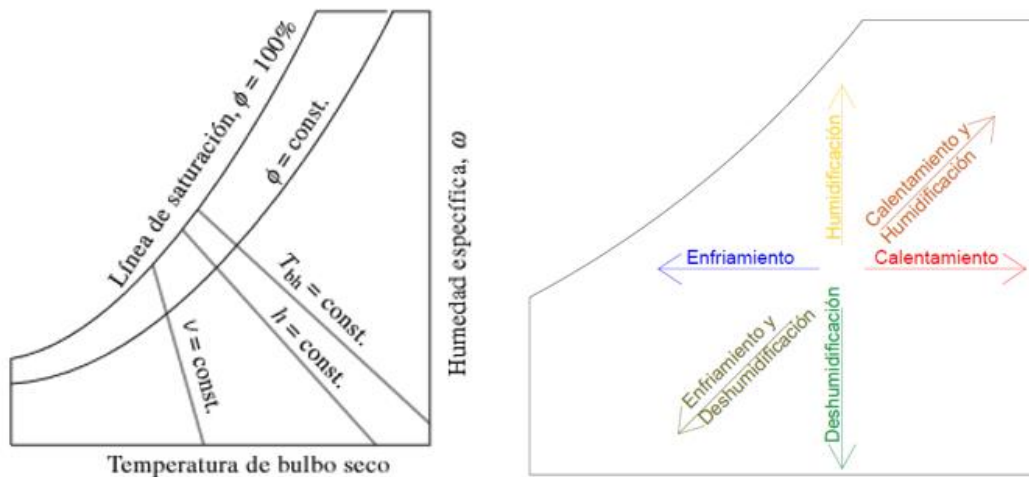


Figura 2.2. (a) esquema general de una carta psicrométrica (Fuente: [30]), (b) procesos de acondicionamiento de aire en la carta psicrométrica. (Fuente: propia)

Para el presente proyecto de titulación se usarán calentamiento y humidificación para el invierno, y enfriamiento y deshumidificación para verano.

2.2.2.1.1. Calentamiento y humidificación

Este proceso compensa la humedad perdida al calentar el ambiente. Esto se produce en dos etapas: primero está la sección de calentamiento que consta generalmente de serpentines que suben la temperatura del aire, y luego está la sección de humidificación en la que se inyecta vapor de agua al aire calentado. Esto se muestra en la Figura 2.3. Para el cálculo se requieren las relaciones descritas en la Tabla 2.6.

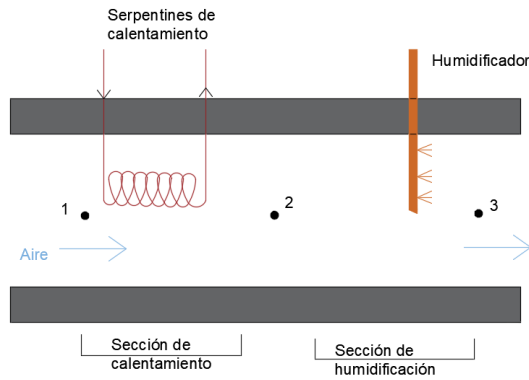


Figura 2.3. Proceso de calentamiento y humidificación.

(Fuente: propia)

Tabla 2.6. Ecuaciones para calentamiento y humidificación.

Parámetro	Ecuación	Descripción
Presión de vaporización	$P_v = \phi * P_{sat@Text} [kPa]$	ϕ es la humedad relativa $P_{sat@Text}$ Presión de saturación a temperatura ambiente
Presión ambiental	$P_a = P_{atm} - P_v [kPa]$	P_a presión del ambiente P_{atm} presión atmosférica P_v presión de vaporización
Volumen específico del aire	$v_1 = \frac{R_a * T_1}{P_a}$	R_a Constante de gas ideal T_1 temperatura externa en [K]
Flujo másico del aire	$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_1}{v_1}$	\dot{m}_a flujo másico de aire \dot{V}_1 flujo volumétrico v_1 volumen específico
Humedad específica del aire	$\omega_1 = \frac{0.622 * P_v}{P_a}$	ω_1 humedad específica del aire P_v presión de vaporización
Entalpía específica del aire externo		h_1 entalpía específica del aire externo

	$h_1 = C_p * T_1 + \omega_1 * h_{g1}$	C_p coeficiente T_1 temperatura externa en [K] ω_1 humedad específica del aire h_g humedad específica de vapor saturado
Entalpía específica del aire interno	$h_2 = C_p * T_2 + \omega_1 * h_{g2}$	h_1 entalpía específica del aire interno C_p coeficiente T_1 temperatura externa en [K] ω_1 humedad específica del aire h_g humedad específica de vapor saturado
Razón de transferencia de calor al aire en la sección de calentamiento	$\dot{Q}_{ent} = \dot{m}_a * (h_2 - h_1)$	\dot{Q}_{ent} Calor transferido al aire \dot{m}_a flujo másico del aire h_i entalpía específica
Balance de masa para el agua en la sección de humidificación	$\dot{m}_w = \dot{m}_a * (\omega_3 - \omega_2)$	\dot{m}_w flujo másico de vapor de agua \dot{m}_a flujo másico del aire ω_3 humedad específica final ω_2 humedad específica luego del proceso de calentamiento
Humedad específica final	$\omega_3 = \frac{0.622 * \phi_3 * P_{g3}}{P_3 - \phi_3 * P_{g3}}$	ω_3 humedad específica final ϕ_3 humedad relativa requerida P_{g3} Presión de vapor saturado a condiciones finales

(Fuente: [27])

2.2.2.1.2. Enfriamiento y deshumidificación

En este proceso el aire caliente y húmedo entra a la sección de enfriamiento a una temperatura y humedad determinadas. Durante el enfriamiento, la temperatura del aire disminuye mientras que su humedad relativa aumenta, manteniendo la humedad específica constante. Y dado que existen casos en los que la temperatura del aire es muy baja y su humedad relativa ha alcanzado el punto de rocío, se hace que este pase por un serpentín de calentamiento que lo seca y aumenta su temperatura hasta los niveles requeridos. Esto se ilustra en la Figura 2.4. Para el cálculo se van a usar las relaciones establecidas en la Tabla 2.7.

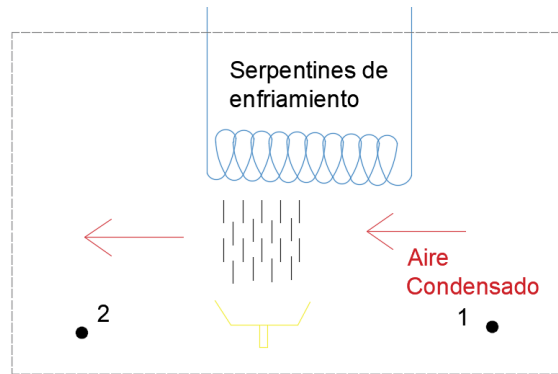


Figura 2.4. Enfriamiento y deshumidificación.

(Fuente: propia)

Tabla 2.7. Ecuaciones para enfriamiento y deshumidificación.

Parámetro	Ecuación	Descripción
Balance de masa de aire seco	$\dot{m}_a = cte$	\dot{m}_a flujo másico de aire
Balance de masa de agua	$\dot{m}_w = \dot{m}_a * (\omega_1 - \omega_2)$	\dot{m}_w flujo másico de vapor de agua ω_1 humedad específica del aire externo ω_2 humedad específica del aire interno

Balance de energía	$\dot{Q}_{sal} = \dot{m}_a * (h_1 - h_2) - \dot{m}_w * h_w$	\dot{Q}_{sal} Flujo de calor saliente \dot{m}_a flujo másico del aire h_1 entalpía específica del aire externo h_2 entalpía específica del aire interno \dot{m}_w flujo másico de vapor de agua h_w entalpía específica de agua saturada a temperatura interna
--------------------	---	---

(Fuente: [30])

2.2.3. Cálculos adicionales

2.2.3.1. Cálculo de coeficiente global de transferencia de calor

Como se había mencionado en secciones anteriores, la cantidad de calor transferido a través de cualquier sección de pared o techo de un edificio se puede determinar a partir de la siguiente ecuación.

$$\dot{Q} = U * A * (T_i - T_o) \quad (2.4.)$$

Dónde: T_i o temperatura (i) interna, (o) externa; U coeficiente global de transferencia de calor, A área transversal al flujo de calor.

El factor U de la ecuación anterior puede ser obtenido considerando la siguiente relación.

$$U = \frac{1}{R} \quad (2.5.)$$

Donde: R resistencia térmica unitaria total

Esto es especialmente útil considerando que las paredes y techos de los edificios están conformadas de varias capas de distintos materiales; por lo que el factor U puede diferir significativamente de un edificio a otro dependiendo de su composición. En

consecuencia, es recomendable, calcular analíticamente los valores de R aplicando los fundamentos de transferencia de calor.

Los valores de resistencia térmica unitaria se pueden determinar usando las relaciones para casos específicos en la Tabla 2.8.

Tabla 2.8. Relaciones para casos especiales.

Caso	Relación
Capa plana de espesor L y conductividad térmica k	$R = \frac{L}{k}$
Convección por un fluido con coeficiente de transferencia de calor por convección h	$R = \frac{1}{h}$

(Fuente: [30])

2.2.3.1.1. Resistencia térmica unitaria en techos de edificios

El techo de la mayor parte de construcciones consta de una combinación de un tejado, un techo interior, y un espacio libre de aire entre ellos. La determinación de la resistencia térmica unitaria total (R) de este conjunto depende de si el espacio libre de aire (ático), está ventilado o no.

Para áticos ventilados de manera adecuada, la temperatura del espacio de aire puede considerarse la misma que la del aire exterior. Por lo que el valor de R solo se rige a las propiedades del aire interior. Sin embargo, en este caso la transferencia de calor por radiación y convección juega un papel importante, y en consecuencia es necesario considerar estos dos mecanismos de transferencia de calor como factores importantes.

Para áticos no ventilados, la transferencia de calor se da a través de: Techo interior, El espacio del ático, El tejado.

Por lo tanto, el valor R de esta combinación depende de los efectos combinados de: techo interno, techo externo y espacio de aire entre ellos. Una simplificación de este método es asumir que el ático es una capa de aire donde su efecto se toma en cuenta analizando las resistencias superficiales sobre el tejado y el techo interior una frente a la otra. De esta simplificación nace la siguiente relación.

$$R = R_{t,interior} + R_{tejado} * \left(\frac{A_{t,interior}}{A_{tejado}} \right) \quad (2.6.)$$

Dónde: $R_{t,interior}$ Resistencia unitaria del techo interior, R_{tejado} Resistencia unitaria del tejado, $A_{t,interior}$ área del techo interior.

2.2.3.2. Cálculo de coeficiente de transferencia de calor por convección

La convección es un mecanismo de transferencia de calor en el que la energía fluye a través de un fluido cuando existe un movimiento masivo de este. Este fenómeno se puede clasificar en convección libre (natural) o forzada, según la causa de movimiento del fluido. Para el presente proyecto la convección fuera de la cámara será clasificada como convección natural y se calculará el coeficiente de convección según las fórmulas en la Tabla 2.9.

Tabla 2.9. Coeficiente de transferencia de calor por convección.

Parámetro	Ecuación	Descripción
Longitud característica	$Lc = \frac{A}{P}$	<i>A</i> área <i>P</i> perímetro
Número de Reynolds	$Re = \frac{\rho * U * Lc}{\mu}$	<i>ρ</i> Densidad del aire <i>U</i> coeficiente de transferencia de calor <i>Lc</i> longitud característica <i>μ</i> viscosidad
Número de Nusselt	$Nu = 0,664 * Re^{\frac{1}{2}} * Pr^{\frac{1}{3}}$	<i>Re</i> Reynolds <i>Pr</i> Proutt
Coeficiente de transferencia de calor por convección	$h = \frac{Nu * k}{L}$	<i>Nu</i> Nusselt <i>k</i> coeficiente de conductividad térmica <i>L</i> espesor

(Fuente: [30])

2.2.4. Carga térmica total

La carga térmica total puede definirse como la suma de las cargas de enfriamiento sensibles y latentes, y las cargas de calentamiento sensibles y latentes [33]. Las cargas térmicas calculadas deben ser las causadas para la condición de carga diaria que incide en el espacio a acondicionar. La condición de carga diaria es aquella condición de temperatura y humedad que se repite la mayor cantidad de horas en el día en una época del año determinada. Esto define la capacidad requerida por el equipo para alcanzar los parámetros de temperatura y humedad [30].

2.2.4.1. Tipo de sistema

La complejidad del sistema depende directamente del tipo de sistema a utilizar. De acuerdo con el tipo de tratamiento de aire, se puede clasificar a los sistemas en tres grandes grupos: Sistema de tratamiento por separado, sistema de tratamiento conjunto y sistema de tratamiento integrado.

Los sistemas de tratamiento integrado contemplan un sistema de tratamiento conjunto de aire con recirculación y tratamiento de aire incluidos. Este sistema permite tratar el aire y controlar su humedad. Los equipos utilizados en estos sistemas son unidades de tratamiento de aire (UTA) combinadas con ventiladores, extractores, rejillas y ductos.

Para el presente proyecto de titulación se usará un sistema de tratamiento integrado que permita controlar la velocidad, temperatura y humedad del aire satisfactoriamente. Además, el sistema debe permitir recircular el aire cuando no se utilicen químicos dañinos, y evacuar totalmente el aire al usar sustancias nocivas durante la prueba.

2.2.4.2. Selección de equipos

El Departamento de Energía de Estados Unidos propone la selección de equipos requiere un proceso establecido para realizarse con la mayor eficacia. Este proceso integra a su vez el dimensionamiento de ductos el cual se tratará en secciones posteriores del presente proyecto [35].

Las etapas del proceso de selección de equipos se muestran en la Figura 2.5.



Figura 2.5. Proceso de selección de equipos.

(Fuente: [28])

2.2.4.3. Selección preliminar de equipos

La selección preliminar de los equipos debe hacerse en base a la carga térmica total. Un equipo estándar usualmente maneja el 75 [%] de su carga en calor sensible y el 25 [%] en calor latente. Dado que las cargas calculadas rara vez cumplen exactamente con la capacidad de los equipos, es necesario que los equipos escogidos puedan manejar aproximadamente la carga calculada o superior. En esta etapa deben seleccionarse al menos tres opciones de equipos tomando en cuenta además la complejidad y el tipo de sistema.

2.2.4.4. Refinamiento de la selección

La selección de equipos debe refinarse tras haber calculado la cantidad de [cfm] requeridos por el sistema. Dado que los [cfm] calculados pueden ser mayores que los [cfm] que proporcionan los equipos preliminarmente seleccionados, se debe hacer una nueva selección tomando en cuenta que el equipo cubra tanto el requerimiento térmico como el requerimiento de flujo volumétrico de aire.

En el caso de este proyecto de titulación otro factor importante en la selección de equipos será el tiempo que tarde el equipo en alcanzar los requerimientos del espacio a acondicionar. En primera instancia, el equipo debe alcanzar los requerimientos en un rango de 20 a 30 minutos. Esto será determinante en la capacidad térmica que el equipo debe tener, y se tratará en secciones posteriores.

2.2.5. Diseño de ductos

El diseño de ductos tiene una estrecha relación con la carga térmica total y la distribución de aire dentro del espacio a acondicionar [36]. Un diseño apropiado de la distribución de aire será fundamental para un buen diseño de ductos y una selección adecuada de equipos. En consecuencia, se requiere que el proceso de diseño de ductos sea lo más acertado posible. Según el Departamento de Energía de los Estados Unidos, un procedimiento general para el diseño de ductos se muestra en la Figura 2.6.

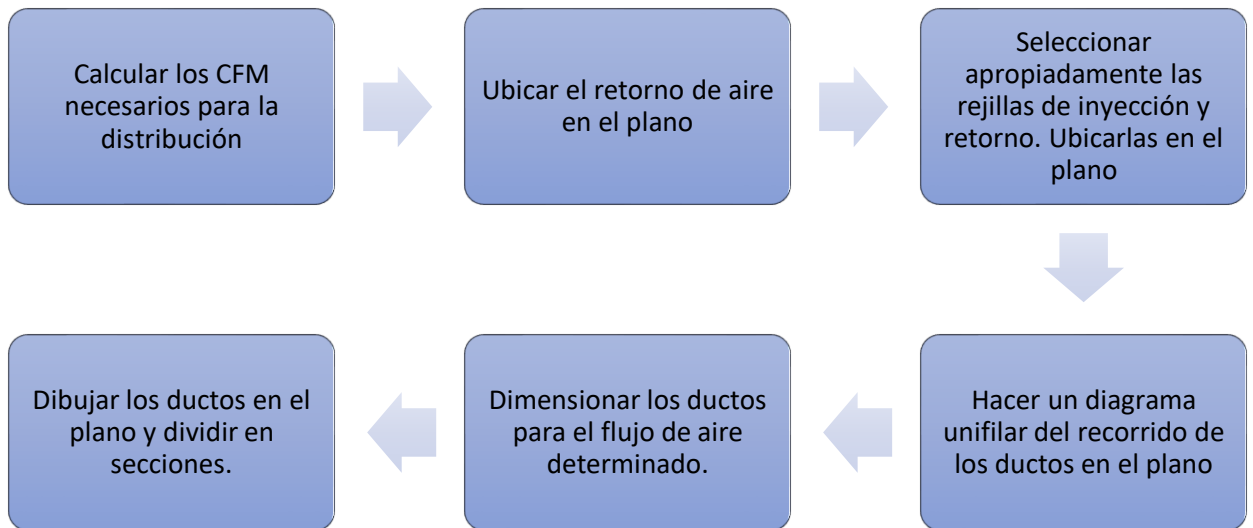


Figura 2.6. Proceso de diseño de Ductos.

(Fuente: [37])

2.2.5.1. Distribución de aire

La distribución de aire es importante para alcanzar las condiciones deseadas [38]. Para esto, la distribución de aire en un espacio debe basarse en tres criterios: temperatura y uniformidad, corrientes de aire que pueden ser creadas por las rejillas de suministro, ruido del sistema.

2.2.5.1.1. Temperatura y uniformidad

La temperatura se mantiene ingresando la cantidad justa de aire en una dirección en la que permita que este se mezcle con el aire que esté ocupando la cámara. Según el departamento de Energía en Estados Unidos, el rango de error de temperatura para calefacción es de ± 2 [°F] (1.1 [°C]). Para enfriamiento estos valores son de ± 3 [°F] (1.6 [°C]).

2.2.5.1.2. Rejillas de suministro

a. Impacto en la uniformidad

Las rejillas de suministro deben ser distribuidas y seleccionadas de forma que el aire se distribuya uniformemente en la cámara. Al seleccionar una rejilla de suministro es importante que se tome en cuenta las siguientes consideraciones:

- El volumen de diseño (área que se tomará en cuenta para la distribución de las rejillas) debe estar separada 2 [pies] de las paredes y 6 [pies] del piso para evitar corrientes bruscas de aire.

- La ASHRAE determina que para una aproximación inicial de la cantidad de rejillas requerida, se debe asumir que cada rejilla es capaz de cubrir un espacio equivalente al área de un círculo de 2 [m] de diámetro.
- La cantidad adecuada de aire que se inyecte por cada rejilla depende del requerimiento total de aire para la cámara, y debe ser igual para cada rejilla instalada.
- La mezcla adecuada del aire que se encuentra en la cámara con el aire que se inyecta depende de la localización de las rejillas: ya sea en paredes o techo. Las Figuras 2.7. (a) y (b) muestran la distribución adecuada para cada caso.

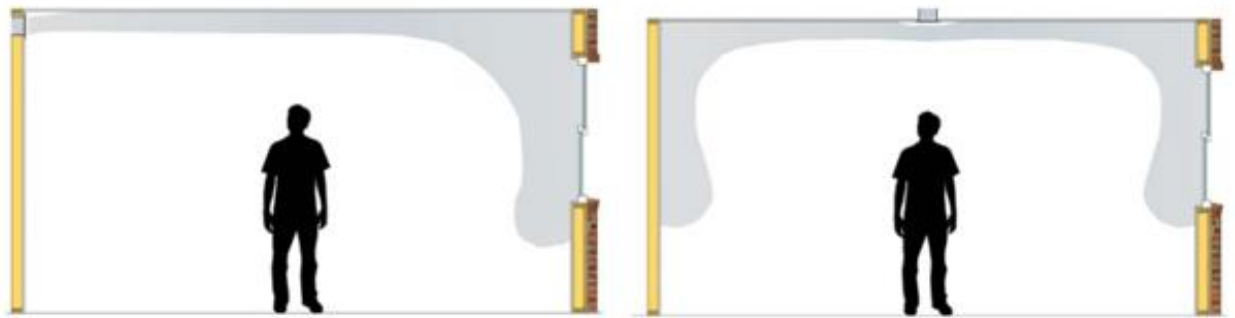


Figura 2.7. rejillas de suministro (a) en pared, (b) en techo.

(Fuente: [37])

b. Tiro

El tiro es la distancia máxima que la corriente de aire inyectada por la rejilla pueda alcanzar de forma efectiva en una dirección dada a una velocidad determinada. Las rejillas están catalogadas por el tiro y la extensión (ancho de la corriente de aire). Estas dos dimensiones se muestran en la Figura 2.7.

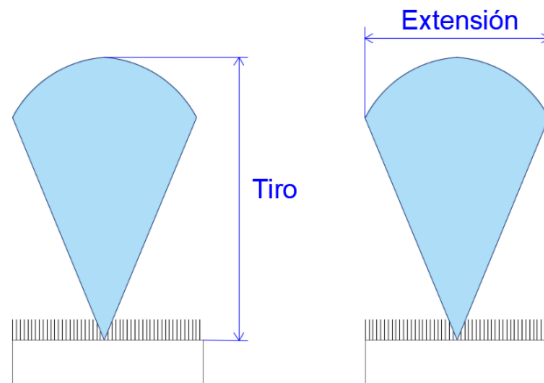


Figura 2.8. Tiro y extensión.

(Fuente: propia)

Para la selección de rejillas es importante priorizar el tiro sobre la extensión dado que es importante que la corriente de aire alcance la mayor distancia posible para cubrir la mayor cantidad de espacio. También es importante considerar que las corrientes de aire que proporciona cada rejilla no choquen entre sí generando corrientes bruscas indeseadas.

c. Ruido

Como ya se había mencionado, el ruido que viene de los equipos, ductos o rejillas es un factor importante. Por eso es necesario considerar la ubicación de los equipos para acondicionamiento de aire durante el diseño de ductos. El sitio donde se decida ubicar los equipos debe hacer que en el espacio a acondicionar se perciba la menor cantidad de ruido posible.

Del mismo modo, la velocidad a la que el aire circula a través de los ductos puede generar ruido molesto por lo que es necesario tener en cuenta que conforme la velocidad en el ducto aumenta, la cantidad de ruido lo hará también. Esta velocidad está también relacionada con la velocidad a la que el aire sale de los ductos por las rejillas, y es un factor crítico en la selección.

En consecuencia, para la selección de rejillas se debe tomar en cuenta el índice de ruido (NC) el cual está basado en situaciones experimentales específicas que sirven como criterio de comparación en el proceso de selección. El índice NC permitido depende de la aplicación y del criterio del diseñador. En la Tabla 2.10. se presentan algunos índices NC permitidos para distintas aplicaciones especificadas por el Departamento de Energía de los Estados Unidos y la Tabla 8 Capítulo 49 ASHRAE 2011 HVAC Handbook [13].

Tabla 2.10. Índices de ruido con aplicaciones comunes.

Índice	Descripción del entorno	Aplicaciones comunes
<NC 25	Entorno extremadamente silencioso; todos los sonidos son claramente escuchados y reconocidos por los ocupantes.	Estudios de grabación, teatros, salas de concierto, cuartos de música
NC 30	Oficinas muy calladas; factibles para reuniones y conferencias	Residencias, bibliotecas, oficinas ejecutivas, salas de reuniones
NC 35	Oficina callada; se puede sostener una reunión sin levantar la voz a una distancia de 10 a 30 pies.	Oficinas privadas, escuelas, recepciones de hotel, iglesias, salas de hospital

NC 40	Espacios en los que se pueda sostener una reunión sin levantar la voz a una distancia de 6 a 8 pies	Oficinas en general, laboratorios, comedor
NC 45	Espacios en los que se pueda sostener una reunión sin levantar la voz a una distancia de 3 a 6 pies. Se requiere levantar ligeramente la voz para ser escuchado a una distancia de 6 a 12 pies. Se puede sostener una conversación telefónica con dificultad.	Tiendas, cafeterías, áreas de lobby, oficinas grandes de diseño o ingeniería, recepción de bodegas.
>NC 50	No se puede sostener una conversación sin levantar la voz a una distancia mayor de 2 pies. Se requiere levantar la voz para conversar a una distancia de 3 a 6 pies. Se puede sostener una conversación telefónica con dificultad.	Cuartos de computadoras o máquinas, áreas industriales, calles

(Fuente: [37])

En base a la Tabla 2.10, y a los requerimientos de Pinturas Cóndor, el índice de ruido permisible (NC) debe ser menor a 25.

En consecuencia, la secuencia a seguir para seleccionar rejillas podría resumirse como lo muestra la Figura 2.9.

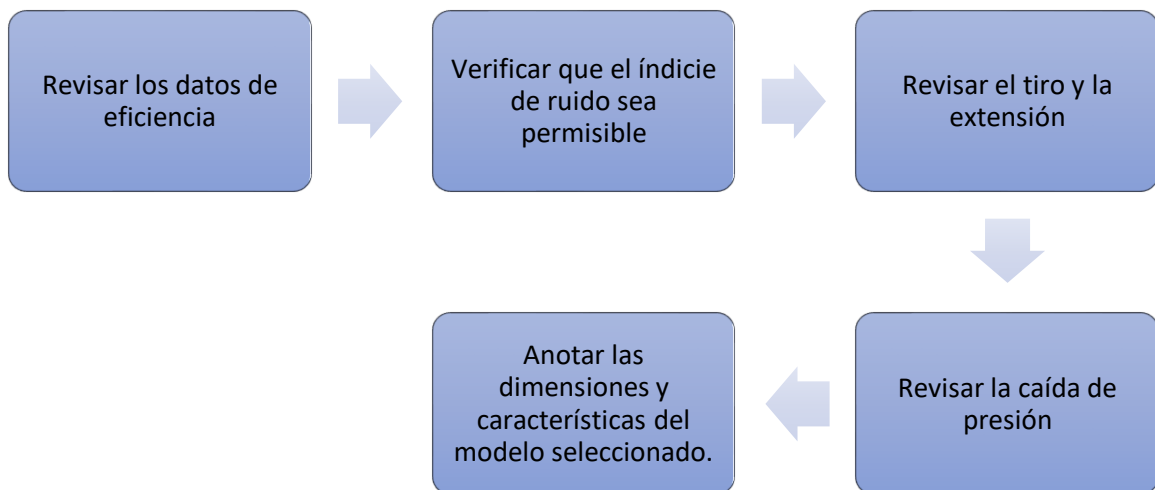


Figura 2.9. Secuencia de selección de rejillas.

(Fuente: [37])

2.2.5.2. Método de cálculo de ductos

El tamaño de los ductos depende principalmente de la cantidad de aire que pasará por los mismos. En función de esto, los parámetros que definen las dimensiones de un ducto son detallados en la Tabla 2.11.

Parámetro	Ecuación	Descripción
Flujo volumétrico de aire [cfm]	$Q_1 = Q_2 * \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 * \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{2}} * \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)^{\frac{1}{2}}$	<p>Q_i es caudal, el subíndice (1) es el valor de diseño: demanda y el subíndice (2) es el valor en condiciones estándar: 1500 [cfm].</p> <p>D_i es diámetro de ventilador (1) diámetro real (2) diámetro estándar (En este caso los diámetros son iguales).</p> <p>P_i es presión (1) condiciones ambientales (2) condiciones de confort térmicas: 101.325 [kPa].</p> <p>ρ_i es la densidad del aire (1) a condiciones ambientales (2) a condiciones de confort térmicas: 0.8342 [kg/m³].</p>
Pérdidas de fricción en el ducto	$\Delta p_j = C * \rho * \left(\frac{V}{1097}\right)^2$	<p>Δp_j es pérdida por fricción por cada 100 pies.</p> <p>C coeficiente local de pérdida</p> <p>ρ densidad [lbm/ft³]</p> <p>V velocidad del aire [pies/min]</p>

Fuente: [36],[12]

La ecuación de flujo volumétrico de aire proporciona el caudal de suministro requerido, el caudal de extracción debe ser un 20[%] menor a este para generar una diferencia de presión que mueva el aire suavemente dentro de la habitación [36].

2.2.5.2.1. Método de fricción constante

En este método de cálculo de ductos, el dimensionamiento se da considerando una pérdida de presión constante por unidad de longitud. En primera instancia se divide el ducto en secciones y se numera cada sección para empezar el dimensionamiento. Es importante que se asigne a una sección por cada cambio de flujo, tamaño o forma.

La ASHRAE propone un gráfico de pérdidas por fricción en pulgadas de agua por cada 100 pies de longitud en función de la cantidad de aire en [cfm] que se maneja en el ducto [13]. Este gráfico proporciona además el diámetro del ducto en pulgadas (sección circular) y la velocidad media del aire en pies por minuto. De este gráfico se considera que un rango moderado de pérdidas de fricción en el dimensionamiento de ductos oscila

entre 0.6 y 0.08 [pulgadas de agua] por cada 100 [pies] de longitud, de donde se sugiere iniciar el diseño considerando una pérdida de fricción de 0.1 [pulgadas de agua] por cada 100 [pies] de longitud o menor.

Las dimensiones rectangulares de los ductos se determinan a partir de obtener la equivalencia en las tablas propuestas por ASHRAE bajo el criterio de que las dos dimensiones (alto y ancho) de los ductos deben mantener un aspecto de radio de 1/2 o 1/3 [36].

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este capítulo se realizarán los cálculos necesarios para el diseño del sistema de climatización en cuestión. Las condiciones requeridas son: rango de temperaturas entre 18 a 30 [° C] (± 2 [°C]), rango de humedad relativa 30 a 65 [%] (± 5 [%]), rango de tiempo para alcanzar la temperatura dentro de la habitación de 20 a 30 minutos, tiempo de recuperación de temperatura al salir del rango de 5 [min], capacidad de recirculación total del aire o extracción total del aire, nivel de ruido bajo menor a 25 [dB].

3.1. Condiciones iniciales

Para iniciar el diseño se han recopilado los datos climáticos y geográficos necesarios, así como las condiciones del espacio: materiales, orientación de ventanas, etc.

3.1.1. Ubicación geográfica

La Tabla 3.1. muestra los datos de ubicación geográfica: latitud y longitud obtenidos de los valores satelitales obtenidos de “Google Maps”.

Tabla 3.1. Datos geográficos.

Datos geográficos	Imagen de Google Maps
Altura: 2885 [msnm] Grados decimales: <ul style="list-style-type: none"> • Latitud: -0.2805 • Longitud: -78.5371 	
Grados, minutos, segundos y orientación <ul style="list-style-type: none"> • Latitud: S 0° 16' 52.124" • Longitud: O 78° 32' 13.838" 	

(Fuente: [38], [40]).

3.1.2. Condiciones climáticas

Las condiciones climáticas usuales se han tomado de los diarios meteorológicos del INHAMI disponibles en la red. Los diarios meteorológicos muestran información de rangos medios y extremos de temperatura y humedad por mes. Un resumen de la información que va a ser usada para el diseño del sistema se muestra en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Condiciones climáticas.

Estación	Condiciones externas	Rangos medios diarios
Invierno (Diciembre)	$T(\text{mín}) = 44.96 \text{ [}^\circ\text{F]} (7.2\text{[}^\circ\text{C]})$ $HR = 76\text{[}\%]$ $v = 2.1 \left[\frac{km}{h} \right]$	$T(\text{mín})$ $= 53.78 \text{ [}^\circ\text{F]} (12.1\text{[}^\circ\text{C]})$
Verano (Junio)	$T(\text{máx}) = 82.4 \text{ [}^\circ\text{F]} (28\text{[}^\circ\text{C]})$ $HR = 62\text{[}\%]$ $v = 4.2 \left[\frac{km}{h} \right]$	$T(\text{máx})$ $= 65.84 \text{ [}^\circ\text{F]} (18.8\text{[}^\circ\text{C]})$

(Fuente: [37])

Además, para el diseño de este sistema, se requiere conocer ciertas condiciones térmicas adicionales como la temperatura dentro del edificio donde se encuentra el laboratorio y la velocidad del aire que circula. Estos valores de temperatura son medidos experimentalmente durante un día tomando el dato máximo y mínimo.

Finalmente debe considerarse una condición de diseño para el ambiente dentro del laboratorio. Esta condición serán los valores de temperatura y humedad más comunes a lo largo del día. Esta información se muestra en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3. Condiciones de diseño.

Condiciones fuera de la cámara	Condiciones internas de la cámara
Temperatura máxima $T = 78.8 \text{ [}^\circ\text{F]} (26\text{[}^\circ\text{C]})$ $HR = 30\text{[}\%]$ $v = 0.25 \left[\frac{m}{s} \right]$	$T = 73.4 \text{ [}^\circ\text{F]} (23\text{[}^\circ\text{C]})$ $HR = 50\text{[}\%]$
Temperatura mínima $T = 69.8 \text{ [}^\circ\text{F]} (21\text{[}^\circ\text{C]})$ $HR = 30\text{[}\%]$ $v = 0.25 \left[\frac{m}{s} \right]$	

(Fuente: propia)

Para ilustrar la disposición de la cámara dentro del laboratorio de investigación y desarrollo de Pinturas Cónдор Quito, se muestra un extracto del plano arquitectónico en la Figura 3.1.

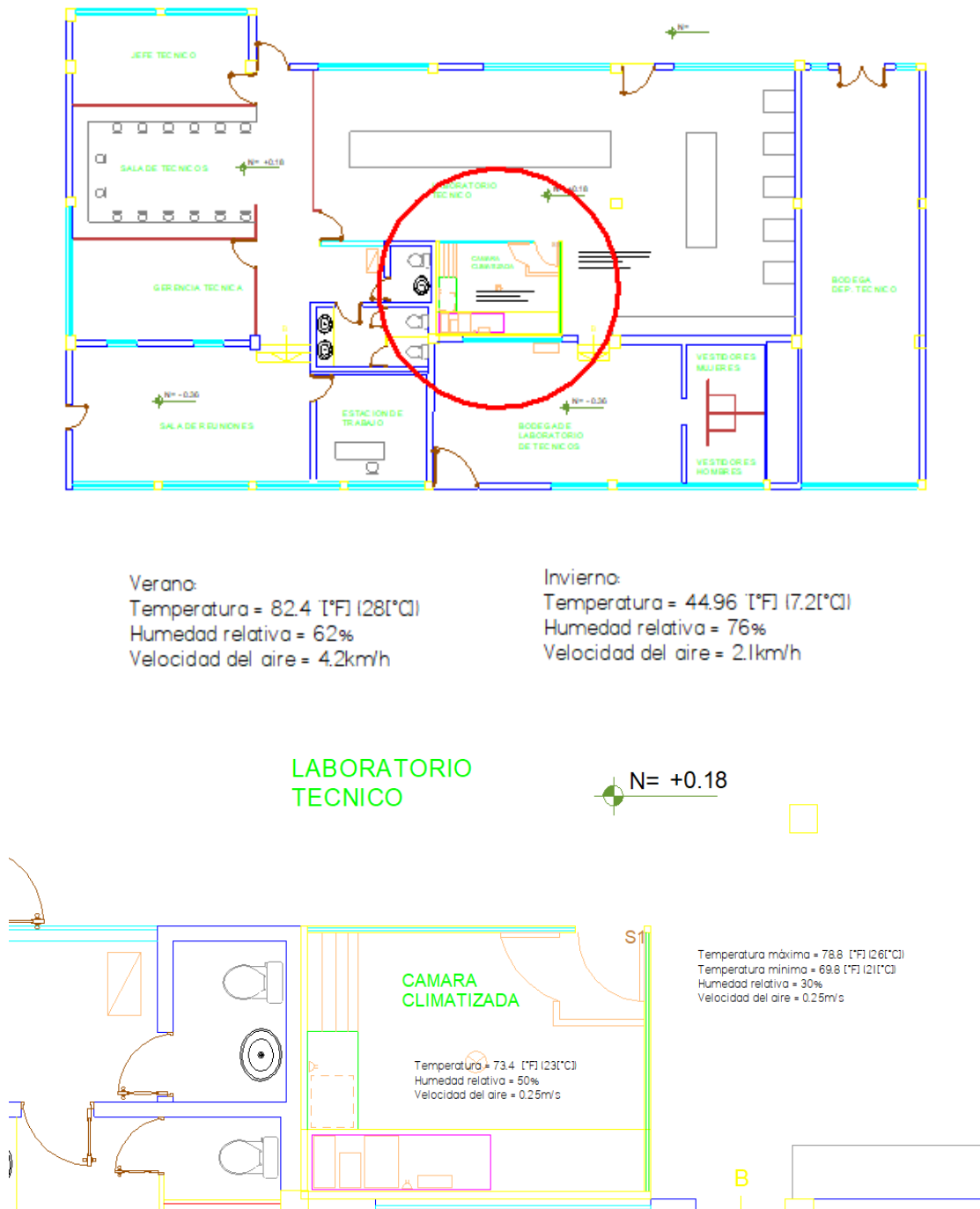


Figura 3.1 Esquema de cámara climatizada

3.2. Cálculo de cargas térmicas

El cálculo de cargas térmicas se hace individualmente para invierno y para verano, en esta sección se muestran ejemplos de cálculo y los resultados de dicho proceso. Cabe mencionar que para optimizar el cálculo, se utilizó una hoja de cálculo de Microsoft Excel.

3.2.1. Cargas térmicas en verano

Las cargas térmicas en verano se obtendrán tomando en cuenta las condiciones de diseño de las Tablas 3.2. y 3.3.

a. Carga térmica del techo

El cálculo de esta carga se basa en el uso de la ecuación planteada en la Tabla 2.8. Sin embargo, antes de usar esta ecuación se requiere determinar el coeficiente global de transferencia de calor para el techo con la ecuación (2.6), y el coeficiente de transferencia de calor por convección con las relaciones de la Tabla 2.16.

- Coeficiente global de transferencia de calor para el techo.

En la Figura 3.1(a) se muestra el esquema del techo del espacio a acondicionar, y el área cubierta se muestra en la Figura 3.1 (b).

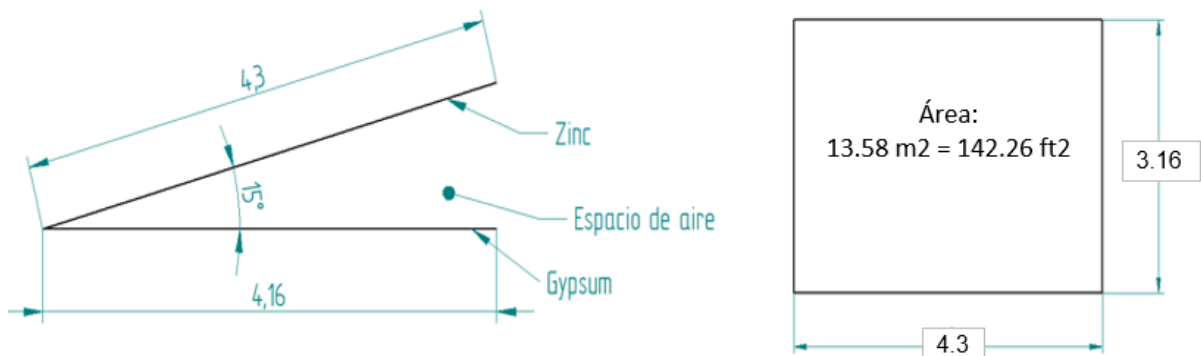


Figura 3.2. (a) esquema de techo.

(Fuente: propia)

(b) área cubierta.

(Fuente: propia)

Con el esquema planteado, se puede asignar resistencias térmicas que aportarán a obtener el coeficiente global de transferencia de calor. La Figura 3.2. muestra el esquema y la asignación de resistencias térmicas para el techo.

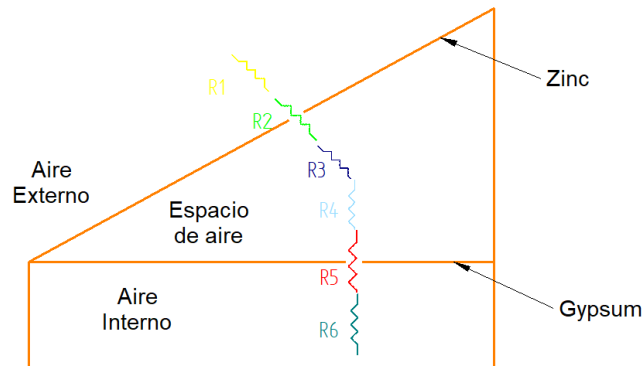


Figura 3.3. Resistencias térmicas para el techo.

(Fuente: propia)

En la Figura 3.2. se muestra que el coeficiente de convección se define como $R1$. Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor, se requiere calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección. Es importante recalcar que este coeficiente cambia para invierno y para verano. En la Tabla 3.4. se muestra el cálculo realizado para obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección para verano.

Tabla 3.4. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección.

Propiedades y condiciones iniciales
$T = 301.15 [K] (28[^\circ C])$
Propiedades del aire @ 301.15 [K]
$\rho = 1.1614 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$
$\mu(x10^{-7}) = 184.6 \left[\frac{Ns}{m^2} \right]$
$Pr = 0.707$
$k(x10^3) = 26.3 \left[\frac{W}{m K} \right]$
Velocidad del viento (U) = 4.6 [Km/h] = 1.16 [m/s]
Longitud característica
$c = \frac{A}{P} = \frac{13.588}{(2 * (3.16) + (2 * (4.3)))} = 0.911 [m]$

Número de Reynolds y Número de Nusselt
<p>Número de Reynolds</p> $Re = \frac{\rho * U * Lc}{\mu} = \frac{1.1614 * 1.16 * 0.911}{184 \times 10^{-6}} = 66485.43 \text{ (Laminar)}$
<p>Número de Nusselt</p> $Nu = 0.664 * Re^{\frac{1}{2}} * Pr^{\frac{1}{3}} = 0.664 * (66485.43)^{\frac{1}{2}} * (0.707)^{\frac{1}{3}} = 152.52$
Coefficiente de transferencia de calor por convección
$h = \frac{Nu * k}{L} = \frac{152.52 * 0.0263}{0.911} = 4.4 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$ $R1 = \frac{1}{h} = \frac{1}{4.4} = 0.227 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$

(Fuente: propia)

Para las resistencias R_2 y R_3 en la Figura 3.2. se muestran los cálculos en la Tabla 3.4. Los coeficientes del zinc y del aire interno se tomaron de Tablas propuestas por la ASHRAE [12].

Tabla 3.5. Cálculo de resistencias R_2 y R_3 .

Resistencia R_2: Plancha de zinc
$k(\text{zinc}) = 110.02 \left[\frac{W}{m^{\circ}C} \right]$ $R2 = \frac{L}{k} = \frac{0.15 \times 10^{-3} [m]}{110.02 \left[\frac{W}{m^{\circ}C} \right]} = 1.36 \times 10^{-6} \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$
Resistencia R_3: aire interno
$h = 5 \left[\frac{W}{m^2 \text{ }^{\circ}C} \right]$ $R3 = \frac{1}{h} = \frac{1}{5 \left[\frac{W}{m^2 \text{ }^{\circ}C} \right]} = 0.2 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$

(Fuente: propia)

La resistencia R_4 es referente al espacio de aire interno entre el zinc y el gypsum por lo que se puede determinar que R_3 y R_4 tienen el mismo valor.

$$R3 = R4 = 0.2 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$$

Para la resistencia R_5 que se produce a través de la conducción por el gypsum, se utiliza el siguiente cálculo. El coeficiente del gypsum se obtuvo de las tablas propuestas por la ASHRAE [25].

$$k(\text{gypsum}) = 0.7 \left[\frac{W}{m^{\circ}C} \right]$$

$$R5 = \frac{L}{k} = \frac{12.7 \times 10^{-3} [m]}{0.7 \left[\frac{W}{m^{\circ}C} \right]} = 0.018 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$$

La resistencia R_6 es el resultado de la transferencia de calor por convección debido al aire circulando dentro del espacio a acondicionar. Los cálculos para obtener el valor de la resistencia $R6$ se muestran en la Tabla 3.6.

Tabla 3.6. Cálculo para resistencia R_6 .

Propiedades y condiciones iniciales	
$T = 296.15 [K] (23[^{\circ}C])$	
Propiedades del aire @ 296.15 [K]	
$\rho = 1.18 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	
$\mu(x10^{-7}) = 182.67 \left[\frac{Ns}{m^2} \right]$	
$Pr = 0.708$	
$k(x10^3) = 26 \left[\frac{W}{m K} \right]$	
Velocidad del viento (U) = 0.25 [m/s]	
Longitud característica	
$Lc = \frac{A}{P} = \frac{13.14 [m^2]}{14.62 [m]} = 0.9 [m]$	

Número de Reynolds y Número de Nusselt
<p>Número de Reynolds</p> $Re = \frac{\rho * U * Lc}{\mu} = \frac{1.18 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 0.25 \left[\frac{m}{s} \right] * 0.9[m]}{182.67 \left[\frac{Ns}{m^2} \right]} = 14534.01 \text{ (Laminar)}$ <p>Número de Nusselt</p> $Nu = 0.664 * Re^{\frac{1}{2}} * Pr^{\frac{1}{3}} = 0.664 * (14534.01)^{\frac{1}{2}} * (0.708)^{\frac{1}{3}} = 71.35$
Coefficiente de transferencia de calor por convección
$h = \frac{Nu * k}{L} = \frac{71.35 * 0.026 \left[\frac{W}{m K} \right]}{0.9[m]} = 2.06 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$ $R6 = \frac{1}{h} = \frac{1}{2.06} = 0.48 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$

(Fuente: propia)

Una vez obtenidas estas resistencias, se puede aplicar la ecuación (2.6) para determinar la resistencia total reemplazando los valores tal como se indica. Es importante recalcar que a partir de esta sección las ecuaciones presentadas corresponden al reemplazo de datos para ilustrar los ejemplos de cálculo.

$$Rt = (R1 + R2 + R3) + (R4 + R5 + R6) * \left(\frac{Area Gypsum}{Area Zinc} \right)$$

$$Rt = \left(2.1 \left[\frac{m^2 K}{W} \right] \right) + \left(0.698 \left[\frac{m^2 K}{W} \right] \right) * \left(\frac{13.114 [m^2]}{13.588[m^2]} \right) = 2.77 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$$

Por lo tanto, el coeficiente global de transferencia de calor se puede determinar como se muestra a continuación.

$$U = \frac{1}{Rt} = \frac{1}{2.77 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]} = 0.36 = 0.063 \left[\frac{BTU}{h ft^2 °F} \right]$$

- Diferencia de temperaturas de cargas de enfriamiento (*CLTD*)

Este término, que es determinante en la ecuación planteada la Tabla 2.8. se encuentra tabulado por la ASHRAE. Sin embargo, el uso de este valor tabulado directamente se limita a cumplir las siguientes condiciones: temperatura interna de 78 [°F] (25.5 [°C]), temperatura externa máxima 95 [°F] (35 [°C]), temperatura media externa de 85 [°F] (29.4 [°C]), rango medio diario de temperatura de 21[°F] (11.6 [°C]), con o sin cielo falso siempre que los ductos no vayan dentro del cielo falso.

Dado que, para este proyecto, la temperatura interna de diseño es 73.4 [°F] (Tabla 3.3), la temperatura externa es de 88.8 [°F] (Tabla 3.2) y el rango medio diario es distinto de 21 [°C]; se requiere hacer un ajuste al valor tabulado por la ASHRAE utilizando la siguiente ecuación.

$$CLTD_{corr} = [(CLTD + LM) * K + (78 - TR) + (T_o - 85)] * f \quad (3.1.)$$

Donde: $CLTD_{corr}$ es el valor ajustado a las condiciones de diseño, $CLTD$ es el valor tabulado por la ASHRAE, LM es un factor de corrección que depende de la latitud y mes de las condiciones de diseño, K es el factor de corrección debido al color del techo, $(78 - TR)$ es la corrección debido a la temperatura interna, $(T_o - 85)$ es la corrección debido a la temperatura externa, f es el factor de corrección debido a las máquinas y ductos.

Cada factor de esta ecuación fue determinado utilizando las tablas disponibles en la norma ASHRAE [12]. Los valores de estos factores se muestran en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7. Factores de la ecuación (3.1).

Factor	Referencia
$CLTD = 78$	Valor tabulado en la Tabla 3.8 de la ASHRAE.
$f = 0.75$	Valor de notas en la Tabla 3.8 de la ASHRAE.
$LM = 0$	Valor tabulado en la Tabla 3.12 de la ASHRAE.
$K = 1$	Valor de notas en la Tabla 3.8 de la ASHRAE.
$(78 - TR) = 5$	Valor tabulado en la Tabla 3.13 de la ASHRAE.

(Fuente: propia)

El factor $(T_o - 85)$ se encuentra tabulado en la Tabla 3.13 de la ASHRAE. Sin embargo, el valor adecuado para las condiciones de diseño dadas (temperatura externa), no se encuentra tabulado por lo que la ASHRAE propone una relación de ajuste para estos casos. Esta relación se define como,

$$T_o = Temp \text{ de diseño ext} - \frac{1}{2}(Rango \text{ diario de temp}) \quad (3.2.)$$

Donde: T_o es temperatura media externa.

Por lo tanto, se puede obtener la temperatura media externa para corregir el factor $(T_o - 85)$ así,

$$T_o = 82.4 - \frac{1}{2}(65.84) = 49.48 \text{ [}^\circ\text{F]}$$

Entonces, el factor $(T_o - 85)$ será,

$$(T_o - 85) = (49.48 - 85) = -35.52 \text{ [}^\circ\text{F]}$$

Finalmente, reemplazando los valores de los factores en la Tabla 3.7, junto con el factor $(T_o - 85)$, se puede determinar la diferencia de temperaturas de carga de enfriamiento corregida tal que,

$$CLTD_{corr} = [(78 + 0) * 1 + (5) + (-35.52)] * 0.75 = 35.61 [^{\circ}F]$$

- Carga de enfriamiento en techo

Una vez determinados todos los factores necesarios para aplicar la ecuación de la Tabla 2.8 para techos, se determina que la carga de enfriamiento para el techo del espacio a acondicionar es,

$$q = 0.063 \left[\frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^{\circ}F} \right] * 146.26 [ft^2] * 35.61 [^{\circ}F] = 328.12 \left[\frac{BTU}{h} \right]$$

b. Carga térmica en pared externa

Antes de determinar la carga térmica en las paredes externas, es necesario diferenciar en el plano paredes internas y externas. Esta diferenciación se muestra en la Figura 3.3.

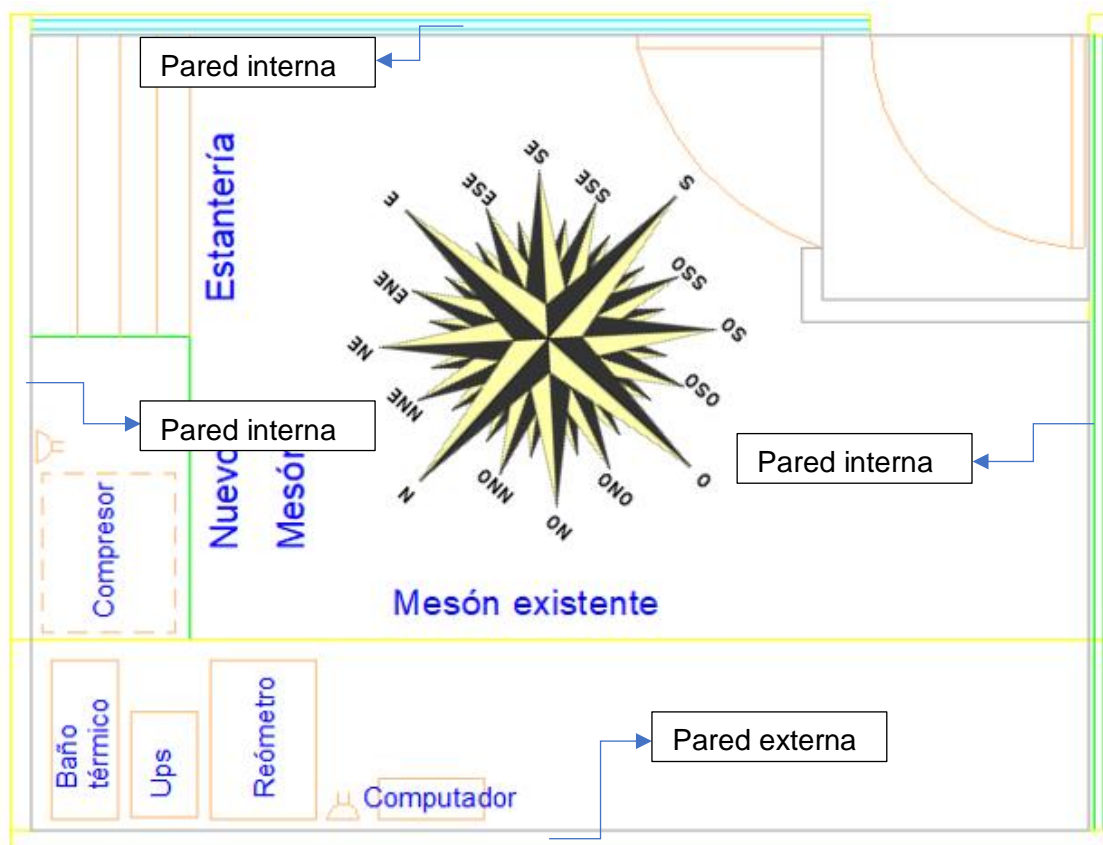


Figura 3.4. Diferenciación entre paredes internas y externas. Junto con orientación

(Fuente: propia)

Por otra parte, es necesario conocer la orientación de cada pared y ventana para futuros cálculos. La orientación se define según el plano arquitectónico del espacio a acondicionar; esto se muestra en la Figura 3.4 y se puede observar que la pared externa está ubicada entre el Norte y el Oeste con una cercanía mayor al norte. La ASHRAE define esta orientación como Norte Norte Oeste (*NNO*).

En la Figura 3.5 se muestra una imagen del espacio designado por Pinturas Cóndor para ser adaptado como cámara de ambiente controlado.



Figura 3.5 Cámara de ambiente controlado

Fuente: Propia

- Coeficiente global de transferencia de calor

Para el caso de las paredes, la ASHRAE ha tabulado y determinado experimentalmente sus resistencias térmicas de acuerdo con su configuración (componentes de la pared). En este caso la pared externa del espacio a acondicionar está compuesta de ladrillo hueco de 8 [cm] de espesor. Una configuración similar a la de la pared en cuestión se muestra en la Tabla 3.2B de la ASHRAE [25].

El resultado de la determinación del coeficiente global de transferencia de calor para la pared externa se obtiene utilizando los valores tabulados en las referencias ya mencionadas; y se muestra en la Tabla 3.8.

Tabla 3.8. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor para la ventana interna *NNO*.

Coeficiente global de transferencia de calor para pared externa (<i>NNO</i>)
$R = 0.17 + 1.6 + 0.68 = 2.45 \left[\frac{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{BTU}} \right]$ $U = \frac{1}{R} = \frac{1}{2.45} = 0.408 \left[\frac{\text{BTU}}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \right]$
Área (de los planos arquitectónicos considerando una altura de 2 m)
$A = 62.53 \text{ [ft}^2\text{]}$

(Fuente: propia)

- Diferencia de temperaturas de cargas de enfriamiento (*CLTD*)

Como se había mencionado en la sección anterior, se requiere que un ajuste de este valor utilizando las ecuaciones (3.1) y (3.2). Los factores de la ecuación (3.1) se muestran en la Tabla 3.9. En el caso de las paredes y ventanas, el factor *f* no forma parte de la ecuación ya que las máquinas y ductos no se instalan en paredes.

Tabla 3.9. Factores para *CLTD* en pared *NNO*.

Factor	Referencia
$CLTD = 32$	Tabla 3.9 (ASHRAE), Ladrillo de 4 pulgadas (Grupo D), Tabla 3.10 (ASHRAE) (Grupo D).
$LM = 0$	Tabla 3.12 (ASHRAE).
$K = 1$	Valor de notas en la Tabla 3.8 de la ASHRAE.
$(78 - TR) = 5$	Tabla 3.7
$(T_o - 85) = -35.52$	Donde el valor de T_o es el mismo valor utilizado para el cálculo de cargas en el techo.

(Fuente: propia)

Por lo tanto, se puede determinar la diferencia de temperaturas de cargas de enfriamiento (*CLTD*) para este caso como se muestra a continuación,

$$CLTD_{corr} = [(32 + 0) * 1 + (5) + (-35.52)] = 1.48 \text{ [}^\circ\text{F]}$$

- Carga de enfriamiento a través de la pared *NNO*.

Una vez obtenido el *CLTD*, se puede determinar la carga térmica a través de la pared,

$$q = 0.408 \left[\frac{\text{BTU}}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \right] * 62.53 \text{ [ft}^2\text{]} * 1.48 \text{ [}^\circ\text{F]} = 37.75 \left[\frac{\text{BTU}}{h} \right]$$

c. *Carga térmica en ventana externa*

Al igual que en los casos anteriores, la ecuación para calcular la carga térmica en ventanas externas está descrita en la Tabla 2.8. En concordancia con el plano, esta ventana está ubicada en la dirección *NNO*; esta información será útil para determinar la diferencia total de temperaturas por cargas de enfriamiento.

- Coeficiente global de transferencia de calor

Como en los casos anteriores, el coeficiente global de transferencia de calor (*U*) para ventanas fue tabulado por la ASHRAE en las Tablas 3.14A y 3.14B. La Tabla 3.10 muestra la forma de determinar el coeficiente *U* para la ventana externa combinando los factores de las tablas de la ASHRAE ya mencionadas.

Tabla 3.10. Coeficiente global de transferencia de calor. Ventana *NNO*.

Coeficiente global de transferencia de calor
$U = 0.55 \left[\frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F} \right] * 1.2 = 0.66 \left[\frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F} \right]$
Área
$A = 25.46 \text{ [ft}^2\text{]}$

(Fuente: propia)

- Diferencia de temperaturas de cargas de enfriamiento (*CLTD*)

La Tabla 3.11 muestra los factores requeridos para reemplazar en la ecuación (3.1.) tomando en cuenta la observación sobre el factor *f* hecha en secciones anteriores.

Tabla 3.11. Factores para *CLTD* ventana *NNO*.

Factor	Referencia
<i>CLTD</i> = 14	Tabla 3.23 ASHRAE.
$(78 - TR) = 5$	Tabla 3.7
$(T_o - 85) = 0$	Se cumplen rangos de tabla 3.23 ASHRAE, por lo tanto, es cero.

(Fuente: propia)

Por lo tanto, se puede obtener el coeficiente *CLTD* como,

$$CLTD_{corr} = [14 + (5) + (0)] = 19 \text{ } [^\circ F]$$

- Carga de enfriamiento por conducción a través de la ventana *NNO*.

Una vez obtenido el CLTD, se puede determinar la carga térmica por conducción a través de la ventana,

$$q = 0.66 \left[\frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F} \right] * 25.46 [\text{ft}^2] * 19 [^\circ F] = 319.26 \left[\frac{BTU}{h} \right]$$

- Carga de radiación solar a través de la ventana *NNO*.

La carga térmica por radiación a través de ventanas se puede determinar con la ecuación de la Tabla 2.8. Los factores de esta ecuación están listados en la Tabla 3.12. Es necesario aclarar que todas las paredes son blancas, lo que provoca que la radiación sea reflejada por las paredes y absorbida por las ventanas.

Tabla 3.12. Factores para cálculo de carga por radiación.

Factor	Referencia
$A = 25.46 \text{ft}^2$	Planos arquitectónicos.
$SC = 0.82$	Tabla 3.18 ASHRAE con $h_o = 3$ debido a la velocidad del viento.
$SHGF_{max} = 37$	Tabla 3.26 ASHRAE.
$CLF = 0.82$	Tabla 3.28 ASHRAE con sombra interior.

(Fuente: propia)

Por consiguiente, se puede determinar la carga térmica por radiación como,

$$q = (25.46 [\text{ft}^2]) * (0.82) * (37) * (0.82) = 633.41 \left[\frac{BTU}{h} \right]$$

d. Cargas térmicas de paredes internas

La carga térmica de paredes internas se calcula utilizando la ecuación especificada en la Tabla 2.8. Para esta ecuación, dado que las paredes son del mismo material (gypsum), se toma el mismo coeficiente global de transferencia de calor. La resistencia R para calcular este coeficiente fue tomada de las configuraciones tabuladas por la ASHRAE en la Tabla 3.2F [12].

$$U = \frac{1}{3.81} = 0.262$$

El área de cada pared sale del cálculo en base a las dimensiones del plano. Estas áreas se muestran en la Tabla 3.13. Según su orientación (ver Figura 3.4.).

Tabla 3.13. áreas de paredes internas.

Orientación	Área [ft ²]
SSE	48.27
ENE	90.41
NNO	29.38
OSO	48.44

(Fuente: propia)

- Diferencia de temperaturas de diseño (TD)

La diferencia de temperaturas de diseño (TD) se puede determinar utilizando la siguiente relación,

$$TD = (T. ext - T. int), \quad (3.3.)$$

Donde; T_{ext} es la temperatura del edificio, T_{int} es la temperatura del espacio a acondicionar.

Dado que los valores de temperatura externa e interna (Tabla 3.3.) son iguales para todas las paredes, el valor de TD es el mismo para todas de modo que,

$$TD = (T. ext - T. int) = (78.8 - 73.4) = 5.4 [^{\circ}F]$$

- Carga térmica de paredes internas

Una vez determinados los factores de la ecuación en la Tabla 2.8., se puede obtener la carga térmica de cada pared como se muestra en el siguiente ejemplo de cálculo donde se determina la carga térmica para la pared con orientación SSE.

$$q = U * A * TD = 0.262 * 48.27 * 5.4 = 68.29 \left[\frac{BTU}{h} \right]$$

La Tabla 3.14. muestra las cargas térmicas obtenidas para las otras paredes.

Tabla 3.14. cargas térmicas de paredes internas para verano.

Orientación	q (BTU/h)
ENE	127.91
NNO	41.56
OSO	68.532

(Fuente: propia)

e. Cargas térmicas de ventanas internas

El cálculo de ventanas internas utiliza las ecuaciones en la Tabla 2.8. Las ventanas internas tienen la misma orientación que las paredes internas (Ver Tabla 3.13).

- Coeficiente global de transferencia de calor

Como en los casos anteriores, el coeficiente global de transferencia de calor (U) para ventanas fue tabulado por la ASHRAE en la Tabla 3.14A. La Tabla 3.15 muestra la forma de determinar el coeficiente U .

Tabla 3.15. Coeficiente global de transferencia de calor para la ventana interna SSE.

Coeficiente global de transferencia de calor (SSE)
$U = 0.55 \left[\frac{BTU}{ft^2 h ^\circ F} \right]$
Área
$A = 41.8393 [ft^2]$

(Fuente: propia)

- Diferencia de temperaturas de cargas de enfriamiento ($CLTD$)

La Tabla 3.16. muestra los factores requeridos para reemplazar en la ecuación (3.1.) tomando en cuenta la observación sobre el factor f hecha en secciones anteriores.

Tabla 3.16. Factores para CLTD ventana SSE.

Factor	Referencia
$CLTD = 14$	Tabla 3.23 ASHRAE.
$(78 - TR) = 5$	Tabla 3.7
$T_o = 78.8 - \frac{1}{2} * (85 - 78.8) = 75.7$ $T_o - 85 = -9.3$	Tabla 3.23 ASHRAE.

(Fuente: propia)

Por lo tanto, el factor CLTD puede calcularse como,

$$CLTD_{corr} = 14 + (5) + (-8.7) = 10.3 [^\circ F]$$

- Carga de enfriamiento por conducción a través de la ventana SSE.

Una vez obtenido el $CLTD$, se puede determinar la carga térmica por conducción a través de la ventana,

$$q = 0.66 \left[\frac{BTU}{h} \right] * 41.8393 [ft^2] * 10.3 [^\circ F] = 284.42 \left[\frac{BTU}{h} \right]$$

- Carga de radiación solar a través de la ventana SSE.

Como ya se había mencionado, la ecuación a utilizar está en la Tabla 2.8. Un ejemplo de cálculo se muestra a continuación. Una vez más es necesario aclarar que todas las paredes son blancas y esto permite que la radiación incida en las ventanas internas.

Tabla 3.17. Factores para ecuación.

Factor	Referencia
$A = 41.83 [ft^2]$	Planos arquitectónicos.
$SC = 0.82$	Tabla 3.18 ASHRAE con $h_o = 3$ debido a la velocidad del viento.
$SHGF = 41 \left[\frac{BTU}{h ft^2} \right]$	Tabla 3.26 ASHRAE.
$CLF = 0.81$	Tabla 3.28 ASHRAE con sombra interior.

(Fuente: propia)

Por lo tanto, la carga térmica por radiación será,

$$q = 41.8393 * 0.82 * 41 * 0.81 = 1138.83 \left[\frac{BTU}{h} \right]$$

En la Tabla 3.18., se muestran las cargas térmicas para las ventanas internas sobrantes.

Tabla 3.18. Cargas térmicas para ventanas internas.

Orientación	q (conducción) BTU/h	q (radiación) BTU/h
OSO	285.31	1214.17
SSE (Puerta)	204.88	820.75

(Fuente: propia)

f. Carga térmica por el piso

La carga térmica por el piso se calcula utilizando la ecuación especificada en la Tabla 2.8.

- Coeficiente global de transferencia de calor

Para el caso del piso, las resistencias térmicas de sus componentes se encuentran tabulados en las Tablas 32G y 3.1A de la ASHRAE. La determinación del coeficiente global de transferencia de calor se muestra en la Tabla 3.19.

Tabla 3.19. Coeficiente global de transferencia de calor.

Coeficiente global de transferencia de calor
<p>U: Tabla 32G Tabla 3.1 A para el cemento</p> $R(\text{concreto}) = 0.11 * 3.14 = 0.3464$ $R(\text{espacio del aire}) = 0.61$ $R(\text{lámina de metal}) = 0.47$ $R(\text{piso de cemento}) = 0.06$ $R(\text{baldosa}) = 0.05$ $U = \frac{1}{R} = \frac{1}{1.5364} = 0,6508 \left[\frac{BTU}{h ft^2 \text{ } ^\circ F} \right]$

(Fuente: propia)

- Carga térmica a través del piso

La Tabla 3.20. muestra el cálculo de la carga térmica debido al piso.

Tabla 3.20. Cálculo de carga térmica por el piso.

Área
$A = 141.15 [ft^2]$ (del plano arquitectónico)
Diferencia de temperaturas
$TD = 82.4 - 73.4 = 9[^\circ F]$ (En base a las condiciones de las Tablas 3.2 y 3.3. La temperatura externa se refiere al exterior del edificio)
Carga térmica
$q = 0,6508 \left[\frac{BTU}{h ft^2 \text{ } ^\circ F} \right] * 141.15 [ft^2] * 9[^\circ F] = 826.83 \left[\frac{BTU}{h} \right]$

(Fuente: propia)

- g. Carga térmica por las luces*

La carga térmica producida por las lámparas se calculará utilizando la ecuación de la Tabla 2.9. En la Tabla 3.21 se presenta la aplicación de esta ecuación.

Tabla 3.21. Carga térmica por luces.

Factores
$q_i = 60[W]$ (Potencia) $F_u = 1$ (Todas las lámparas prendidas al mismo tiempo) $F_s(\text{Tabla 4.1 ASHRAE}) = 1.2$ $CLF = 1$ (Todas las luces prendidas cuando el sistema está operando)
Carga térmica para una lámpara
$q(1 \text{ lámpara}) = 3.41 * 60 * 1 * 1.2 * 1 = 245.52 \left[\frac{BTU}{h} \right]$
Carga térmica para las cuatro lámparas instaladas
$q(4 \text{ lámparas}) = 982.08 \left[\frac{BTU}{h} \right]$

(Fuente: propia)

h. Carga térmica debido a personas

La carga térmica debido a las personas se determina con las ecuaciones de la Tabla 2.9. En este caso, el espacio a acondicionar va a ser ocupado por tres personas. De acuerdo con su posición y su jornada de trabajo se determinan los factores basándose en las tablas de la ASHRAE. El cálculo de esta carga se muestra en la Tabla 3.22.

Tabla 3.22. Carga térmica debido a personas.

Calor sensible
$q_s = \frac{q_s}{\text{personas}} * \# \text{ personas} * CLF$ $\frac{q_s}{\text{personas}} (\text{Tabla 4.5 ASHRAE Light bench work.}) = 345 \left[\frac{BTU}{h} \right]$ $CLF(\text{sistema no opera 24 horas}) = 1$ $q_s = 345 \left[\frac{BTU}{h} \right] * 3 * 1 = 1035 \left[\frac{BTU}{h} \right]$
Calor latente
$q_l = \frac{q_l}{\text{personas}} * \# \text{ personas}$ $\frac{q_l}{\text{personas}} (\text{Tabla 4.5 ASHRAE Light bench work.}) = 435 \left[\frac{BTU}{h} \right]$ $q_l = 435 \left[\frac{BTU}{h} \right] * 3 = 1305 \left[\frac{BTU}{h} \right]$

(Fuente: propia)

i. Carga térmica debido a equipos

La carga térmica debido a equipos se determina usando las ecuaciones de la Tabla 2.9. En el espacio a acondicionar se tiene un computador y una impresora. Los factores útiles para el cálculo se encuentran tabulados por la ASHRAE y el cálculo de la carga térmica se muestra en la Tabla 3.23.

Tabla 3.23. Carga debido a equipos.

Calor sensible
$qs = Cs * qt * CLF$ $Cs \text{ (Tabla 4.7 ASHRAE funciona con electricidad)} = 0.16$ $qt \text{ (Tabla 8 Cap 18.12 ASHRAE FUNDAMENTALS 2009)} = 1200[W] = 4094.56 \left[\frac{BTU}{h} \right]$ $CLF = 1$ $qs \text{ (para 1 equipo)} = 0.16 * 4094.56 \left[\frac{BTU}{h} \right] * 1 = 655.13 \left[\frac{BTU}{h} \right]$ $qs \text{ (para 2 equipos)} = 1310.26 \left[\frac{BTU}{h} \right]$
Calor latente
$ql = Cl * ql$ $Cl = 0$ $ql = 0 \left[\frac{BTU}{h} \right]$

(Fuente: propia)

j. Carga térmica debido a infiltraciones

Las infiltraciones pueden calcularse utilizando las ecuaciones en la Tabla 2.10. Para este proyecto, se analizarán dos mecanismos de infiltración: a través de la puerta, a través de las rejillas. (Debido al área, se asume la existencia de un mínimo de 5 rejillas: 3 de inyección y 2 de retorno). Los cálculos de cargas térmicas debido a infiltraciones se muestran en la Tabla 3.24. Los valores de humedad para las condiciones dadas fueron determinados utilizando la carta psicrométrica.

Tabla 3.24. Cargas térmicas por infiltraciones.

Puerta	
Calor sensible	Calor latente
$qs = 1.1 * \Delta t * SCFM$ $\Delta t = 78.8 - 73.4 = 4.6^{\circ}F$ $SCFM = Q = A * V$	$ql = 4840 * \Delta w * SCFM$ $w \text{ (fuera)} = 0.00872 \left[\frac{lb \text{ aire seco}}{lb \text{ agua}} \right]$

<p>[Se considera una pérdida del 75% de la velocidad]</p> $Q = 30.14 [ft^2] * (0.25 * 49.2126) \left[\frac{ft}{min} \right]$ $= 370.82 [cfm]$ $qs = 1.1 * 4.6 [^{\circ}F] * 370.82 [cfm]$ $= 1876.35 \left[\frac{BTU}{h} \right]$ <p>[1 vez que se abre la puerta]</p> $qs = 1876.35 \left[\frac{BTU}{h} \right] * \frac{12}{8}$ $= 2814.52 \left[\frac{BTU}{h} \right]$ <p>[12 veces se abre la puerta en 8 horas]</p>	$w (dentro) = 0.01237 \left[\frac{lb \text{ aire seco}}{lb \text{ agua}} \right]$ $\Delta w = 0.01237 - 0.00872$ $= 3.65 \times 10^{-3} \left[\frac{lb \text{ aire seco}}{lb \text{ agua}} \right]$ $ql = 4840 * 3.65 \times 10^{-3} \left[\frac{lb \text{ aire seco}}{lb \text{ agua}} \right]$ $* 370.182 [cfm] = 6539.63 \left[\frac{BTU}{h} \right]$ $ql = 6539.63 \left[\frac{BTU}{h} \right] * \frac{12}{8}$ $= 9809.45 \left[\frac{BTU}{h} \right]$ <p>[12 veces se abre la puerta en 8 horas]</p>
Rejillas	
Calor sensible	Calor latente
$qs = 1.1 * \Delta t * SCFM$ $\Delta t = 82.4 - 73.4 = 9 [^{\circ}F]$ $SCFM = Q = A * V$ <p>[Se considera una pérdida del 96% de la velocidad]</p> $Q = 0.026 [ft^2] * (0.04 * 49.2126) \left[\frac{ft}{min} \right]$ $= 0.051 [cfm]$ $qs = 1.1 * 9 [^{\circ}F] * 0.051 [cfm]$ $= 0.5049 \left[\frac{BTU}{h} \right]$ <p>[1 vez que se abre la puerta]</p> $qs(1 \text{ rejilla}) = 0.5049 \left[\frac{BTU}{h} \right] * \frac{12}{8}$ $= 0.7573 \left[\frac{BTU}{h} \right]$ <p>[12 veces se abre la puerta en 8 horas]</p> $qs(5 \text{ rejillas}) = 3.6865 \left[\frac{BTU}{h} \right]$	$ql = 4840 * \Delta w * SCFM$ $w (fuera) = 0.02093 \left[\frac{lb \text{ aire seco}}{lb \text{ agua}} \right]$ $w (dentro) = 0.01237 \left[\frac{lb \text{ aire seco}}{lb \text{ agua}} \right]$ $\Delta w = 0.02093 - 0.01237$ $= 8.56 \times 10^{-3} \left[\frac{lb \text{ aire seco}}{lb \text{ agua}} \right]$ $ql = 4840 * 8.56 \times 10^{-3} \left[\frac{lb \text{ aire seco}}{lb \text{ agua}} \right]$ $* 0.051 [cfm] = 2.11 \left[\frac{BTU}{h} \right]$ $ql(1 \text{ rejilla}) = 2.11 \left[\frac{BTU}{h} \right] * \frac{12}{8}$ $= 3.165 \left[\frac{BTU}{h} \right]$ <p>[12 veces se abre la puerta en 8 horas]</p> $ql(5 \text{ rejillas}) = 15.825 \left[\frac{BTU}{h} \right]$

(Fuente: propia)

3.2.2. Cargas térmicas en invierno

Las cargas térmicas de invierno se determinan de la misma forma que se muestra en la sección anterior, usando las ecuaciones correspondientes para cada tipo de carga en la Tabla 2.11. Además, se usarán las condiciones planteadas en las Tablas 3.2 y 3.3.

a. Carga térmica del techo

Los resultados del cálculo de la carga térmica del techo, así como su justificación se muestran ordenadamente en las tablas de esta sección.

- Coeficiente global de transferencia de calor

La Tabla 3.25. muestra el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor, siguiendo la secuencia mencionada en la Sección 3.2.1. Apartado a.

Tabla 3.25. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

Coeficiente global de transferencia de calor (ver Figura 3.2)		
Para R1		
Consideraciones	Longitud característica y números a-dimensionales	Cálculo de coeficiente de convección y R1
<p>$T = 285.35 [K] (7.2[°C])$ Propiedades del aire @ 285.35 [K] $\rho = 1.2529 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ $\mu(x10^{-7}) = 174.77 \left[\frac{Ns}{m^2} \right]$ $Pr = 0.712$ $k(x10^3) = 24.728 \left[\frac{W}{m K} \right]$ Velocidad del viento (U) = 2.1 [Km/h] = 0.58 [m/s]</p>	<p>Longitud característica $Lc = \frac{A}{P}$ $= \frac{13,588}{(2 * (3.16) + (2 * (4.3)))}$ $= 0.911 [m]$</p> <p>Número de Reynolds $Re = \frac{\rho * U * Lc}{\mu}$ $= \frac{1.2529 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 0.58 \left[\frac{m}{s} \right] * 0.911 [m]}{174.77x10^{-7} \left[\frac{Ns}{m^2} \right]}$ $= 34125.62 (Laminar)$</p> <p>Número de Nusselt $Nu = 0.664 * Re^{\frac{1}{2}} * Pr^{\frac{1}{3}}$ $= 0.664 * (34125.62)^{\frac{1}{2}}$</p>	$h = \frac{Nu * k}{L}$ $= \frac{109.53 * 0.024728}{0.911}$ $= 2.97 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$ $R1 = \frac{1}{h} = \frac{1}{4.3}$ $= 0.33 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$

	$* (0.712)^{\frac{1}{3}} = 109.53$	
Para R2		
$k(\text{zinc}) = 110.02 \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$ $R2 = \frac{L}{k} = \frac{0.15 \times 10^{-3} [m]}{110.02 \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]} = 1.36 \times 10^{-6} \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$		
Para R3 y R4		
$h = 5 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$ $R3 = \frac{1}{h} = \frac{1}{5 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]} = 0.2 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$ $R3 = R4 = 0.2 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$		
Para R5		
$k(\text{gypsum}) = 0.7 \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$ $R5 = \frac{L}{k} = \frac{12.7 \times 10^{-3} [m]}{0.7 \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]} = 0.018 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$		
Para R6		
Consideraciones	Longitud característica y números a-dimensionales	Cálculo de coeficiente de convección y R6
$T = 296.15 [K] (23[^\circ C])$ Propiedades del aire @ 301.15 [K] $\rho = 1.18 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ $\mu (x10^{-7}) = 182.67 \left[\frac{Ns}{m^2} \right]$	Longitud característica $Lc = \frac{A}{P} = \frac{13.14 [m^2]}{14.62 [m]} = 0.9 [m]$ Número de Reynolds $Re = \frac{\rho * U * Lc}{\mu}$	$h = \frac{Nu * k}{L}$ $= \frac{71.35 * 0.026 \left[\frac{W}{m K} \right]}{0.9 [m]}$ $= 2.06 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$

$Pr = 0.708$ $k(x10^3) = 26 \left[\frac{W}{m K} \right]$ Velocidad del viento (U) $= 0.25 [m/s]$	$= \frac{1.18 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 0.25 \left[\frac{m}{s} \right] * 0.9[m]}{182.67 \left[\frac{Ns}{m^2} \right]}$ $= 14534.01 \text{ (Laminar)}$ Número de Nusselt $Nu = 0.664 * Re^{\frac{1}{2}} * Pr^{\frac{1}{3}}$ $= 0.664 * (14534.01)^{\frac{1}{2}}$ $* (0.708)^{\frac{1}{3}} = 71.35$	$R6 = \frac{1}{h} = \frac{1}{2.06}$ $= 0.48 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$
Resistencia total		
$Rt = (R1 + R2 + R3) + (R4 + R5 + R6) * \left(\frac{Area Gypsum}{Area Zinc} \right)$ $Rt = \left(0.53 \left[\frac{m^2 K}{W} \right] \right) + \left(0.432 \left[\frac{m^2 K}{W} \right] \right) * \left(\frac{13.114[m^2]}{13.588[m^2]} \right) = 0.94 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$ $U = \frac{1}{Rt} = \frac{1}{0.94 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]} = 1.05 \left[\frac{W}{m^2 K} \right] = 0.18 \left[\frac{BTU}{h ft^2 \text{ } ^\circ F} \right]$		

(Fuente: propia)

- Carga térmica de calentamiento en techo

La Tabla 3.26. muestra el cálculo de la carga de calentamiento para el techo usando la ecuación detallada en la Tabla 2.11.

Tabla 3.26. Carga térmica de calentamiento en techo.

Factores
$U = 0.07 \left[\frac{BTU}{h ft^2 \text{ } ^\circ F} \right]$ $A = 146.26 [ft^2]$ $TD = (44.96 - 73.4) [^\circ F] = -28.44 [^\circ F]$ (En base a las condiciones de la Tabla 3.2)
Carga térmica en techo
$q = 0.18 \left[\frac{BTU}{h ft^2 \text{ } ^\circ F} \right] * 146.26 [ft^2] * -28.44 [^\circ F] = -748.73 \left[\frac{BTU}{h} \right]$

(Fuente: propia)

b. Carga térmica de calentamiento para pared externa

La Tabla 3.27. muestra el cálculo de la carga térmica de calentamiento para paredes externas en base a la ecuación de la Tabla 2.11, siguiendo la secuencia mencionada en la Sección 3.2.1. apartado b.

Tabla 3.27. Cálculo de carga de calentamiento para pared externa.

Factores
$U = 0.408 \left[\frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F} \right]$ $A = 62.53 \text{ [ft}^2\text{]}$ $TD = (44.96 - 73.4) \text{ [}^\circ F\text{]} = -28.44 \text{ [}^\circ F\text{]}$ (En base a las condiciones de la Tabla 3.2)
Ecuación
$q = 0.408 \left[\frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F} \right] * 62.53 \text{ [ft}^2\text{]} * -28.44 \text{ [}^\circ F\text{]} = -725.66 \left[\frac{BTU}{h} \right]$

(Fuente: propia)

c. Carga de calentamiento por paredes internas

La Tabla 3.28 muestra el cálculo de las cargas térmicas para cada pared interna según su orientación (ver sección 3.2.1). Para este cálculo se utiliza la ecuación de la Tabla 2.11.

Tabla 3.28. Carga de calentamiento para paredes internas.

Coefficiente global de transferencia de calor				
Tabla 3.2 F ASHRAE se reemplaza concreto por gypsum				
$U = \frac{1}{3.81} = 0.262 \left[\frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F} \right]$				
Áreas de plano arquitectónico				
Orientación	SSE	ENE	NNO	OSO
Área (ft ²)	48.27	90.41	29.38	48.44
Diferencia de temperaturas (TD)				
$TD = (T. \text{ext} - T. \text{int}) = (69.8 - 73.4) = -3.6 \text{ [}^\circ F\text{]}$ Condiciones de Tabla 3.3				

Carga térmica	
Ejemplo de cálculo para la orientación SSE	
$q = U * A * TD = 0.262 \left[\frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F} \right] * 48.27 [\text{ft}^2] * -3.6 [^\circ F] = -42.52 \left[\frac{BTU}{h} \right]$	
Orientación	q [BTU/h]
ENE	-85.27
NNO	-27.71
OSO	-45.69

(Fuente: propia)

d. Carga térmica para ventana externa

La carga térmica para la ventana externa se puede calcular con la ecuación en la Tabla 2.11 para conducción y la ecuación en la Tabla 2.8 para radiación. La Tabla 3.29 muestra el cálculo de esta carga.

Tabla 3.29. Carga térmica para ventana externa NNO.

Carga térmica por conducción
$q = U * A * TD$ $U = 0.55 \left[\frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F} \right]$ <p>En base a sección 3.2.1.</p> $A = 25.46 [\text{ft}^2]$ <p>En base a plano arquitectónico</p> $TD = (44.96 - 73.4) [^\circ F] = -28.44 [^\circ F]$ <p>En base a condiciones de la Tabla 3.3</p> $q = 0.55 \left[\frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F} \right] * 25.46 [\text{ft}^2] * -28.44 [^\circ F] = -398.24 \left[\frac{BTU}{h} \right]$
Carga térmica por radiación
$q = A * SC * SHGF * CLF$ $A = 25.46 [\text{ft}^2]$ <p>De plano arquitectónico</p> $SC \text{ (Tabla 3.18ASHRAE)} = 0.82$ $SHGF = 30 \left[\frac{BTU}{h \text{ ft}^2} \right]$

(Tabla 3.26 ASHRAE con dirección NNO y Diciembre)

$$CLF = 0.82$$

(Tabla 3.28ASHRAE)

$$q = 25.46 [ft^2] * 0.82 * 30 \left[\frac{BTU}{h ft^2} \right] * 0.82 = 513.58 \left[\frac{BTU}{h} \right]$$

(Fuente: propia)

e. Carga térmica para ventanas internas

La carga térmica para las ventanas internas se puede calcular con la ecuación en la Tabla 2.11. para conducción y la ecuación en la Tabla 2.8 para radiación. La Tabla 3.30. muestra un ejemplo de cálculo de esta carga.

Tabla 3.30. Carga térmica para ventana interna SSE.

Carga térmica por conducción para ventana SSE	
$q = U * A * TD$	
U: (ver sección 3.2.1)	$U = 0.66 \left[\frac{BTU}{h ft^2 \text{ } ^\circ F} \right]$
Área:	$A = 41.8393 [ft^2]$
	$TD = (Text - Tint) = (69.8 - 73.4) = -3.6 [^\circ F]$
	$q = 0.66 \left[\frac{BTU}{h ft^2 \text{ } ^\circ F} \right] * 41.8393 [ft^2] * 3.6 [^\circ F] = -99.41 \left[\frac{BTU}{h} \right]$
Carga térmica por radiación para ventana SSE	
	$q = A * SC * SHGF * CLF$
	$A = 41.83 [ft^2]$
	$SC = 0.82$
	(Tabla 3.18ASHRAE.)
	$SHGF = 37 \left[\frac{BTU}{h ft^2} \right]$
	(Tabla 3.26 ASHRAE. con dirección SSE y Diciembre)
	$CLF = 0.81$
	(Tabla 3.28ASHRAE)
	$q = 41.83 [ft^2] * 0.82 * 37 \left[\frac{BTU}{h ft^2} \right] * 0.81 = 1028.22 \left[\frac{BTU}{h} \right]$

(Fuente: propia)

La Tabla 3.31. muestra los resultados del cálculo de las cargas térmicas para las demás ventanas internas.

Tabla 3.31. Cargas térmicas para ventanas internas.

Orientación	q (conducción) [BTU/h]	q (radiación) [BTU/h]
OSO	-99.74	983.12
SSE (Puerta)	-71.61	740.67

(Fuente: propia)

f. Carga térmica de calentamiento para el piso

La carga térmica por el piso se calcula utilizando la ecuación especificada en la Tabla 2.8. La Tabla 3.32. muestra el cálculo de la carga térmica a través del piso.

Tabla 3.32. Carga térmica a través del piso.

Ecuación original
$q = U * A * TD$
Factores
Coeficiente global de transferencia de calor:
$R(\text{concreto}) = 0.11 * 3.14 = 0.3464$
$R(\text{espacio del aire}) = 0.61$
$R(\text{lámina de metal}) = 0.47$
$R(\text{piso de cemento}) = 0.06$
$R(\text{baldosa}) = 0.05$
$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{1.5364} = 0,6508 \left[\frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F} \right]$
$A = 141.15 [\text{ft}^2]$
$TD = 44.96 - 73.4 = -28.44$
Carga térmica
$q = 0,6508 \left[\frac{BTU}{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ F} \right] * 141.15 [\text{ft}^2] * -28.44 [^\circ F] = -2436.68 \left[\frac{BTU}{h} \right]$

(Fuente: propia)

g. Carga térmica por luces, personas y equipos

Dado que las ecuaciones utilizadas para determinar estas cargas no dependen de la temperatura. Los valores de carga térmica para luces, personas y equipos son las mismas para verano e invierno. La Tabla 3.33. muestra las cargas térmicas para luces, personas y equipos que serán consideradas en invierno.

Tabla 3.33. Cargas térmicas para luces, personas y equipos.

Tipo de carga	Valor
Luces	$q (4 \text{ lámparas}) = 982.08 \left[\frac{BTU}{h} \right]$
Personas	$qs = 1035 \left[\frac{BTU}{h} \right]$
	$ql = 1305 \left[\frac{BTU}{h} \right]$
Equipos	$qs (\text{para } 2 \text{ equipos}) = 1310.26 \left[\frac{BTU}{h} \right]$
	$ql = 0 \left[\frac{BTU}{h} \right]$

(Fuente: propia)

h. Carga térmica por infiltraciones de aire

Las infiltraciones pueden calcularse utilizando las ecuaciones en la Tabla 2.10. Los cálculos de cargas térmicas debido a infiltraciones se muestran en la Tabla 3.34. Los valores de humedad para las condiciones dadas fueron determinados utilizando la carta psicrométrica.

Tabla 3.34. Cargas térmicas por infiltraciones.

Puerta	
Calor sensible	Calor latente
$qs = 1.08 * SCFM * TD$ $TD = 69.8 - 73.4 = -3.6 [^{\circ}F]$ $SCFM = Q = A * V$ [Se considera una pérdida del 75% de la velocidad] $Q = 30.14 [ft^2] * (0.25 * 49.2126) \left[\frac{ft}{min} \right]$ $= 370.82 [cfm]$ $qs = 1.1 * -3.6 ^{\circ}F * 370.82 [cfm]$ $= -1441.75 \left[\frac{BTU}{h} \right]$ [1 vez que se abre la puerta] $qs = -1441.75 \left[\frac{BTU}{h} \right] * \frac{12}{8}$ $= -2162.62 \left[\frac{BTU}{h} \right]$ [12 veces se abre la puerta en 8 horas]	$ql = 4840 * \Delta w * SCFM$ $w (\text{fuera}) = 0.00642 \left[\frac{lb \text{ aire seco}}{lb \text{ agua}} \right]$ $w (\text{dentro}) = 0.01237 \left[\frac{lb \text{ aire seco}}{lb \text{ agua}} \right]$ $\Delta w = 0.00642 - 0.01237$ $= -5.95 \times 10^{-3} \left[\frac{lb \text{ aire seco}}{lb \text{ agua}} \right]$ $ql = 4840 * -5.95 \times 10^{-3} \left[\frac{lb \text{ aire seco}}{lb \text{ agua}} \right]$ $* 370.82 cfm = -10678.87 \left[\frac{BTU}{h} \right]$ $ql = -10678.87 \left[\frac{BTU}{h} \right] * \frac{12}{8}$ $= -16018.31 \left[\frac{BTU}{h} \right]$ [12 veces se abre la puerta en 8 horas]

Rejillas	
Calor sensible	Calor latente
$qs = 1.08 * TD * SCFM$ $TD = 44.96 - 73.4 = -28.44[{}^{\circ}F]$ $SCFM = Q = A * V$ <p style="text-align: center;"><i>[Se considera una pérdida del 96% de la velocidad]</i></p> $Q = 0.026[ft^2] * (0.04 * 49.2126) \left[\frac{ft}{min} \right]$ $= 0.051[cfm]$ $qs = 1.08 * -28.44[{}^{\circ}F] * 0.051[cfm]$ $= -1.57 \left[\frac{BTU}{h} \right]$ <p style="text-align: center;"><i>[1 vez que se abre la puerta]</i></p> $qs(1 \text{ rejilla}) = -1.57 \left[\frac{BTU}{h} \right] * \frac{12}{8}$ $= -2.35 \left[\frac{BTU}{h} \right]$ <p style="text-align: center;"><i>[12 veces se abre la puerta en 8 horas]</i></p> $qs(5 \text{ rejilla}) = -11.75 \left[\frac{BTU}{h} \right]$	$ql = 4840 * \Delta w * SCFM$ $w \text{ (fuera)} = 0.00682 \left[\frac{lb \text{ aire seco}}{lb \text{ agua}} \right]$ $w \text{ (dentro)} = 0.01237 \left[\frac{lb \text{ aire seco}}{lb \text{ agua}} \right]$ $\Delta w = 0.00682 - 0.01237$ $= -5.55 \times 10^{-3} \left[\frac{lb \text{ aire seco}}{lb \text{ agua}} \right]$ $SCFM = Q = A * V$ <p style="text-align: center;"><i>[Se considera una pérdida del 96% de la velocidad]</i></p> $Q = 0.026[ft^2] * (0.04 * 49.2126) \left[\frac{ft}{min} \right]$ $= 0.051[cfm]$ $ql = 4840 * -5.55 \times 10^{-3} \left[\frac{lb \text{ aire seco}}{lb \text{ agua}} \right]$ $* 0.051[cfm] = -1.37 \left[\frac{BTU}{h} \right]$ $ql(1 \text{ rejilla}) = -1.37 \left[\frac{BTU}{h} \right] * \frac{12}{8}$ $= -2.054 \left[\frac{BTU}{h} \right]$ <p style="text-align: center;"><i>[12 veces se abre la puerta en 8 horas]</i></p> $ql(5 \text{ rejillas}) = -10.27 \left[\frac{BTU}{h} \right]$

(Fuente: propia)

3.2.3. Resumen de cargas térmicas

Una vez calculadas las cargas térmicas según la época del año y el tipo de carga, es necesario hacer un resumen que facilite sumar estas cargas y determinar la carga total. La Tabla 3.35. muestra un resumen de los resultados obtenidos.

Tabla 3.35. Resumen de cargas térmicas.

Tipo de carga		Verano [BTU/h]	Invierno [BTU/h]
Techo		$q = 328.12$	$q = -748.73$
Pared Externa		$q = 37.75$	$q = -725.66$
Paredes internas	SSE	$q = 68.29$	$q = -42.52$
	ENE	$q = 127.91$	$q = -85.27$
	NNO	$q = 41.56$	$q = -27.71$
	OSO	$q = 68.532$	$q = -45.69$
Ventana Externa (Conducción)		$q = 319.26$	$q = -398.24$
Ventana Externa (Radiación)		$q = 633.41$	$q = 513.54$
Ventanas Internas (Conducción)	SSE	$q = 284.42$	$q = -99.41$
	OSO	$q = 285.31$	$q = -99.74$
	SSE (Puerta)	$q = 204.88$	$q = -71.61$
Ventanas Internas (Radiación)	SSE	$q = 1138.83$	$q = 1028.22$
	OSO	$q = 1214.17$	$q = 938.12$
	SSE (Puerta)	$q = 820.75$	$q = 740.67$
Piso		$q = 826.83$	$q = -2436.68$
Luces		$q = 982.08$	
Personas	Latente	$q = 1305$	
	Sensible	$q = 1035$	
Equipos	Latente	$q = 0$	
	Sensible	$q = 1310.26$	
Infiltraciones (Puerta)	Latente	$q = 9809.45$	$q = -16018.31$
	Sensible	$q = 2814.52$	$q = -2162.62$
Infiltraciones (Rejilla)	Latente	$q = 15.825$	$q = -10.27$
	Sensible	$q = 3.6865$	$q = -11.75$
Calor total		$q = 23675.84$	$q = -18077.06$

(Fuente: propia)

3.3. Procesos psicrométricos de climatización

Utilizando la metodología explicada en el capítulo anterior, se obtuvieron los siguientes resultados para verano e invierno.

3.3.1. Enfriamiento y deshumidificación (verano)

En esta sección se muestra el cálculo de la carga térmica generada por el proceso de enfriar y deshumidificar el aire en verano, partiendo de las condiciones iniciales mencionadas en secciones previas.

Gráficamente el proceso se muestra en la Figura 3.5, que es una representación de la carta psicrométrica obtenida de la ASHRAE para la altura a la que se encuentra el laboratorio.

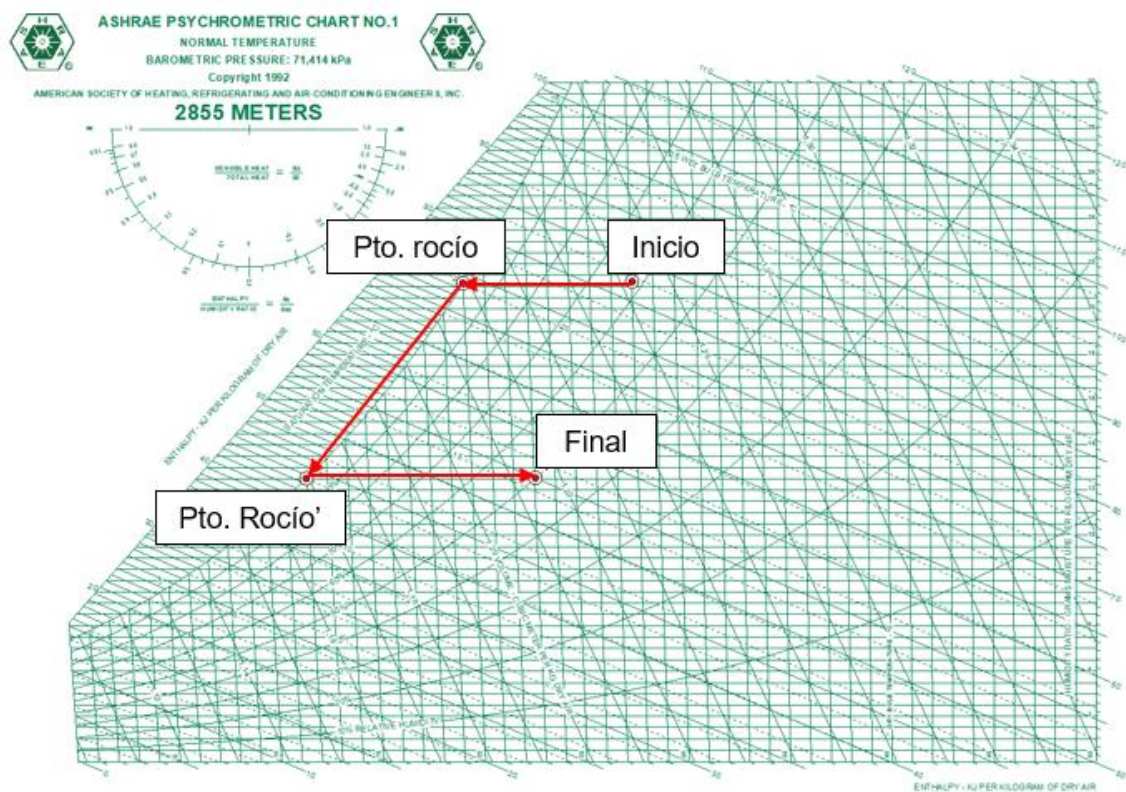


Figura 3.6. Proceso de enfriamiento y deshumidificación

(Fuente: [41])

Entonces se determina la carga térmica generada por el proceso como se muestra en la Tabla 3.36. a continuación.

Tabla 3.36. Cálculo de carga térmica debido al proceso en verano.

Condiciones iniciales
<p>Pto inicial: @82.4 [°F] (28[°C]), HR = 62[%], $w_1 = 0.02093 \left[\frac{lb \text{ aire seco}}{lb \text{ agua}} \right]$,</p> $h_1 = 42.68 \left[\frac{BTU}{lb} \right], v_1 = 20.01 \left[\frac{ft^3}{lb \text{ aire seco}} \right]$ <p>Pto rocío: @68.08 [°F] (20[°C]), $h = 39.43 \frac{BTU}{lb}$</p> <p>Pto final: @73.4 [°F] (23[°C]), HR = 50[%], $w_2 = 0.01254 \left[\frac{lb \text{ aire seco}}{lb \text{ agua}} \right]$,</p> $h_2 = 31.36 \left[\frac{BTU}{lb} \right], v_2 = 19.44 \left[\frac{ft^3}{lb \text{ aire seco}} \right]$
Cálculo de carga térmica
$\dot{Q}_{sal} = \dot{m}a * (h_1 - h_2) - \dot{m}w * hw$ $\dot{m}w = \dot{m}a * (w_1 - w_2)$ $\dot{m}a = \frac{\dot{v}_1}{v_1} = \frac{1600[cfm]}{20.01 \left[\frac{ft^3}{lb \text{ aire seco}} \right]} = 79.92 \left[\frac{lb}{min} \right]$ $\dot{m}w = 79.92 \left[\frac{lb}{min} \right] * (0.02093 - 0.01254) = 0.6905 \left[\frac{lb}{min} \right]$ $\dot{Q}_{sal} = \left[79.92 \left[\frac{lb}{min} \right] * (42.68 - 31.36) \left[\frac{BTU}{lb} \right] \right] - \left[0.6905 \left[\frac{lb}{min} \right] * 39.43 \left[\frac{BTU}{lb} \right] \right]$ $= 886.24 \left[\frac{BTU}{h} \right]$

(Fuente: propia)

3.3.2. Calentamiento y humidificación

En esta sección se muestra el cálculo de la carga térmica generada por el proceso de calentar y humidificar el aire en invierno, partiendo de las condiciones iniciales mencionadas en secciones previas.

Gráficamente el proceso se muestra en la Figura 3.6, que es una representación de la carta psicrométrica obtenida de la ASHRAE para la altura a la que se encuentra el laboratorio.

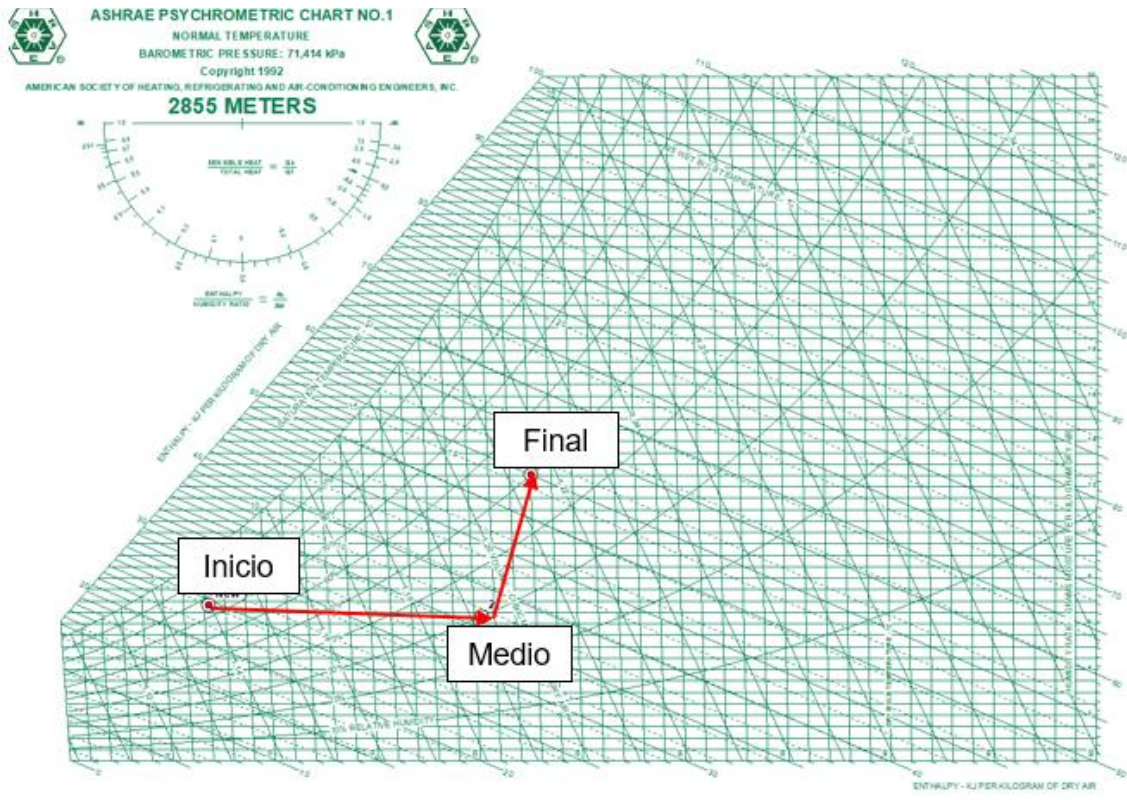


Figura 3.7. Proceso de calentamiento y humidificación

(Fuente: [41])

Entonces se determina la carga térmica generada por el proceso como se muestra en la Tabla 3.37. a continuación.

Tabla 3.37. Cálculo de carga térmica en invierno.

Condiciones iniciales
<p>Pto inicial @44.96[°F] (7[°C]): $HR = 76[\%]; v1 = 18.1 \left[\frac{ft^3}{min} \right];$</p> <p>$w1 = 0.00678 \left[\frac{lb\ agua}{lb\ aire\ seco} \right]; h1 = 18.15 \left[\frac{Btu}{lb} \right]$</p> <p>Pto medio @68.5[°F] (20.3[°C]): $HR = 30[\%], h2 = 23.31 \left[\frac{Btu}{lb} \right]$</p> <p>Pto final @73.4[°F] (23[°C]): $HR = 50[\%],$</p>
Cálculo de carga térmica
$m_{ia} = \frac{v1}{v1} = \frac{1500 \left[\frac{pie^3}{min} \right]}{18.1 \left[\frac{pie^3}{lb\ aire\ seco} \right]} = 82.87 \left[\frac{lb}{min} \right]$

$$q = m \dot{a} * (h_1 - h_2) = 82.87 \left[\frac{lb}{min} \right] * (18.15 - 23.31) \left[\frac{btu}{lb} \right] = -427.7 \left[\frac{Btu}{min} \right]$$

$$= -25662 \left[\frac{BTU}{h} \right]$$

(Fuente: propia)

3.4. Selección preliminar de equipos y carga térmica total

De lo mencionado anteriormente, es necesario que se determine la carga térmica total para poder realizar una selección preliminar de equipos y así continuar con el diseño del sistema de climatización [42]. La carga térmica total para el verano y para el invierno se muestra en la Tabla 3.38.

Tabla 3.38. Resultados de carga térmica total.

Época del año	Carga sensible total	Carga latente total	Carga térmica del proceso	Carga térmica total
Verano	$q = 12545.57$	$q = 11130.27$	$q = 886.24$	$q = 24562.08$
Invierno	$q = -1066.4$	$q = -17010.66$	$q = -25662$	$q = 43739.06$

(Fuente: propia)

De los resultados en la Tabla 3.38, se aproximan los valores totales a cifras cerradas, generalmente múltiplos de cinco, para poder determinar la carga nominal que el equipo (unidad de tratamiento de aire, UTA) debe manejar. Esto se muestra en la Tabla 3.39.

Tabla 3.39. Cargas nominales.

Época del año	Carga sensible total	Carga latente total	Carga térmica del proceso	Carga térmica total
Verano	$q = 15000$	$q = 10000$	$q = 1000$	$q = 26000$ ≈ 25000
Invierno	$q = 1000$	$q = 20000$	$q = 25000$	$q = 46000$ ≈ 50000

(Fuente: propia)

Tomando en cuenta los valores de la Tabla 3.39 y los requerimientos de tiempo para climatizar el laboratorio, se determina la capacidad nominal como se muestra en la Tabla 3.40.

Tabla 3.40. Capacidad nominal y rango de variación.

Condiciones de tiempo
<p>El gráfico muestra la evolución de la temperatura T en grados Celsius a lo largo del tiempo t en minutos. La temperatura comienza en 0°C y aumenta linealmente hasta alcanzar 23°C. Este tiempo de subida se denota como ts y está entre 15 y 20 minutos. Una vez alcanzados los 23°C, la temperatura no se estabiliza completamente, sino que oscila con un periodo de 5 minutos, lo que se indica como 'estabilización = 5 min'. Finalmente, la temperatura vuelve a estabilizarse en un nivel superior a 23°C.</p>
<p>Tiempo de recuperación luego de salir del rango permisible de variación de temperatura: 5 min.</p>
Cálculo de carga nominal
<p>La carga térmica total implica que en 1 hora se requiere compensar 25000 BTU en verano y 50000 BTU en invierno.</p> <p>Para un tiempo de subida de 20 minutos:</p> $q_{20min} = 25000 \text{ BTU en 1 hora} * 3 = 75000 \text{ BTU en 20 minutos}$ $q_{20min} = 50000 \text{ BTU en 1 hora} * 3 = 150000 \text{ BTU en 20 minutos}$ <p>De esto se ve que la carga nominal mayor se produce en invierno y significa que el sistema debe poder compensar 150000 BTU para poder climatizar el espacio en el tiempo determinado. Utilizando dos equipos de 60000 BTU y un banco de resistencias.</p>
Rango de variación de temperatura
<p>El tiempo de recuperación es 5 [min]. Por lo tanto:</p> $q_{5min} = \frac{60000[\text{BTU}] * 5[\text{min}]}{20[\text{min}]} = 15000 [\text{BTU}]$ $Q = m * Cp * \Delta T$ $15000 = \frac{V}{\rho} * Cp * \Delta T$

$$15000 = \frac{(25.62[m^3] = 904.76[ft^3])}{0.05166 \left[\frac{lb}{ft^3} \right]} * 0.240 \left[\frac{BTU}{lbm * R} \right] * \Delta T$$

$$\Delta T = 3.56 \approx 4^{\circ}F$$

$$\Delta T = 1.8\Delta T[{}^{\circ}C] \rightarrow \Delta T[{}^{\circ}C] = \frac{4}{1.8} = \pm 2[{}^{\circ}C]$$

(Fuente: propia)

Dados estos parámetros se escogió trabajar con un sistema compuesto de dos unidades manejadoras de aire (UTA) con capacidad de 60000 [BTU] (5 [Toneladas de refrigeración]) cada una para suplir la carga térmica total. El sistema funcionará con una UTA en verano y con dos UTA en invierno. Esto permite abaratar costos.

La empresa AC Climatización trabaja con la marca YORK en lo referente a unidades manejadoras de aire, por lo que del catálogo se ha tomado el modelo mostrado en la Tabla 3.41.

Tabla 3.41. Ficha técnica UTA.

Ficha técnica	
	

Model Number(s)	AHR60D3XH21
Brand	York
Category	Air Handlers
Ton	5.0 Ton
Blower Application	Multi-Position
Voltage	208/230V
Electrical Phase(s)	3
Amp(s)	15
Hertz (Hz)	60
Blower	Multi-Speed
Maximum CFM	1,870
Refrigerant Type	R-410A
Suction Valve Size (Inches)	7/8
Liquid Valve Size (Inches)	3/8
Height (Inches)	57
Width (Inches)	24 1/2
Total Shipping Weight (lbs.)	168
Parts Warranty (Years)	10
Compressor Warranty (Years)	10

(Fuente: [43])

Del mismo modo, este sistema requiere un condensador con la misma capacidad que la UTA. El condensador seleccionado y sus especificaciones se muestran en la Tabla 3.42.

Tabla 3.42. Ficha técnica condensador.



Model Number(s)	YCJF60S41S
Brand	York
Type	Air Conditioning
Category	Condensers
Ton	5.0 Ton
SEER	14.5
Cooling Btu	60,000
Cooling Stage(s)	1
Compressor Stage	Single
Voltage	208/230V
Electrical Phase(s)	1
Amp(s)	40
Hertz (Hz)	60
Decibel Level (dB)	70
Maximum CFM	3,700
Refrigerant Type	R-410A
Suction Valve Size (Inches)	1 1/8
Liquid Valve Size (Inches)	3/8
Height (Inches)	40
Width (Inches)	33 3/5
Total Shipping Weight (lbs.)	199
Parts Warranty (Years)	10
Compressor Warranty (Years)	10

(Fuente: [43])

3.5. Sistema de control

Para asegurar que el sistema funcione de manera adecuada y alcance los valores de temperatura y humedad deseados para cada prueba, es necesario implementar un sistema de control automático. En esta sección se tratarán los siguientes puntos:

- Selección del controlador
- Selección de los sensores

3.5.1. Selección del controlador

Dentro del sistema de control existen diferentes tipos, estos son:

- Control On/Off
- Control proporcional integral derivativo (PID)
- Control proporcional

Para el presente se selecciona un control proporcional integral derivativo (PID), este tipo de control trabaja con lazo cerrado o retroalimentado que permite calcular la desviación entre el valor de temperatura y humedad en el sensor de salida con los valores

deseados, de esta manera permite corregir dicho error. Además el controlador PID reacciona rápidamente a cambios bruscos en el sistema, de esta manera logra compensar las pérdidas de carga por infiltraciones especialmente la ocasionada por la puerta en la cámara de ambiente controlado.

El controlado PID permite controlar temperatura y humedad simultáneamente para actuar sobre el sistema.

3.6. Diseño de ductos

3.6.1. Caudal requerido

La demanda inicial que debe ser cubierta por el equipo se calcula en base a la ecuación (2.7.). El cálculo se muestra en la Tabla 3.43.

Tabla 3.43. Caudal de diseño.

Condiciones
$Q_2 = 1500 [cfm]$ (Condiciones Estándar) $P_2 = 101.325 [kPa]$ (Condiciones Estándar de confort térmico) $\rho_2 = 0.8342 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ (Condiciones Estándar de confort térmico) $\frac{D_1}{D_2} = 1$ (Ventiladores de iguales características) $P_1 = 71.412 [kPa]$ (Condiciones térmicas en invierno) $\rho_1 = 0.8841 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ (Condiciones térmicas en invierno)
Demanda de aire en CFM
$Q_1(diseño) = 1500[cfm] * (1)^2 * \left(\frac{71.412}{101.325} \right)^{\frac{1}{2}} * \left(\frac{0.8841}{0.8342} \right)^{\frac{1}{2}} = 1300 [cfm]$

(Fuente: propia)

3.6.2. Selección de rejillas

Para seleccionar las rejillas de suministro y retorno, se tiene que determinar la cantidad de rejillas requerida para inyectar aire y para extraerlo según sea necesario. El área teórica donde se distribuirán las rejillas de suministro es: 12[m²] (ver Figura 3.7.), como se describe en la metodología las rejillas cubren un área de 3.14[m²].

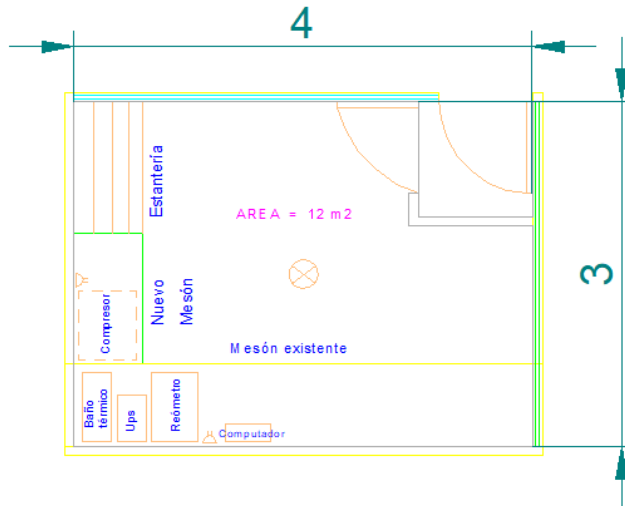


Figura 3.8. Área del laboratorio

(Fuente: propia)

Por lo tanto, la cantidad de rejillas de inyección se determina como

$$\#rejillas = \frac{12}{3.14} = 3.8 \approx 4 \text{ rejillas}$$

Para la selección de rejillas se debe tener un caudal de suministro para cada rejilla. El caudal de suministro es 1300 [cfm], este se debe distribuir en las 4 rejillas, por lo tanto

$$\text{Caudal en rejilla} = \frac{1300 \text{ cfm}}{4} = 325 \text{ [cfm]}$$

Considerando un nivel de ruido permisible bajo, por solicitud del cliente, se toma un valor de aceptación de ruido <25 NC, el valor más bajo de la Tabla 2.17. Con esta información se aproxima a un caudal de 350 [cfm] y se escoge una rejilla LCL de 4 vías de 14"x14". Ver Anexo II.

Tomando en cuenta que las rejillas deben ubicarse a una distancia mínima de 30 [cm] de cada pared, se redefine el área del laboratorio obteniéndose un área efectiva de distribución de aire en la Figura 3.8. Esto redefine el número de rejillas.

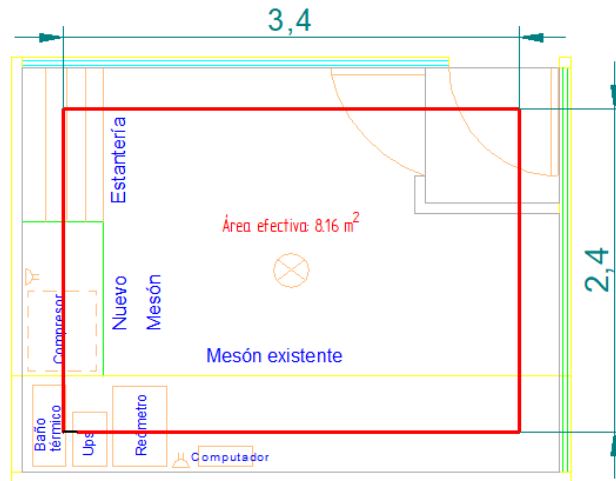


Figura 3.9. Área efectiva de distribución de aire

(Fuente: propia)

El área efectiva donde se distribuirán las rejillas de suministro es: 8.16 [m²], como se describe en la metodología las rejillas cubren un área de 3.14 [m²], por lo tanto

$$\#rejillas = \frac{8.16}{3.14} = 2.6 \approx 3 \text{ rejillas}$$

En base a este nuevo cálculo y al caudal suministrado por la rejilla seleccionada se obtiene el caudal de diseño.

$$Q_{suministro} = 3 \text{ rejillas} * 350 \text{ [cfm]} = 1050 \text{ [cfm]}$$

Para determinar el caudal de extracción, se considera el 80 [%] del caudal del suministro.

$$Q_{retorno} (\text{diseño}) = Q_{extraccion}(\text{diseño}) = 0.8 * 1050 = 840 \text{ [cfm]}$$

Con el caudal de retorno se determina el número de rejillas requeridas

$$\#rejillas = \frac{8.16}{3.14} = 2.6 \approx 3 \text{ rejillas (2 de retorno y 1 de extracción)}$$

Para las rejillas de retorno, con un valor de velocidad recomendable en las rejillas entre 300 y 500 [fpm] (Anexo III), se aproxima a un caudal de 395 [cfm] y se escoge una rejilla L-RA de 12"x12" (Anexo IV). De esto se determina el nuevo caudal de retorno.

$$Q_{retorno} = 395 * 2 = 790 \text{ [cfm]}$$

Para la rejilla de extracción, con un valor de velocidad en las rejillas entre 300 y 500 [fpm] (Anexo III), se aproxima a un caudal de 810 [cfm] y se escoge una rejilla L-RA de 22"x 22" (Anexo IV).

Nota: Se usará una rejilla de 20"x20", debido a que son las que comúnmente se encuentra en el mercado. El caudal de extracción corresponde al caudal de la rejilla de extracción.

$$Q_{extraccion} = 810 \text{ [cfm]}$$

3.6.3. Diagrama unifilar

Con los caudales de diseño y las consideraciones de la sección anterior se procede a realizar un diagrama unifilar que muestre la ubicación de las tomas de suministro y retorno. El diagrama unifilar para este caso se muestra en la Figura 3.9.

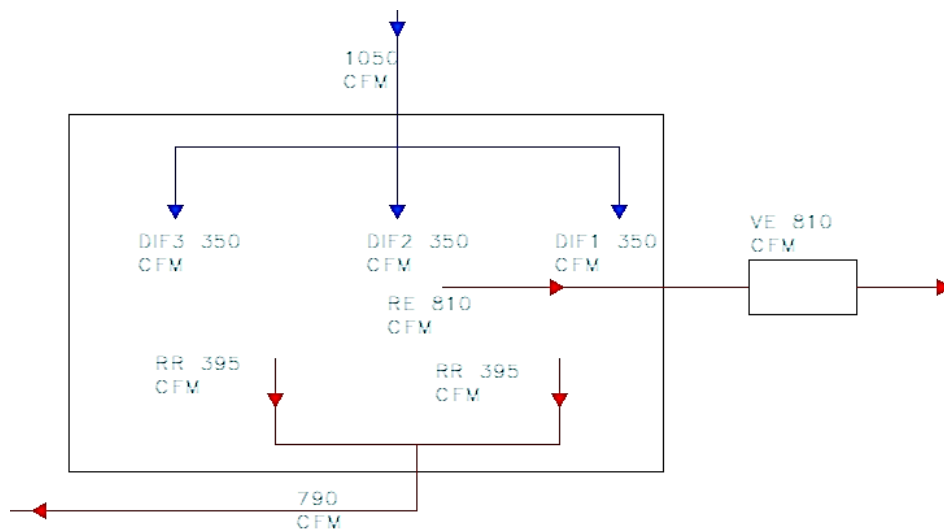


Figura 3.10. Diagrama unifilar, laboratorio de Pinturas Cóndor

(Fuente: propia)

3.6.4. Dimensionamiento de ductos

Como indica el diagrama unifilar el caudal de suministro es 1050 [cfm], con este dato a una pérdida de presión de 0.1 [pulg de H₂O /100 pies] se obtiene los siguientes datos del Anexo V.

- Pérdida de presión real por longitud de ducto: 0.06 [pulg de H₂O /100 pies]
- Velocidad del aire en el ducto: 800 [pies/min]
- Diámetro del ducto: 16 [in]

Al tener el diámetro del conducto se obtiene la dirección rectangular del conducto utilizando la tabla de equivalencias disponible en la ASHRAE. [13]

- Dirección rectangular: 10x22 [in], sin embargo, se debe cumplir una relación de ½ por lo que el resultado es 10x20 [in]

La longitud de los ductos para el suministro se obtiene de los planos arquitectónicos.

- Longitud de los ductos de suministro: 388.56 [in]

Además, se puede obtener la velocidad en el ducto y el área para calcular el caudal real de suministro.

$$Q = A * v$$

$$A = 20 * 10 = 200 [in^2] = 1.4 [ft^2]$$

$$v = 800 \left[\frac{ft}{min} \right]$$

$$Q = 1.4 * 800 \left[\frac{ft^3}{min} \right] = 1220 [cfm]$$

Finalmente, la pérdida de presión a lo largo del ducto es

$$\Delta p_j = 0.06 \left[\frac{pulg H_2O}{100ft} \right] * 29.83 [ft] = 1.78 [pulg H_2O]$$

3.6.4.1. Pérdidas por accesorios

Como indica el diagrama unifilar se necesitarán cuatro codos a 90°.

- Se obtiene la relación alto y ancho de los ductos

$$\frac{H}{W} = \frac{10}{20} = 0.5$$

- Coeficiente local de pérdida

$$C = C_p * K$$

$$C_p = 0.15 \text{ (Tabla CR3 – 1 Rectangular fittings Ashrae Fundamentals)}$$

$$K = 1 \text{ (Tabla CR3 – 1 Rectangular fittings Ashrae Fundamentals)}$$

$$C = 0.15 * 1 = 0.15$$

- La pérdida por carga es

$$\Delta p_j = C * \rho * \left(\frac{V}{1097}\right)^2 = 0.15 * 0.055 \left[\frac{lbm}{ft^3}\right] * \left(\frac{800 [pies/min]}{1097}\right)^2$$

$$\Delta p_j = 0.00438 \text{ [pulg de H}_2\text{O]} \text{ (Para 1 codo)}$$

$$\Delta p_j = 0.01752 \text{ [pulg de H}_2\text{O]} \text{ (Para 4 codos)}$$

A continuación, se detalla las pérdidas por accesorios en los ductos de suministro en la Tabla 3.44.

Tabla 3.44. Pérdidas por accesorios.

Accesorio	Cantidad	Pérdida unitaria [pulg H₂O]	Pérdida Total [pulg H₂O]
Codo a 90°	4	0.00438	0.01752
Codo a 45°	2	0.00263	0.00526
Pantalón a 90°	1	0.00819	0.00819
Dumper a 0°	2	0.00234	0.00468

(Fuente: propia)

Por lo tanto, la pérdida total en los ductos de suministro es

$$\Delta p_{j \text{ Total}} = 1.824 \text{ [pulg H}_2\text{O]}$$

En la Tabla 3.45., se detallan las pérdidas y demás parámetros obtenidos en el diseño de ductos de suministro.

Tabla 3.45. Resultados del diseño de ductos de suministro.

Tramo	Elemento del ducto	Caudal [cfm]	Diámetro equivalente ducto [in]	Dimensiones del ducto [in]	Velocidad [pies/min]	Longitud ducto [in]	Caudal real [cfm]	Pérdida de presión [pulg H2O]	Pérdida de presión total en el tramo [pulg H2O]	Peso [lb]	Peso total en el ducto [lb]
Suminsitro	Ducto	1050	16	20x10	800	388.56	1220	1.79	1.824	188	315
	Codos a 90°		--	--		--	--	0.01752		60	
	Codos a 45°		--	--		--	--	0.00526		30	
	Pantalón a 90°		--	--		--	--	0.00819		37	
	Damper a 0°		--	--		--	--	0.00468		--	

(Fuente: propia)

Utilizando el procedimiento descrito, se tienen los resultados para los ductos de retorno mostrados en la Tabla 3.46.

Tabla 3.46. Resultados de diseño de ductos de retorno.

Tramo	Elemento del ducto	Caudal [cfm]	Diámetro equivalente ducto	Dimensiones del ducto	Velocidad [pies/min]	Longitud ducto [in]	Caudal real [cfm]	Pérdida de presión [pulg H ₂ O]	Pérdida de presión total en el tramo [pulg H ₂ O]	Peso [lb]	Peso total en el ducto [lb]
Retorno	Ducto	1050	16	20x10	800	141	1220	0.705	0.72663	6	73
	Pantalón a 90°		--	--		--	--	0.00819		37	
	Codos a 90°		--	--		--	--	0.00876		30	
	Damper a 0°		--	--		--	--	0.00468		--	

(Fuente: propia)

Para calcular el peso total de los ductos se añade entre 15 [%] y 20 [%] en peso, por dobleces y desperdicios.

Peso total: 465.6 [lb] = 212 [kg]

3.6.5. Selección de equipos refinada

Una vez determinado el caudal real que circulará por el ducto, se verifica que el equipo seleccionado si cumpla con este requerimiento. En el caso del suministro, se requieren 1220 [cfm]. El equipo escogido tiene una capacidad de caudal máxima de 1870 [cfm]. Por lo tanto, se reafirma la selección:

- Marca: YORK
- Modelo: AHR60D3XH21
- Capacidad de carga térmica: 5 [TR]
- Caudal máximo: 1870 [cfm]

3.7. Calentador de aire

Para calentar el aire, en caso de ser necesario, se utilizará un banco de resistencias. El dimensionamiento de los parámetros básicos de este banco se hace en función de la carga térmica de invierno que la UTA no puede compensar (30000 BTU).

$$q = 30000 \left[\frac{BTU}{h} \right] * \frac{0.2931 [W]}{1 \left[\frac{BTU}{h} \right]} = 8793 [W] \approx 8.7 [kW]$$

$$qf = q * FS = 8.7 * 2 = 17.4 [kW] \approx 18 [kW]$$

La capacidad del banco de resistencias debe ser de 18 [kW], aplicando un factor de seguridad de 2. Considerando el efecto Joule definido con la ecuación (3.1.) se puede determinar el valor de las resistencias para el banco.

$$E = \frac{V^2}{R} * t \quad (3.1.)$$

Donde: E es la energía disipada en W, V es el voltaje que circula por las resistencias, R es la resistencia equivalente y t es el tiempo en el que se produce el efecto en segundos.

$$18000 = \frac{220^2}{R} * \left(20 [min] * \frac{60 [s]}{1 [min]} \right)$$

$$R = 3.2 [k\Omega] \approx 3.3 [k\Omega]$$

En base a valores comerciales, se determina que la capacidad del banco de resistencias debe tener una resistencia equivalente de 3.3 [kΩ]. [42]

Por lo tanto, se mandará a diseñar y construir un banco de resistencias cuya potencia sea 18 [kW] y su resistencia equivalente sea al menos 3.3 [kΩ].

3.8. Humidificador

Dado que este sistema controla la humedad, es necesario diseñar un humidificador que proporcione la cantidad de agua necesaria. Un humidificador es básicamente un serpentín de vapor instalado a lo largo del ducto que inyectará cierta cantidad de vapor de agua para humedecer el aire.

La cantidad de vapor de agua requerido ya fue calculada previamente en la determinación de la carga térmica generada por el proceso. Los resultados de este cálculo se muestran en la Tabla 3.47.

Tabla 3.47. Cantidad de agua para humidificador.

Estación	Cantidad de agua [lb/min]	Agua en 20 min [lb]
Verano	79.92	1598.40
Invierno	82.87	1657.40

(Fuente: propia)

En base a esta información se mandará a fabricar el serpentín de vapor que proporcione los valores de caudal determinados.

3.9. Selección de tubería para refrigerante

En base a los catálogos del evaporador **AHR60D3XH21**, la tubería para el refrigerante R10A líquido es: tubería de cobre 3/8" con refrigerante R-410 a una presión de burbuja de 17.669 [bar], mientras que para el refrigerante R410A en estado gaseoso es: tubería de cobre 7/8" con refrigerante R410A en estado gaseoso a una presión de rocío de 17.3688 [bar].

3.10. Aislamiento de tubería y ductos

El aislamiento en los ductos y la tubería se realizará utilizando las ecuaciones descritas en cada sección de este apartado.

3.10.1. Aislamiento de ductos

Para el aislamiento de ductos se utilizará la ecuación,

$$e = e_{ref} * \frac{k}{k_{ref}} \quad (3.2.)$$

Donde: e (espesor mínimo del aislamiento [m]), e_{ref} (espesor mínimo de referencia "Norma Ecuatoriana de la construcción" 0.025[m]), k (conductividad térmica del material empleado [W/m*K]), k_{ref} (conductividad térmica de referencia "Norma Ecuatoriana de la construcción" 0.04 [W/m*K]) [42].

Se usará aislante térmico "thermolon" que es el que se encuentra fácilmente en el mercado brindando un coeficiente de conductividad térmica k (0.08[W/m*K]).

$$e = 0.025[m] * \frac{0.08 \left[\frac{W}{m * K} \right]}{0.04 \left[\frac{W}{m * K} \right]} = 0.05[m]$$

Por lo tanto el espesor mínimo requerido para los ductos de suministro y retorno es: 5[mm]

3.10.2. Aislamiento de tuberías

Se va a aislar térmicamente a la tubería de refrigerante en estado líquido, para garantizar la eficiencia energética en verano y en invierno en el evaporador.

Para el cálculo de espesor mínimo para el aislamiento en las tuberías de cobre se utilizará,

$$e = \frac{D}{2} \left[\exp \left(\frac{k}{k_{ref}} * \ln \left(\frac{D+2e_{ref}}{D} \right) \right) - 1 \right] \quad (3.3.)$$

Donde: e (espesor mínimo del aislamiento [m]), e_{ref} (espesor mínimo de referencia "Norma Ecuatoriana de la construcción 0.025[m]), k (conductividad térmica del material empleado [W/m*K]), k_{ref} (conductividad térmica de referencia "Norma Ecuatoriana de la construcción 0.04 [W/m*K]), D (Diámetro exterior de la tubería)

Se usará aislante térmico de espuma elastomérica que es el que se encuentra fácilmente en el mercado brindando un coeficiente de conductividad térmica k (0.038[W/m*K]).

$$e = \frac{0.09[m]}{2} \left[\exp \left(\frac{0.038 \left[\frac{W}{m * K} \right]}{0.04 \left[\frac{W}{m * K} \right]} * \ln \left(\frac{0.09[m] + (2 * 0.025)}{0.09[m]} \right) \right) - 1 \right]$$

$$e = 0.025[m] = 25mm$$

Por lo tanto el espesor mínimo requerido para las tuberías de cobre es: 25[mm]

3.11. Costos de importación, instalación y producción

La empresa AC Climatización será el gestor de la importación de los equipos, fabricación de los ductos, compra de las rejillas y la instalación general del sistema. Para esto se ha hecho un análisis de los costos. La Tabla 3.48. muestra los costos finales de la instalación del equipo necesario para realizar el proyecto.

Tabla 3.48. Tabla de costos de equipos.

ITEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	MANO DE OBRA	TOTAL
1	EQUIPOS					
1.1	Equipo de Aire Acondicionado Tipo Manejadora Ducto Bomba de calor. Capacidad 60000 BTU/h con sistema redundante y sincronizado.	U	1	\$ 12.075,00	\$ 600,00	\$ 12.675,00
1.2	Equipo de Ventilación para Extracción. 2000 CFM	U	1	\$ 1.380,00	\$ 180,00	\$ 1.560,00
TOTAL EQUIPO				\$ 13.455,00	\$ 780,00	\$ 14.235,00

(Fuente: propia)

Además se requieren ciertos complementos para el proyecto, cuyo costo se muestra en la Tabla 3.49.

Tabla 3.49. Costos de sistemas complementarios.

ITEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	MANO DE OBRA	TOTAL
2	SISTEMAS COMPLEMENTARIOS					
2.1	Tubería de sistema de refrigeración de 7/8" y 3/8", incluye aislante térmico, accesorios y soportes.	M	10	\$ 16,56	\$ 2,88	\$ 194,40
2.2	Ductos en tol galvanizado con aislamiento interior con POLILON fabricados e instalados según norma SMACNA DESIGN incluye soportes.	kg	112	\$ 7,20	\$ 2,25	\$ 1058,40

2.3	Ductos en tol galvanizado sin aislamiento fabricados e instalados según norma SMACNA DESIGN incluye soportes.	kg	100	\$ 4,20	\$ 1,50	\$ 570,00
2.4	Rejilla de EXTRACCIÓN de 12"x 12" color aluminio, incluye caja de instalación	U	3	\$ 19,80	\$ 6,90	\$ 80,10
2.5	Rejilla de EXTRACCIÓN DE 20"X 20" color aluminio, incluye caja de instalación	U	1	\$ 46,20	\$ 6,90	\$ 53,10
2.6	Difusores de INYECCIÓN de 14" x 14" color aluminio, incluye caja de instalación	U	3	\$ 39,60	\$ 6,90	\$ 139,50
2.7	Sensor de Temperatura-humedad THD	U	4	\$ 300,00	\$ 28,75	\$ 1.315,00
2.8	Carga de refrigerante R-410A	lb	30	\$ 3,00	\$ 0,69	\$ 110,70
2.9	Sistema eléctrico y de control (Cable de fuerza AWG 3X10, cable de comunicación AWG 3X14, mini-presostatos de alta y baja)	M	10	\$ 4,20	\$ 0,69	\$ 48,90
2.10	Sistema de control automático a través de circuito de PLC's (Sensores calibrados, reguladores de frecuencia, dampers eléctricos)	U	1	\$ 9.000,00	\$ 575,00	\$ 9.575,00
2.11	Sistema de control de humedad a través de humidificador y secador de aire	U	1	\$ 600,00	\$ 172,50	\$ 772,50
2.12	Soportes para unidad MANEJADORA DUCTO interior y exterior	U	1	\$ 420,00	\$ 57,50	\$ 477,50
TOTAL COMPLEMENTARIOS				\$10.460,76	\$ 862,46	\$ 14.395,10

(Fuente: propia)

Finalmente con estos costos, se puede obtener el costo total del proyecto, tal como se muestra en la Tabla 3.50.

Tabla 3.50. Costo total del proyecto.

Total equipo	\$ 14.235,00
Total complementarios	\$ 14.395,10
Total sin IVA	\$ 28.630,10
IVA	\$ 3.435,61
TOTAL	\$ 32.065,61

(Fuente: propia)

La instalación se hace de acuerdo con los manuales de instalación de cada equipo y especificaciones de la SMACNA. Un protocolo que resume las instrucciones dadas en los manuales así como un manual de operación del sistema y recomendaciones para el mantenimiento de este están disponible en los Anexos VI, VII, VIII.

3.12. Pruebas de validación

Después de la compra del material y los equipos, y luego de la instalación según lo indican los manuales y el protocolo de instalación determinado para este proyecto, es necesario validar el funcionamiento adecuado así como la instalación. Para validar que la instalación y el funcionamiento sean adecuados se han realizado una serie de pruebas. Estas pruebas se enlistan en la Tabla 3.51. y sus resultados se muestran en el formato aprobado por Pinturas Cóndor en los Anexos IX y X.

Tabla 3.51. Pruebas de validación.

Instalación (Precomisionado)	Funcionamiento
Determinación de fugas en tuberías de cobre	Velocidad de aire de suministro
Prueba de impurezas en tuberías de cobre	Temperatura de inyección de aire
Carga de refrigerante	Rango de trabajo y estabilidad de temperatura
Calidad de soldadura (Inspección visual)	Rango de trabajo y estabilidad de humedad

(Fuente: propia)

Cada una de las pruebas listadas en la Tabla 3.51. se detalla en las secciones siguientes.

3.12.1. Fugas en tubería de cobre

Esta prueba se realizará usando el método de barrido de nitrógeno. El barrido de nitrógeno es una prueba que se realiza utilizando nitrógeno, un manómetro, espuma jabonosa y una válvula que se conecte a las tuberías a probar.

La prueba consiste en hacer circular nitrógeno a la presión de operación a lo largo del circuito de tuberías; mientras que con una esponja bañada en agua jabonosa se humedece la tubería. La formación de burbujas o espuma a lo largo de la tubería indicará fugas ya que el gas saliendo por estos orificios o grietas es lo que causa la espuma.

3.12.2. Prueba de impurezas en tuberías de cobre

Para verificar que no existan sedimentos o impurezas en la tubería, se hará un vacío a presión. Este procedimiento se realiza siguiendo los siguientes pasos:

1. Conectar una bomba de vacío a la tubería e instalar un puente de manómetros para controlar la presión.
2. Poner una válvula de servicio en la posición adecuada para evitar la evaporación excesiva de refrigerante.
3. Abrir la válvula que permite el paso y está conectada a la bomba de vacío y a la tubería.
4. Arrancar la bomba de vacío y mantenerla encendida hasta evacuar todo el vapor de agua y aire atrapado.
5. Cuando se alcance el nivel de vacío referencial [500 micrones de mercurio de presión absoluta, -759.46 [mmHg] (-29.9 [inHg]) de vacío], cerrar la válvula de baja del puente de manómetros y apagar la bomba de vacío. Es muy importante hacerlo en ese orden.
6. Tomar lectura de la presión de vacío y esperar un lapso de 30 minutos. Se espera un aumento de presión a causa de la vaporización de fracciones de aceite o refrigerante; pero este no debe ser mayor a 25 [mmHg] (1 [inHg]). Un valor mayor indica presencia de impurezas y supone repetir el procedimiento para limpiar las tuberías.

3.12.3. Prueba de carga de refrigerante

La prueba de carga de refrigerante será realizada al final de la instalación verificando que la presión en la expansión de cada unidad sea igual a la especificada según la tabla de saturación del refrigerante (200 [psig] para este caso).

3.12.1. Calidad de soldadura

La soldadura será validada mediante un ensayo de Inspección visual según la norma AWS D1.1.

3.12.2. Velocidad del aire en el suministro

La velocidad del aire de suministro será medida en pies por minuto colocando un anemómetro en los difusores durante la operación.

3.12.3. Temperatura de inyección de aire

Del mismo modo que en la sección anterior, un anemómetro será utilizado para medir la temperatura del aire que sale del difusor durante la operación.

3.12.4. Rangos de trabajo y estabilidad

El rango de trabajo y estabilidad tanto para la temperatura como para la humedad se valida con el registro de los sensores instalados en el laboratorio y el tablero de control. De esta prueba se obtienen distintos valores de humedad y temperatura dentro de la cámara cada 5 minutos. Estos valores se colocan en gráficas para verificar la capacidad de control del sistema y los rangos de desviación.

La Tablas 3.52. y 3.53. muestran un resumen de los resultados obtenidos tras 5 días de prueba.

Tabla 3.52. Resultados de pruebas de temperatura.

Temperatura			
	SENSOR 1	SENSOR 2	SENSOR 3
<i>Mínimo</i>	21,0	21,6	21,0
<i>Máximo</i>	26,2	25,6	25,7
Promedio [°C]:	23,0	23,2	22,7
Lím Superior	25,0	25,0	25,0
Lim Inferior	21,0	21,0	21,0

(Fuente: propia)

Tabla 3.53. Resultados de pruebas de humedad.

HUMEDAD %			
	SENSOR 1	SENSOR 2	SENSOR 3
<i>Mínimo</i>	22,4	17,7	23,4
<i>Máximo</i>	60,2	59,2	61,2
Promedio [°C]:	50,4	49,4	52,1
Lím Sup Hum.	45,0	45,0	45,0
Lim Inferior Húm.	55,0	55,0	55,0

(Fuente: propia)

Los valores medidos por los sensores son recopilados y traducidos por un datalogger conectado al sistema. Estos valores son graficados automáticamente al descargar los datos. La gráfica arrojada por el datalogger se muestra en la Figura 3.10.

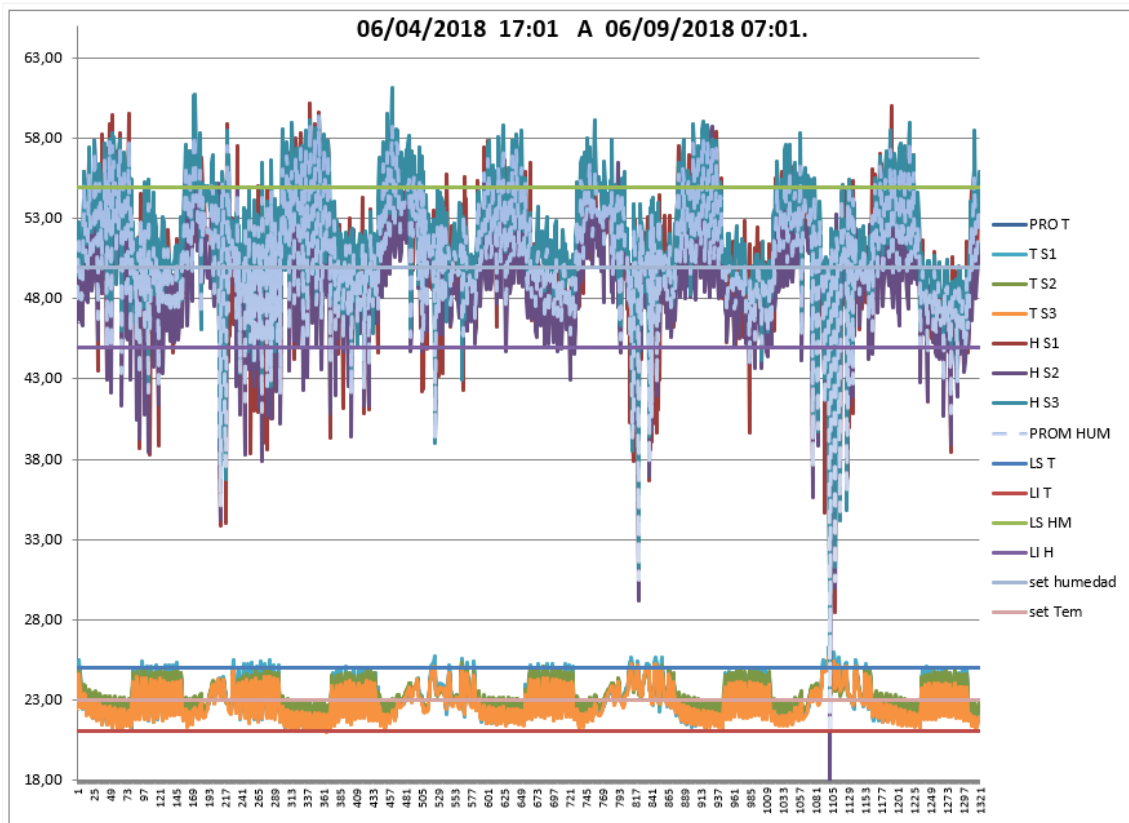


Figura 3.11. Gráfica de valores medidos por sensores.

(Fuente: propia)

En ocasiones, las señales de interés están mezcladas con otras señales y no es posible distinguirlas o separarlas por medio de análisis basados en técnicas temporales. Esto se puede evidenciar en los datos medidos durante la prueba de rango de trabajo y estabilidad. Por lo tanto, para determinar el patrón de comportamiento de la señal

obtenida, es necesario filtrarla utilizando un método de separación de señales. La separación de señales atendiendo a su distribución frecuencial es una técnica muy común en procesamiento de señal que consiste en cancelar o atenuar zonas frecuenciales determinadas donde la señal deseada no existe (existen señales producidas por las perturbaciones del ambiente) y conservar aquellas frecuencias en las que la señal deseada existe [45].

Las Figuras 3.11. a 3.16. muestran las señales filtradas provenientes de cada sensor de temperatura y humedad instalados dentro de la cámara. Este filtrado de señales se hace utilizando el módulo de diseño de filtros de MATLAB [46]. Las señales individuales sin filtrar de cada sensor están disponibles en los anexos.

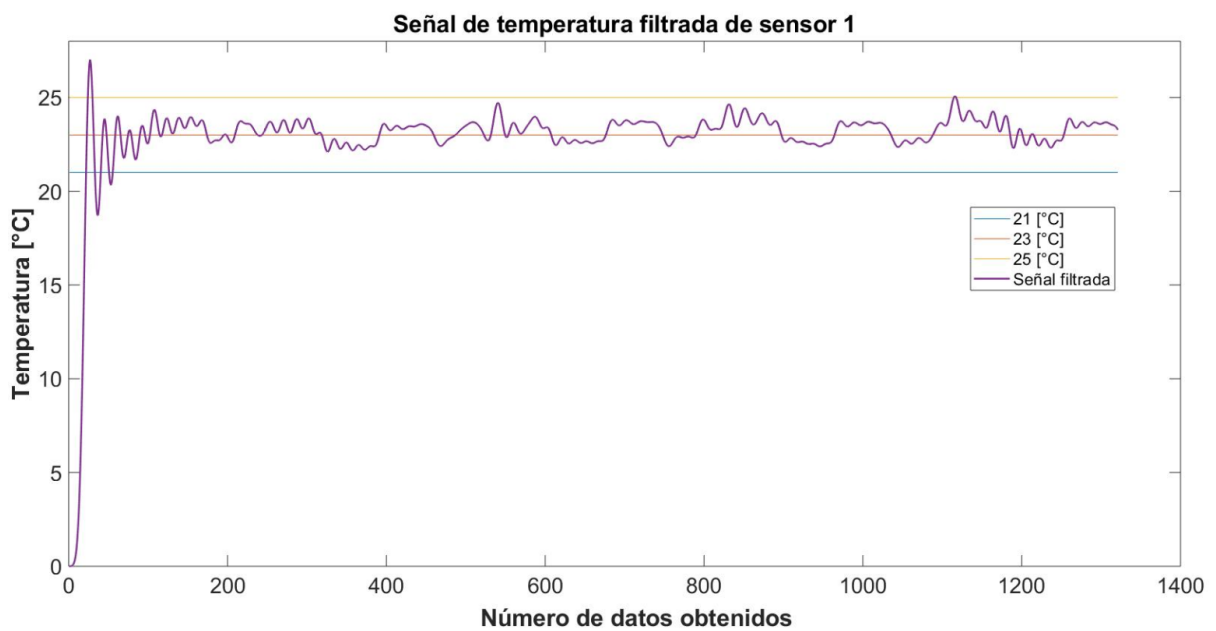


Figura 3.12. Señal filtrada de temperatura del sensor S1.

(Fuente: Propia)

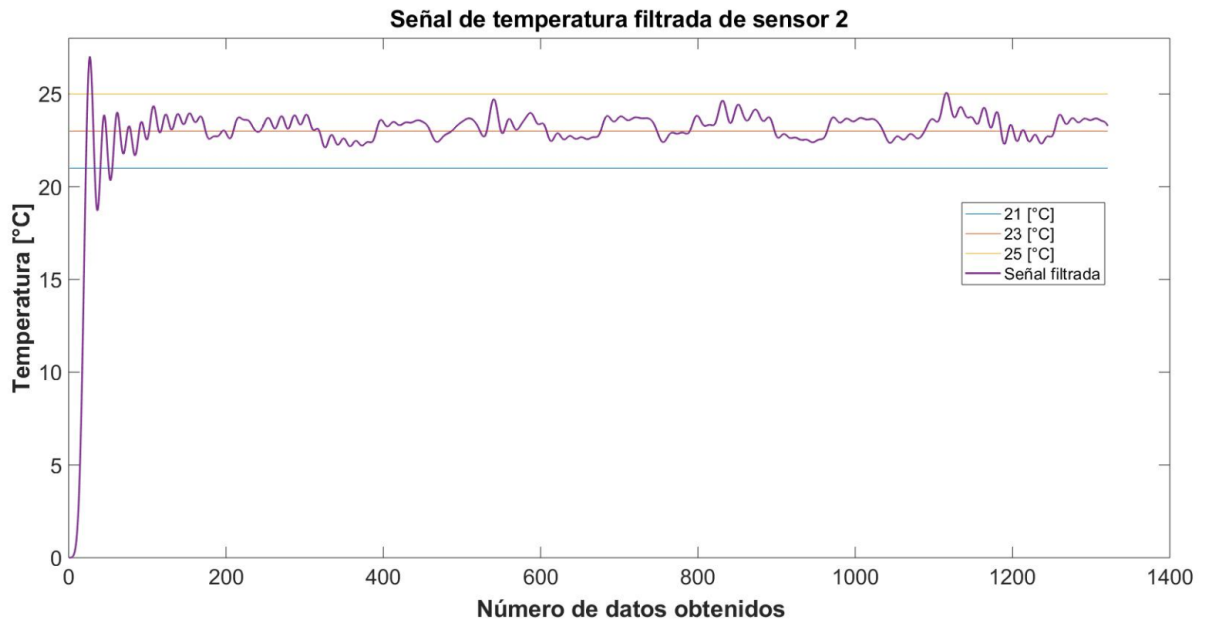


Figura 3.13. Señal filtrada de temperatura del sensor S2.

(Fuente: Propia)

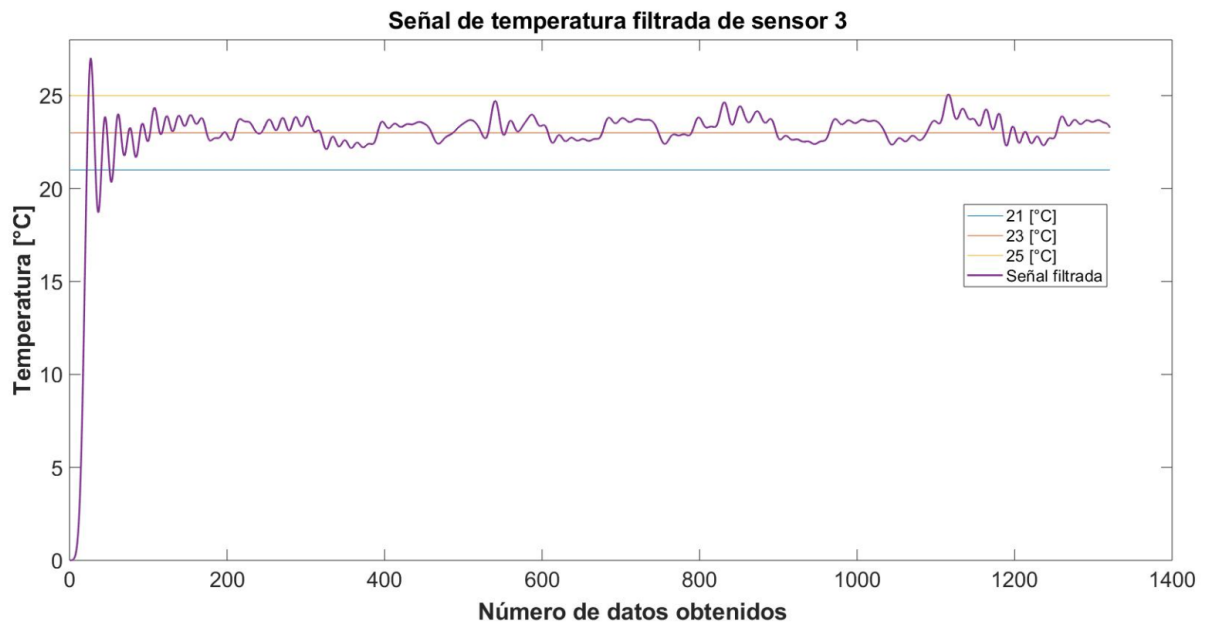


Figura 3.14. Señal filtrada de temperatura sensor S3.

(Fuente: Propia)

De las Figuras 3.11. a 3.13. se observa que los tres sensores registran un patrón similar de comportamiento de la temperatura mostrando que la distribución de temperatura de la cámara es uniforme. La gráfica muestra la variación de temperatura considerando que la UTA se apagó cuando la temperatura dentro de la cámara alcanzó los 23 [°C] y arrancó nuevamente en 21.2 [°C]. La temperatura tardó en estabilizarse 15 [minutos]

aproximadamente con una precisión de ± 2 [°C]. El tiempo de estabilización después del primer arranque de la temperatura dentro de la cámara es de 15 [minutos] considerando una frecuencia de medición de 5 minutos. Además, es evidente que todos los valores de la señal se encuentran dentro de los rangos establecidos. Ver sección 3.4 en la Tabla 3.40.

Los picos más altos representan las mediciones al medio día donde la temperatura ambiente es máxima, mientras que los picos más bajos representan las mediciones tomadas al amanecer donde la temperatura ambiente es mínima.

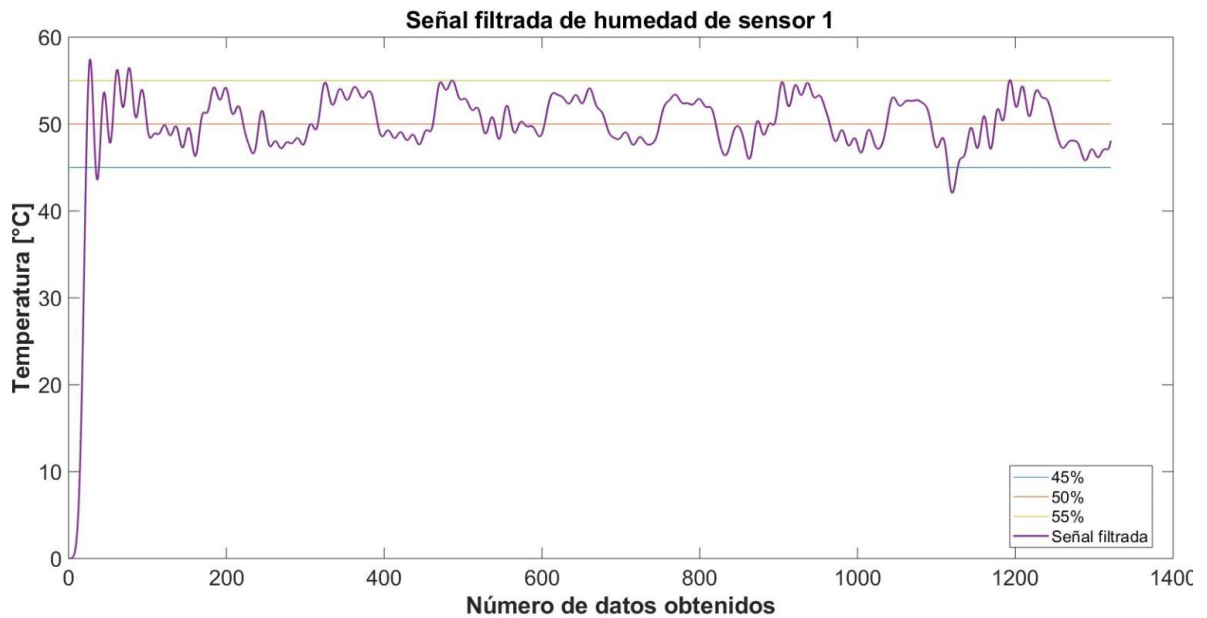


Figura 3.15 Señal filtrada de humedad S1.

(Fuente: Propia)

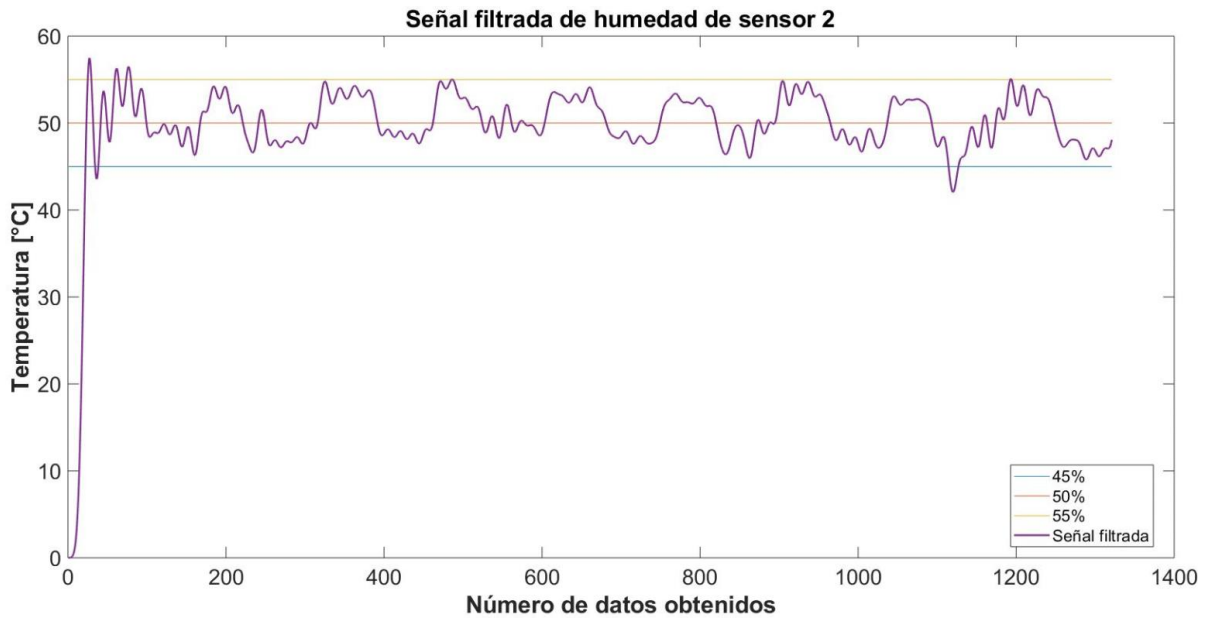


Figura 3.16. Señal filtrada de humedad S2.

(Fuente: Propia)

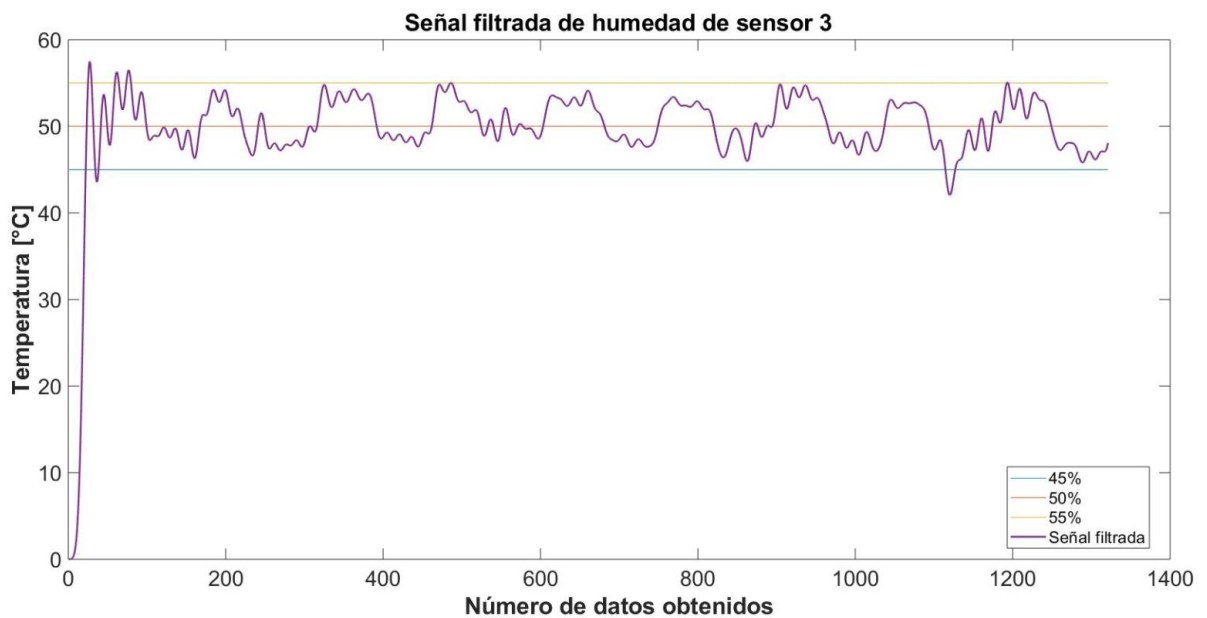


Figura 3.17. Señal filtrada humedad S3.

(Fuente: Propia)

De las Figuras 3.14. a 3.16. se observa que los tres sensores registran un patrón similar de comportamiento de la temperatura mostrando que la distribución de temperatura de la cámara es uniforme. La gráfica muestra la variación de humedad considerando que la UTA y el humidificador se apagó cuando la humedad dentro de la cámara alcanzó el 50.3 [%] y arrancó nuevamente en 55.5 [%]. La humedad tardó en estabilizarse 25 [minutos] aproximadamente con una precisión de ± 5 [%]. El tiempo de estabilización

después del primer arranque de la humedad relativa dentro de la cámara es de 30 [minutos] considerando una frecuencia de medición de 5 [minutos]. Además, es evidente que no todos los valores de la señal se encuentran dentro de los rangos establecidos dado la complejidad para controlar la humedad del ambiente debido a su dependencia de varios factores.

Los picos más altos representan las mediciones al amanecer donde la humedad relativa del ambiente es máxima, mientras que los picos más bajos representan las mediciones tomadas al medio día donde la humedad relativa del ambiente es mínima.

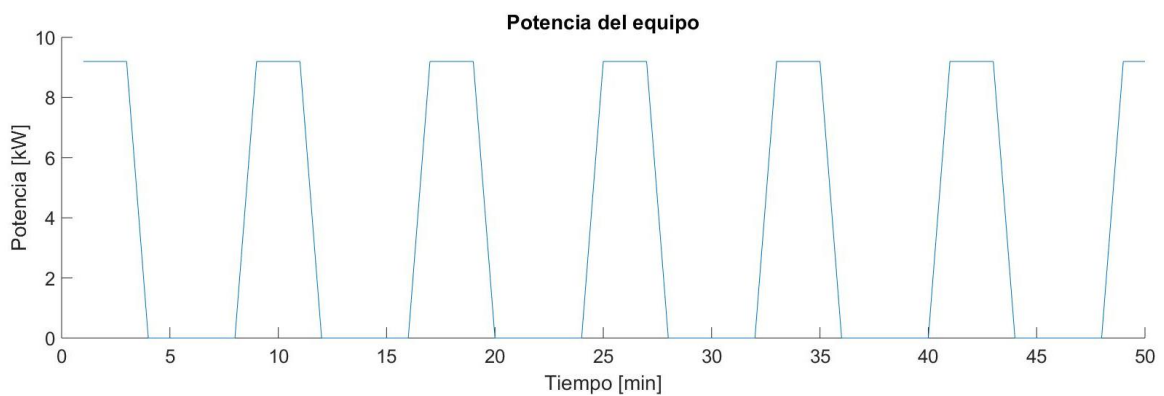


Figura 3.18 Curva de potencia

El registro del consumo de potencia del equipo indica que se enciende el equipo durante 15 minutos y se apaga durante 20 minutos, esto permite determinar que el equipo no está sobredimensionado debido a que el tiempo que pasa encendido y apagado es similar.

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

En este trabajo de titulación se presentó el diseño y la implementación de un sistema de cámara de ambiente controlado para el laboratorio de investigación y desarrollo de Pinturas Cóndor en Quito. El trabajo está dividido en varias etapas y las siguientes conclusiones fueron derivadas del presente proyecto.

El cálculo de carga térmica según la ASHRAE determinó que la carga térmica total para el verano es pequeña mientras que la carga térmica total para invierno es alta. Estos resultados demuestran que mientras la diferencia de temperaturas entre el ambiente externo e interno sea mayor, mayor será la carga térmica.

La selección del condensador depende esencialmente de la capacidad del evaporador. En este trabajo, el condensador seleccionado es el modelo YCJF60S41S de la marca YORK que tiene la capacidad térmica adecuada para contrarrestar las cargas térmicas del sistema. También es importante recalcar que dicha capacidad térmica es similar a la de la unidad de tratamiento de aire (UTA) cuyo modelo es AHR60D3XH21 de la misma marca.

La dimensión de los ductos y sus pérdidas por fricción se encuentran dentro del rango determinado para satisfacer las condiciones establecidas.

El diseño teórico obtenido con todos los parámetros antes mencionados fue implementado en el espacio designado por Pinturas Cóndor S.A. Un ahorro del 28% con respecto al valor inicialmente cotizado fue conseguido.

El tiempo para alcanzar la temperatura requerida en la cámara de ambiente controlado, determina que la capacidad del equipo evaporador (UTA) para el invierno es dos veces la del verano. En verano se utiliza un solo evaporador para contrarrestar la carga térmica, mientras que en el invierno el requerimiento de capacidad es cubierto utilizando dos evaporadores (UTA) funcionando simultáneamente.

Las pruebas de instalación llevadas a cabo validan el funcionamiento mecánico del sistema, esto incluye la ausencia de fugas y sedimentos en las tuberías. De acuerdo a las pruebas de precomisionado y funcionamiento, la velocidad medida del aire que sale de los difusores se encuentra dentro de los rangos establecidos. Además, la medida de

temperatura media del aire de inyección es similar a la programada para la prueba, y es compatible con el rango establecido.

Las gráficas filtradas de temperatura y humedad muestran que la distribución de temperatura y humedad es uniforme en toda la cámara debido a una apropiada selección de las rejillas.

Considerando el análisis del tiempo de estabilización de temperatura y la humedad medidos por los sensores se demuestra que el sistema cumple con los requerimientos del cliente.

La variación de temperatura y humedad dentro de la cámara está estrechamente relacionada con la hora del día en la que se toma la medición, esto confirma el método de cálculo utilizado.

La variación de potencia mostrada indica que el rango de tiempo que el equipo está en uso es 25% menor al tiempo en el que permanece apagado. Por lo tanto, el equipo no se encuentra sobredimensionado en gran medida.

4.2. Recomendaciones

Para mejorar la forma en que se mantiene la temperatura del sistema, es recomendable aislar térmicamente el espacio. Este aislamiento puede incluir uso de un material aislante como “termolón”.

Dado que los ductos están hechos de tol galvanizado, existen pérdidas generadas a lo largo de estos por la radiación. Por lo que un método recomendable para reducir las es utilizar ductos de Climaver Star, de Saint Gobain Isover mencionados en la Sección 1.5.1. Estos ductos con su innovador aislamiento contrarrestan las cargas térmicas generadas por la radiación lo que evita variaciones de temperatura no deseadas mientras el aire se mueve por el ducto.

En base al patrón observado en el análisis de las Figuras 3.14 a 3.16, se determina que el control de la humedad relativa requiere refinarse. Esto podría lograrse utilizando un dosificador de vapor que pueda ser regulado según la necesidad. Para esto se requiere además un sensor de humedad a la salida de las resistencias que aporte al control de la dosificación. Esta mejora en el diseño sería recomendable para trabajos futuros dado su alto costo.

Una posible mejora para el sistema de control de temperatura sería implementar un sistema Keyter Vesia key RH 1090 (Keyter), que como se indica en la Sección 1.5.1, puede enfriar o calentar el aire según sea necesario lo que permitiría refinar el sistema de control al no necesitar resistencias para calentar el aire. Sin embargo, esta mejora debe hacerse con un estudio previo tomando en cuenta factibilidad financiera para Pinturas Cóndor S.A y requerimientos de instalación.

Considerando que las gráficas y tablas para el diseño de ductos en la Sección 3.5. están hechas para presiones de 1 atm según la ASHRAE; se tiene un sobredimensionamiento en el diseño actual de aproximadamente el 40%. Para evitar esto, se debería utilizar las ecuaciones de Darcy y Colebrook para pérdidas por fricción en fluidos, junto con las demás relaciones definidas en la ASHRAE, Sección “Fluid Resistance”, Capítulo 21: “Duct Design”, página 21.6 del 2009 ASHRAE Handbook Fundamentals. Un ejemplo del uso de estas fórmulas junto con los resultados del dimensionamiento de ductos considerando la presión local, se muestran en el Anexo XIV.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Sanchez Galarza, I. (2007). *Climatización de tres salas de Metrocines de la ciudad de Quito*. (Tesis de Pregrado). Escuela Politécnica Nacional. Ecuador.
- [2] Giudice, C. A. & Pereyra, A. M. (2009) *Control de Calidad de Películas de Pinturas*. [Archivo PDF] CIDEPINT (CIC-CONICET), Centro de Investigación y Desarrollo en Tecnología de pinturas. Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional La Plata. 1-43. Recuperado de:
<http://www.frlp.utn.edu.ar/materias/protecmat/calidad.pdf>
- [3] Cardona-Gil, J.A. & Pazos- Urrea, J. P. (2013) *Cámara de Ambiente controlado para la Supervivencia de Plantas en Insectos*. [Tesis de Pregrado] Universidad Pontificia Bolivariana. Medellín, Colombia.
- [4] Cajamarca Morquecho, M. & Romero Vintimilla, M. (2014). *Estudio del comportamiento de los recubrimientos anticorrosivos utilizados en estructuras metálicas de edificios de la región Costa del Ecuador*. (Tesis de Pregrado). Universidad Politécnica Salesiana sede Cuenca. Ecuador
- [5] Quintuña Calero, M. (2012). *Optimización del proceso de planificación para la compra de materias primas en la planta industrial de Pinturas Cóndor S.A. Quito-Ecuador (Tesis de Pregrado)*. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Ecuador.
- [6] ESPOL. (1998) *Prácticas Normativas en Sistema de Pintura*. Guayaquil. Ecuador.
- [7] Moscoso Acosta, D. & Quinga Morales, M. (2010) *Diseño e implementación de una cabina de pintura automotriz controlada electrónicamente para los talleres Multimarcas Moscoso*. (Tesis de Pregrado) Escuela Politécnica del Ejército. Ecuador
- [8] Carrión Romero, D. & Romero Loján, J. (2017). *Implementación y pruebas de un sistema de climatización automático en el laboratorio de computación de la Escuela de Ingeniería Industrial de la ESPOCH*. (Tesis de Pregrado) Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Ecuador.

- [9] Álvarez Gallegos, A. & Estévez Cuenca, E. (2016). *Dimensionamiento de ductos de ventilación y cálculo de cargas térmicas en edificaciones estándar mediante el desarrollo de un software* (Tesis de Pregrado). Escuela Politécnica Nacional. Quito.
- [10] Hughes, H. G., F. Nicholas, E. Porceddu y A. Zaid (2004). *Glosario de biotecnología para la agricultura y la alimentación*. Recuperado de: <ftp://ftp.fao.org/docrep/fao/004/y2775s/y2775s00.pdf>
- [11] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. U.S. Department of Housing and Urban Development, Office of Policy Development and Research. (1980). *Cooling and Heating Load Calculation Manual*. Washington, D.C. U.S. Department of Housing and Urban Development, Office of Policy Development and Research.
- [12] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (1997). *1997 ASHRAE handbook: fundamentals*. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air- Conditioning Engineers
- [13] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2009). *2009 ASHRAE handbook: Fundamentals*. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- [14] Crissinger, J. L. (2005) *Design and construction vs. Weather*. [Archivo PDF] Interface 20-24. Recuperado de: <http://rci-online.org/wp-content/uploads/2005-02-crissinger.pdf>
- [15] Guzmán Rosas A. (2011) *Evaluación de la resistencia a la corrosión de sistemas de recubrimientos con altos sólidos por medio de espectroscopía de impedancia electroquímica* (Tesis de maestría). Universidad Nacional de Colombia. Medellín.
- [16] Cardona-Gil, Jorge & P Pazos-Urrea, Juan & Osorio, M & Hincapié, Carlos & Isaza, Cesar. (2015). *Cámara de ambiente controlado para la conservación y maduración de alimentos*. Revista Alimentos Hoy. 23. 42-50. Recuperado de : https://www.researchgate.net/publication/290433667_Camara_de_ambiente_controlado_para_la_conservacion_y_madiracion_de_alimentos
- [17] ICONTEC Internacional, Norma Técnica Colombiana. NTC 5828 (2010). *Pinturas al agua tipo emulsión para uso exterior de alta resistencia*.
- [18] Universidad Tecnológica Nacional. (2011) *Ensayos en equipos de envejecimiento acelerado: cámara de humedad y temperatura controlada método de evaluación del grado de ampollamiento en recubrimientos de pinturas*. [Archivo PDF]. Universidad

Tecnológica Nacional Facultad Regional La Plata. 1-5. Recuperado de: <http://www.frlp.utn.edu.ar/materias/corrosion/camaradehumedad.pdf>

[19] United States Environmental Protection Agency. (2017). *Heating, Ventilating and Air conditioning Systems, Part of Indoor Air Quality Design Tools for Schools*. Recuperado de: <https://www.epa.gov/iaq-schools/heating-ventilation-and-air-conditioning-systems-part-indoor-air-quality-design-tools>

[20] Mendoza, C. (2015) *Importancia de una correcta humificación*. Revista MUNDO HVACR. Recuperado desde: <https://www.mundohvacr.com.mx/2009/05/importancia-de-una-correcta-humidificacion/>

[21] Hernández, O. (2013) *Climatización a la medida*. Revista MUNDO HVACR. Recuperado desde: <https://www.mundohvacr.com.mx/2013/08/climatizacion-a-la-medida/>

[22] Montemayor, G. (2015) *Control de la humedad y su relación con el aire interior*. Revista Mundo HVACR. Recuperado desde: <https://www.mundohvacr.com.mx/2009/05/control-de-la-humedad-y-su-relacion-con-la-calidad-del-aire-interior/>

[23] Guenand Y. (1977) *Climatización de locales*. Barcelona: Gustavo Gili.

[24] Benavides, Pablo & Carrasco, Santiago. (2010). *Diseño y construcción de una cámara climatizada de temperatura y humedad para calibrar y certificar instrumentos de precisión comandada y monitoreada por PC*. Universidad Politécnica del Ejército extensión Latacunga. Latacunga, Ecuador.

[25] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2011). *2011 ASHRAE handbook: Fundamentals*. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

[26] Latin Press, Inc. (Enero 2017). *Galería de Innovación en C&R 2017*. Madrid, España: ACR Latinoamérica. Recuperado de:

<http://www.acrlatinoamerica.com/201701107110/noticias/empresas/galeria-de-innovacion-en-c-r-2017.html>

[27] Abullarade J., Majano B., Palma J. (2006) *Metodología alternativa para el cálculo de la carga térmica*. (Tesis de Pregrado) Universidad Centroamericana "José Simeón Cañas". El Salvador.

- [28] Burdick & Gestwick. U.S. Department of Energy. (2005) HVAC Right-Sizing *Part 1: Calculating Loads*. U.S. Department of Energy. Recuperado de: https://www.energy.gov/sites/prod/files/2013/12/f5/webinar_hvac_calculatingloads_20110428.pdf
- [29] De la Rosa, M. C., Mosso M. A., Ullán C. (2002) *El aire: Hábitat y medio de transmisión de microorganismos*. Observatorio Medioambiental. Recuperado de: <http://www.divulgameteo.es/uploads/Aire-microorganismos.pdf>
- [30] Cengel, Y.A., & Boles, M.A. (2011). *Termodinámica*. México: The Mc. Graw Hill Companies. Inc
- [31] Rendón Medina, J. (2011) *Consideraciones en el diseño de sistemas*. Revista MUNDO HVACR. Recuperado desde: <https://www.mundohvacr.com.mx/2015/03/consideraciones-en-el-diseno-de-sistemas/>
- [32] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2017). *ASHRAE Journal: Spain's HVAC Market Improving*. Tomo 59 No. 4. New York. Recuperado de: <https://search.proquest.com/openview/136d65a2c8556714006eb7c372e01949/1?pq-origsite=gscholar&cbl=41118>
- [33] Rodríguez C., Sarría B., Fajardo J., Lugo R. (2008) *Estudio comparativo del método de cálculo de carga térmica para sistemas de aire acondicionado en buques*. (Tesis de Pregrado) Universidad Técnica de Bolívar.
- [34] Redacción Calor y frío. (2015) *Coeficientes de rendimiento (COP) y eficiencia energética en el ciclo de refrigeración (EER) de la bomba de calor*. Revista Calor y frío. Recuperado desde: <https://www.caloryfrio.com/calefaccion/bomba-de-calor/definiciones-cop-y-eer.html>
- [35] McAninley A. (2003) Wojcieszak & Associates, Inc. *Selection of HVAC equipment*. Recuperado de: <http://www.dwojo.com/TECHNICAL%20BULLETINS/No10.pdf>
- [36] De Cusa J., (1989) *Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de aire*, Monografías CEAC de la construcción 12va edición, Perú.
- [37] US Energy Department, Technology Fact sheet. (2005) *Heating and cooling equipment selection*. Recuperado de: <http://www.advantekinc.com/downloads/factsheets/FactsheetAC-UnitSelection.pdf>

[38] Google. (s.f.). [Mapa de Quito, Ecuador en Google Maps]. Recuperado el 10 de Enero, 2018, de:

<https://www.google.com.ec/maps/place/Pinturas+Condor/@-0.280733,-78.5386537,17z/data=!3m1!4b1!4m5!3m4!1s0x91d59893f3a70321:0x4080be4f62bc2338!8m2!3d-0.280733!4d-78.536465>

[39] BenningField Group. SMUD Home Performance Program (2015). *Sizing Ducts in Residential HVAC Systems: A Quick Guide for Contractors*. California, U.S. Recuperado de: http://cbpca-hpp.org/wp-content/uploads/2015/06/SMUDHPP_Quick-Guide-Duct-Sizing_Fnl.pdf

[40] Instituto Nacional de Meteorología e Hidrología. República del Ecuador (2014). *Anuario Meteorológicos No. 51-2011*. Quito, Ecuador.

[41] Navarro Z., Oscar. (2011). PSYCHROMETRIC ANALYSIS D (Versión 3.1.50) [Software Libre]. Recuperado de https://www.techstreet.com/standards/ashrae-psychrometric-analysis-cd-version-7?product_id=1831267

[42] Comité ejecutivo de la Norma Ecuatoriana de la Construcción, Norma Ecuatoriana de la construcción (2011) Decreto ejecutivo No. 705. *NEC-11 Eficiencia energética en la construcción en Ecuador*.

[43] The AC Outlet (2008-2018). York Equipment. U.S. The AC Outlet.com. Recuperado de: <https://www.theacoutlet.com/ycjf60s41s-5-ton-14-5-seer-york-air-conditioner.html>

[44] Anónimo, Electron Tools (2002-2017). Visible body: ElectronTools, Buenos Aires, Argentina. Tabla de resistencias comerciales [Figura]. Recuperado de <http://www.electrontools.com/Home/WP/wp-content/uploads/2016/04/Resistencia.png>

[45] Moreno A. & Bonafante A. (2009) *Señales y Sistemas I: Filtros*. Departamento de Teoría de la señal y comunicaciones. Universitat Politècnica de Catalunya (UPC). Recuperado de: https://ocw.upc.edu/sites/all/modules/ocw/estadistiques/download.php?file=11480/2011/1/52847/tema3._filtros_v2.3-2742.pdf

[46] Escuela Politécnica Nacional (2017) *MATLAB*. (Versión R2017b 9.3.0.713579) [Licencia de la Escuela Politécnica Nacional, Software] Recuperado de: <https://www.mathworks.com/academia/tah-portal/escuela-politecnica-nacional-40513311.html>

[47] Pazmiño A. (2017) *Desarrollo de una cámara de acondicionamiento para materiales usados en revestimiento interno de vehículos, según las normas ISO 3795-1989 y US FMVSS 302.* (Tesis de Pregrado) Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

[48] Ogata K. (2010) *Ingeniería de control moderna.* Mc. Pearson, quinta edición. Madrid, España.

[49] Vallejo E. (2017) *Determinación de CLTD para cargas de enfriamiento de edificaciones ubicadas en ciudades de clima cálido en México.* (Tesis de Maestría) Tecnológico de Monterrey.

ANEXOS

ANEXO I

Datos psicrométricos en función de la altura a nivel del mar

Description	Altitude (ft)	Barometric Pressure (in. Hg)	Atmospheric Pressure (psia)	Dry Bulb (°F)	Wet Bulb (°F)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (gr/lb)	Humidity Ratio (lb/lb)	Specific Volume (cu.ft./lb)	Enthalpy (Btu/lb)	Dew Point (°F)	Density (lb/cu.ft.)	Vapor Pressure (in. Hg)	Absolute Humidity (gr/cu.ft.)	ppmW	ppmV
∅ Afuera de la cámara	9367	21,088	10,357	78,800	56,123	30,000	61,00600	0,00872	19,4946	28,3381	44,099	0,051747	0,29028	3,1294	8.715	14.011

Ilustración 1 Datos psicrométricos del edificio en verano

Description	Altitude (m)	Barometric Pressure (mm Hg)	Atmospheric Pressure (kPa)	Dry Bulb (°C)	Wet Bulb (°C)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (g/kg)	Humidity Ratio (lb/lb)	Specific Volume (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Dew Point (°C)	Density (kg/cu.m)	Vapor Pressure (mm HG)	Absolute Humidity (g/cu.m)	ppmW	ppmV
∅ Dentro de la cámara	2855,0	535,634	71,412	23,0000	15,4142	50,000	12,53669	0,00171	1,213895	54,24232	12,0312	0,834253	10,5420	10,32765	12.536	20.154

Ilustración 2 Datos psicrométricos dentro de la cámara

Description	Altitude (ft)	Barometric Pressure (in. Hg)	Atmospheric Pressure (psia)	Dry Bulb (°F)	Wet Bulb (°F)	Relative Humidity (%)	Humidity Ratio (gr/lb)	Humidity Ratio (lb/lb)	Specific Volume (cu.ft./lb)	Enthalpy (Btu/lb)	Dew Point (°F)	Density (lb/cu.ft.)	Vapor Pressure (in. Hg)	Absolute Humidity (gr/cu.ft.)	ppmW	ppmV
∅ Afuera de la cámara	9350	21,102	10,364	69,800	49,726	30,000	0,00641	0,00000	19,0859	23,5962	36,316	0,052733	0,21447	2,3514	6.411	10.307

Ilustración 3 Datos psicrométricos del edificio en invierno

ANEXO II

Selección de rejillas de suministro

Con esta información se aproxima a un caudal de 350 CFM y se escoge una rejilla LCL de 4 vías de 14"x14". Ver anexos.

	14 X 10 16 X 8 24x36 36x4 Ac=0,81ft²	12 x 12 18 x 8 Ac=0,87ft²	14 x 12 16 x 10 20 x 8 30 x 6 Ac=1,02ft²	16 x 12 18 x 10 24 x 8 Ac=1,15ft²	14 x 14 20 x 10 36 x 6 Ac=1,25ft²	20 x 12 18 x 14 24 x 10 30 x 8 16 x 16 Ac=1,532ft²	18 x 16 20 x 14 24 x 12 30 x 10 36 x 8 Ac=1,82ft²	18 x 16 20 x 16 24 x 14 Ac=2,10ft²
CFM	deflection 1 2 3 4	deflection 1 2 3 4	deflection 1 2 3 4	deflection 1 2 3 4	deflection 1 2 3 4	deflection 1 2 3 4	deflection 1 2 3 4	deflection 1 2 3 4
150	neck velocity 180 throw in feet 12 10 8 8 total pressure / NC 0,014/-							
175	neck velocity 220 throw in feet 14 12 10 9 total pressure / NC 0,018/-							
200	neck velocity 250 throw in feet 15 13 11 10 total pressure / NC 0,020/-	225 15 13 11 10	200 14 12 10 9					
250	neck velocity 300 throw in feet 19 18 13 12 total pressure / NC 0,034/-	180 16 14 11 10	300 18 15 13 12	200 14 12 10 9	250 17 14 12 11			
300	neck velocity 375 throw in feet 23 19 16 15 total pressure / NC 0,052/21	225 19 16 14 13	375 23 19 16 15	225 19 16 14 13	375 23 19 16 15	225 19 16 14 13		
350	neck velocity 425 throw in feet 26 21 19 18 total pressure / NC 0,070/23	300 22 18 15 14	200 16 13 12 11	350 24 19 16 15	250 18 15 14 13	400 25 20 18 17	275 29 17 15 14	

Data: Only available as 4 way pattern
 "-." indicates less than 20 Db NC rating

Ilustración 4 Tabla de selección de rejillas de suministro

ANEXO III


Velocidades de salida de la rejilla recomendadas en pies por minuto [FPM]

VELOCITY RECOMMENDATION CHART		
APPLICATION	RECOMMENDED VELOCITY	
	MINIMUM	MAXIMUM
Broadcast Studios Recording Studios Concerts Halls	300	500
Residences Apartaments	400	600
Legitimate Theaters Motion Picture Theaters Large Conference Rooms	600	1000
Hospitals Churches Libraries Private Offices Court Rooms	800	1200
Restaurants Generals Offices Small Stores	1000	1500
Large Stores Computers Rooms Factories	1300	1800

Ilustración 5 Velocidades recomendadas en pies por minuto [fpm]


ANEXO IV

Selección de rejillas de retorno y extracción.



L-RA-LP-A

L-RA-LP SERIES PERFORMANCE DATA



RETURN AIR GRILLE

LISTED SIZE	EFFECT FREE AREA (SQ.FT)	AIR FLOW (CFM)									
		300 FPM	400 FPM	500 FPM	600 FPM	700 FPM	800 FPM	900 FPM	1000 FPM	1200 FPM	1400 FPM
6 X 6	0.228	68	91	114	137	159	182	205	228	273	319
10 X 6	0.378	114	151	189	227	265	303	341	378	454	530
8 X 8	0.403	121	161	202	242	282	323	363	403	484	564
12 X 6	0.454	136	182	227	273	318	363	409	454	545	636
10 X 8	0.509	151	202	252	303	353	404	454	509	606	707
12 X 8	0.606	182	242	303	364	424	485	545	606	727	848
10 X 10	0.631	189	253	316	379	442	505	568	631	758	884
18 X 6	0.682	205	273	341	409	477	546	614	682	818	955
14 X 8	0.706	212	282	353	424	494	565	635	706	847	989
18 X 8	0.807	242	323	404	484	565	646	727	807	969	1130
12 X 12	0.909	273	363	454	545	636	727	818	909	1090	1272
16 X 12	1.211	363	484	605	727	848	969	1090	1211	1453	1695
20 X 10	2.266	680	906	1133	1359	1586	1812	2039	2266	2719	3172
18 X 12	1.363	409	545	681	818	954	1090	1226	1363	1635	1908
24 X 12	1.817	545	727	909	1090	1272	1454	1636	1817	2180	2544
18 X 18	2.045	613	818	1022	1227	1431	1636	1840	2045	2454	2863
30 X 12	2.271	681	909	1136	1363	1590	1817	2044	2271	2726	3180
34 X 18	2.726	818	1090	1363	1635	1908	2180	2453	2726	3271	3816
22 X 22	3.104	931	1242	1552	1862	2173	2483	2793	3104	3725	4345
30 X 18	3.407	1022	1363	1704	2044	2385	2726	3067	3407	4089	4770
24 X 24	3.634	1090	1454	1817	2180	2544	2907	3271	3634	4361	5088
30 X 24	4.543	1363	1817	2271	2726	3180	3634	4088	4543	5451	6360
36 X 24	5.451	1635	2180	2726	3271	3816	4361	4906	5451	6541	7631
30 X 30	5.679	1704	2271	2839	3407	3975	4543	5111	5679	6814	7950
STATIC PRESSURE NEGATIVE H2O		0.014	0.023	0.038	0.06	0.083	0.115	0.147	0.188	0.281	0.395
N.C.		20	25	25	30	30	35	35	40	40	45

www.laminaire.net

Ilustración 6 Tabla de selección de rejillas de retorno y extracción

ANEXO V

Pérdida de presión por fricción

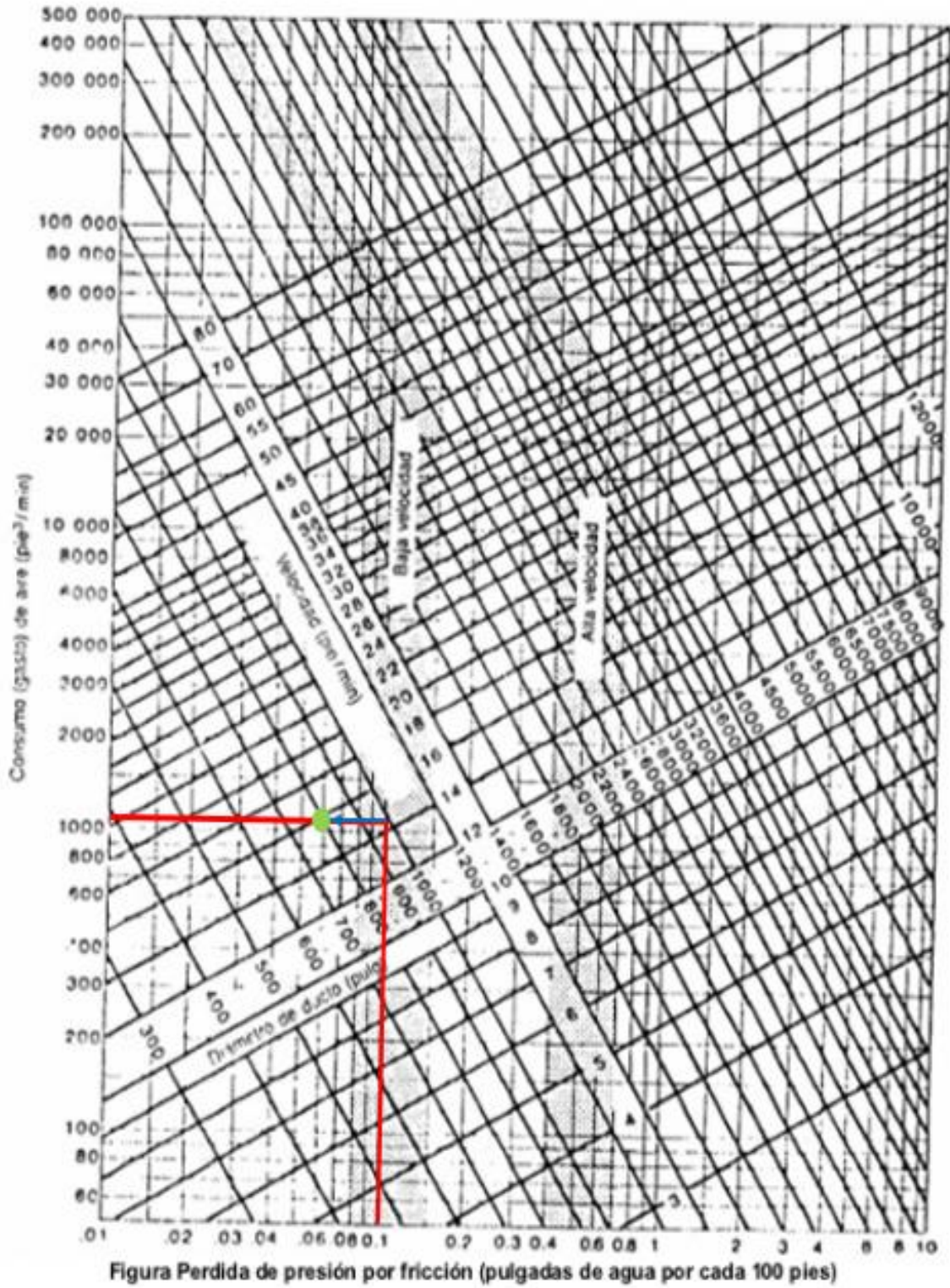


Ilustración 7 Pérdidas de presión por fricción vs. consumo de aire

ANEXO VI

Protocolo de instalación del sistema de climatización








Protocolo de instalación		
Tiempo aproximado de duración de actividad	Actividad	Respado Fotográfico
5 días laborables	Perforaciones en cielo raso Transporte y armado de ductos	 
4 días laborables	Montaje de ductos de inyección de aire Anclaje de unidades evaporadoras	 
5 días laborables	Montaje de ductos de inyección de aire Montaje de ductos de retorno Banco de resistencias	 
4 días laborables	Anclaje de unidades condensadoras Soldadura de sistema de refrigeración Instalación de difusores de inyección Instalación de rejillas de retorno	 
4 días laborables	Instalación de soportes del sistema de inyección Instalación de sistema de extracción de aire	 
5 días laborables	Instalación de sistema eléctrico y control	 
4 días laborables	Instalación de humidificador Arranque del sistema	 
		 

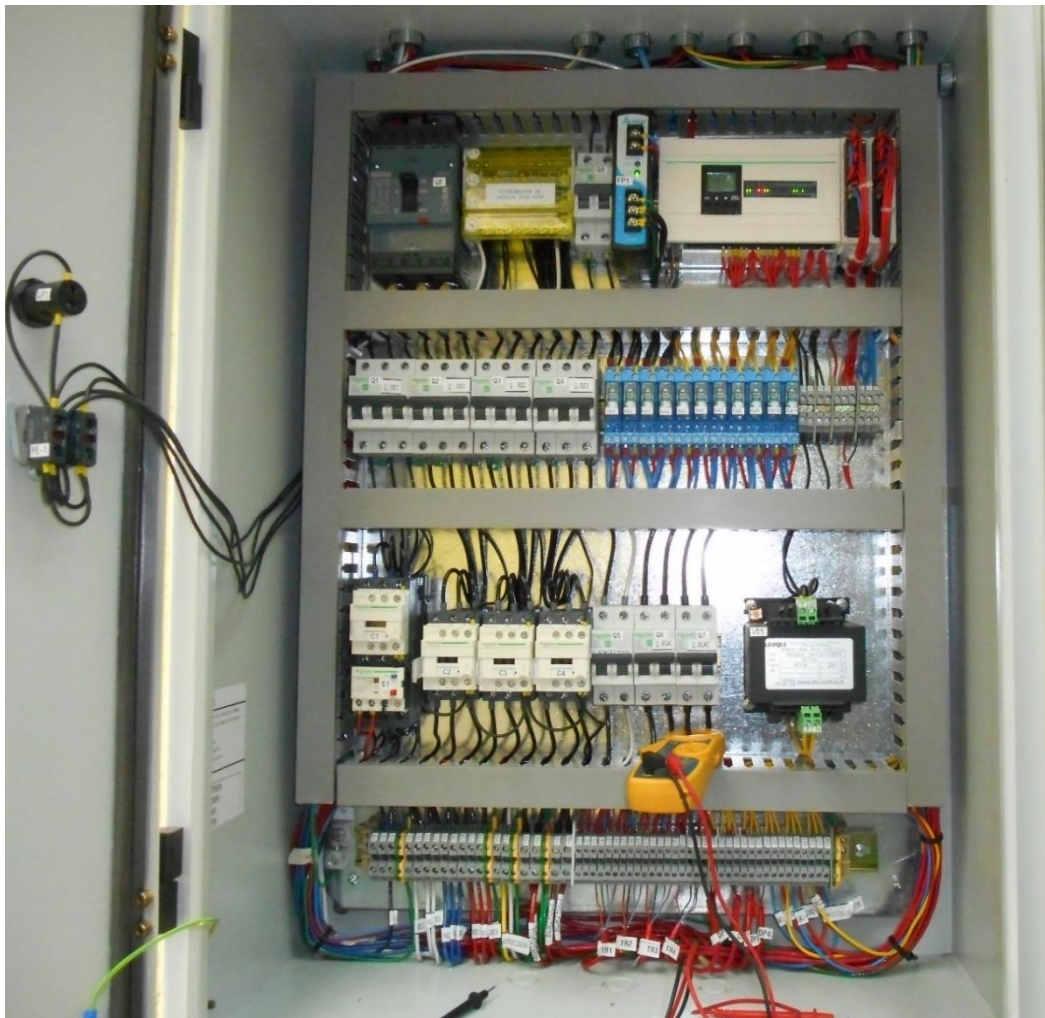
Ilustración 8 Protocolo de instalación del sistema de climatización

ANEXO VII

Manual de operación sistema de climatización

INSTRUCCIÓN DE OPERACIÓN

1 Revisar que todos los elementos de sistema de climatización se encuentren energizados en el tablero de alimentación y control



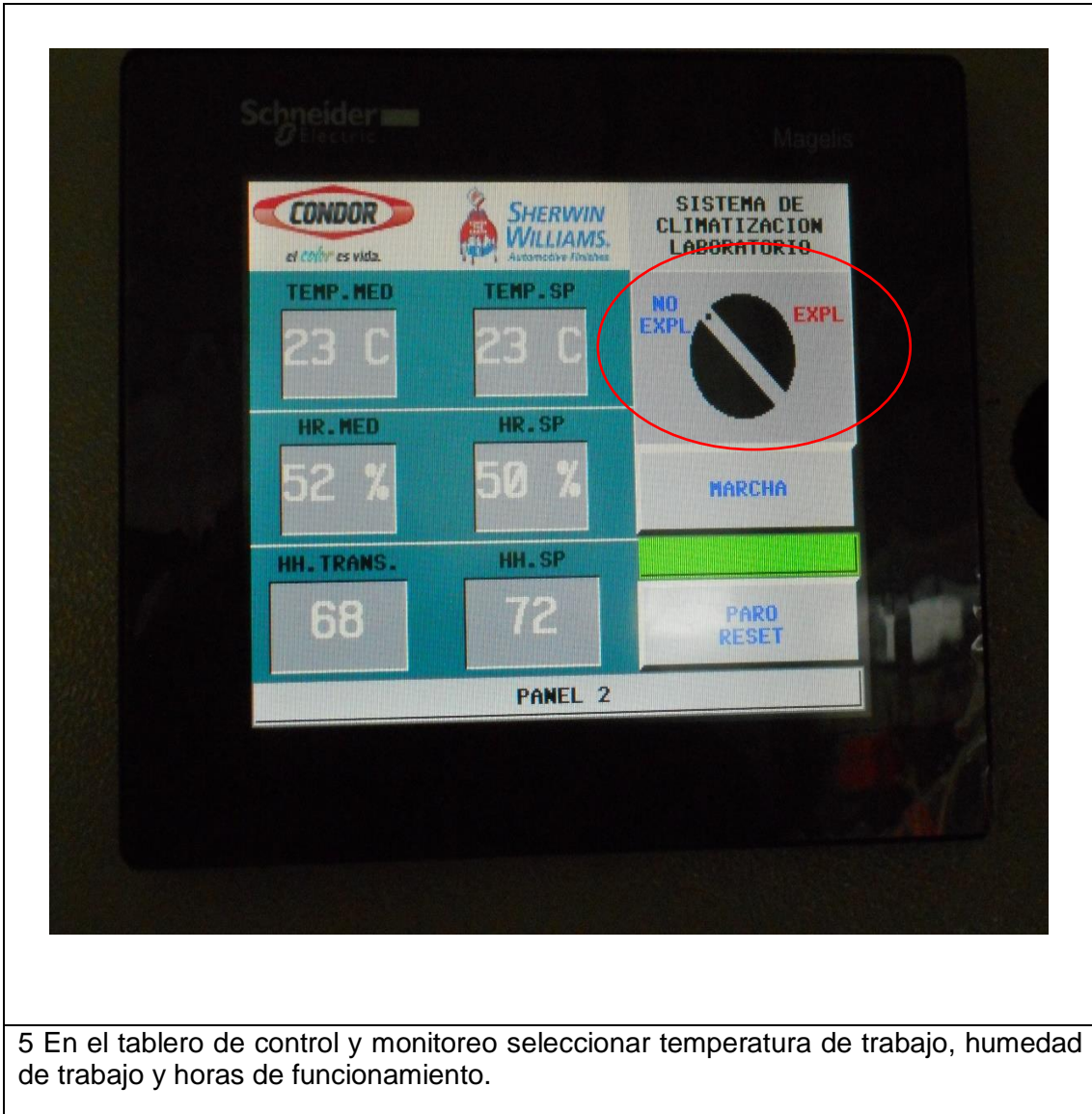
2 Revisar que la alimentación de agua al sistema se encuentra habilitada.



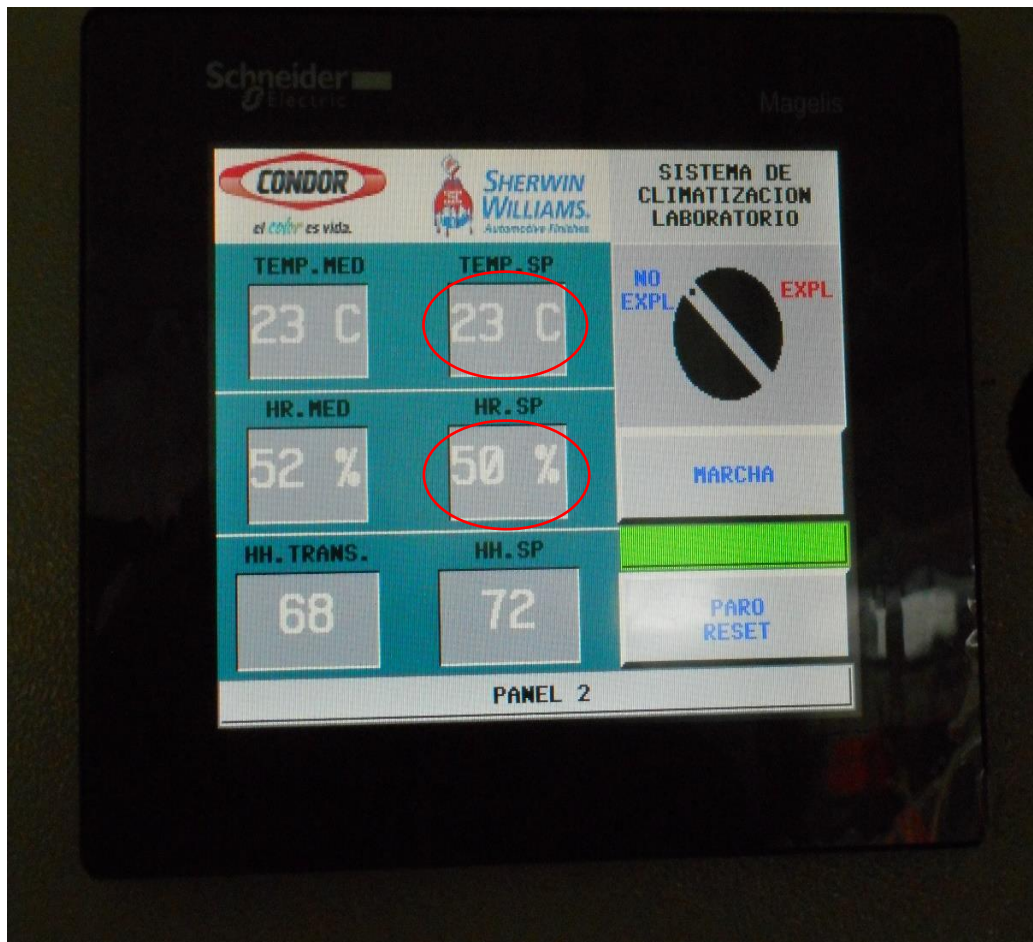
3 Si el sistema estuvo apagado más de 24 horas drenar el humidificador durante 10 min, esperar 5 minutos previo al arranque



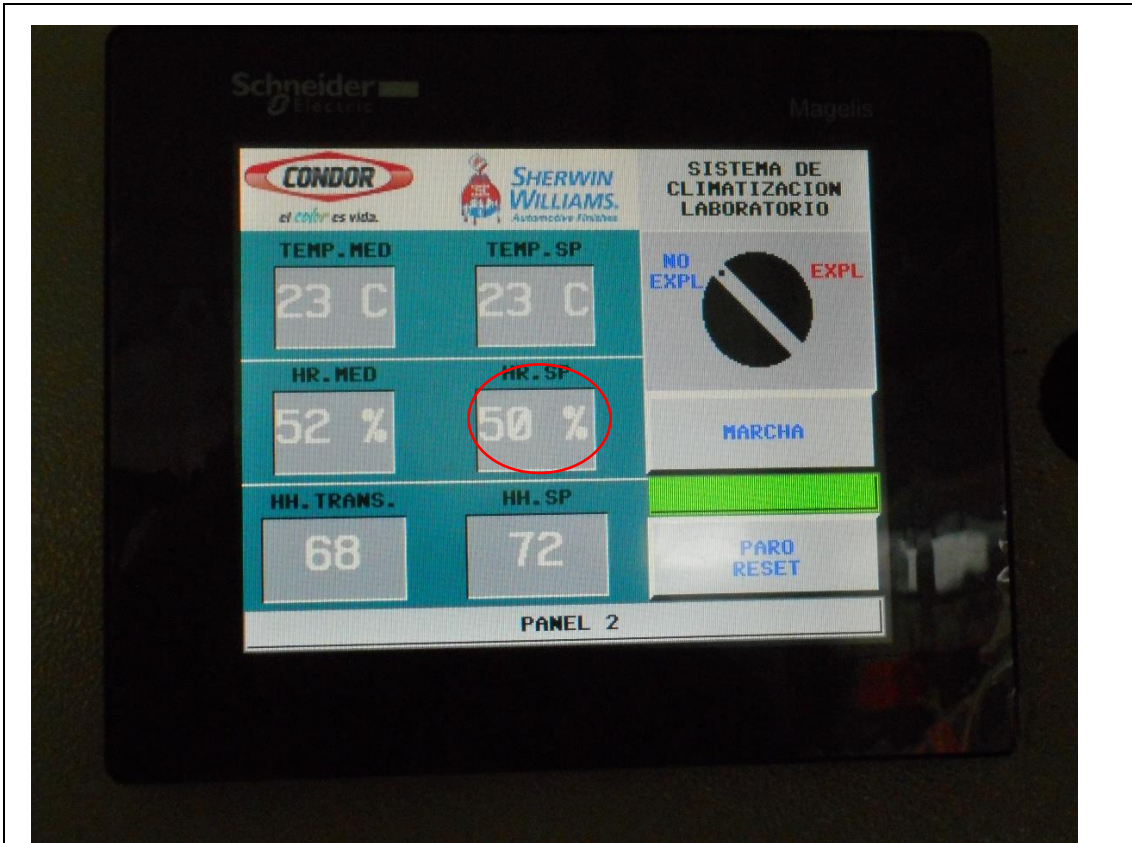
4 En el tablero de control seleccionar el sistema de funcionamiento, con recirculación 100% del aire / aire 100% fresco



5 En el tablero de control y monitoreo seleccionar temperatura de trabajo, humedad de trabajo y horas de funcionamiento.



6 En el tablero de control seleccionar marcha



7 En el tablero de control seleccionar paro para terminar operación del sistema, de ser una para de más de 24 horas drenar humidificador y bajar breaker

ANEXO VIII

Recomendaciones de mantenimiento

RECOMENDACIONES DE MANTENIMIENTO

El mantenimiento recomendado es cada 600 horas de funcionamiento del sistema o trimestralmente lo que se cumpla primero.

Unidad Evaporadora

- 1 Limpieza de serpentín evaporador
- 2 Revisión de voltaje y amperaje
- 3 Engrasar eje y rodamiento de motor ventilador

Unidad Condensadora

- 1 Limpieza de serpentín condensador
- 2 Revisión de voltaje y amperaje
- 3 Engrasar eje y rodamiento de motor ventilador
- 4 Medir presión de alta y baja

Humidificador

- 1 Limpieza de tanque de calentamiento
- 2 Revisión de voltaje y amperaje
- 3 Revisión de conexiones hidráulicas
- 4 Revisar aislamiento térmico de tubería de vapor
- 5 Revisar tubería de condensado
- 7 Limpieza de serpentín de intercambio de vapor

Ventilador, dámper motorizados

- 1 Revisión de Amperaje y voltaje
- 2 Engrasar eje y rodamiento de motor

Banco de resistencia

- 1 Revisión de Amperaje y voltaje
- 2 Intercambio de fases de funcionamiento

ANEXO IX

Pruebas de funcionamiento



PROYECTO SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN LABORATORIO INVESTIGACIÓN & DESARROLLO
 PRECOMISIONADO
 FECHA 2/7/2018
 PERIODO 15-01-2018 al 09-07-2018





Elemento	Ensayo	Método	FUNCIONAMIENTO			Imagen
			Rango de Referencia	Valor del Ensayo	Tiempo	
Difusores	Determinación de Velocidad de aire	Anemometro	150-300 FPM	250 FPM	N/A	
Difusores	Determinación de temperatura de inyección de aire	Anemometro	15-18°C	15.2°C	N/A	
Cuarto climatizado	Determinación de rango de trabajo y estabilidad de temperatura	Sensores y tablero de monitoreo	23+/- 2°C	23 +/- 2°C	72h	
Cuarto climatizado	Determinación de rango de trabajo y estabilidad de humedad	Sensores y tablero de monitoreo	50 +/- 5%	50 +/- 3%	72h	

Ilustración 9 Pruebas de funcionamiento

ANEXO X

Pruebas de precomisionado



PROYECTO SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN LABORATORIO INVESTIGACIÓN & DESARROLLO
 PRECOMISIONADO
 FECHA 2/7/2018
 PERIODO 15-01-2018 al 09-07-2018










Elemento	Ensayo	Método	Rango de Referencia	Valor del Ensayo	Tiempo	
Circuito de tuberías de cobre de la unidad de aire acondicionado 1	Determinación de Fugas	Barrido de Nitrogeno	250 psig (según manual de instalación)	300 psig	24 h	
Circuito de tuberías de cobre de la unidad de aire acondicionado 2	Determinación de Fugas	Barrido de Nitrogeno	250 psig (según manual de instalación)	300 psig	24 h	
Circuito de tuberías de cobre de la unidad de aire acondicionado 1	Limpieza de impurezas	Vacio de presión	500 micrones (según manual de instalación)	510 micrones	12 h	
Circuito de tuberías de cobre de la unidad de aire acondicionado 2	Limpieza de impurezas	Vacio de presión	500 micrones (según manual de instalación)	510 micrones	12 h	
Circuito de tuberías de cobre de la unidad de aire acondicionado 1	Carga de refrigerante	Con expansión de evaporación	200 PSIG según tabla de saturación de refrigerante	210 PSIG	N/A	
Circuito de tuberías de cobre de la unidad de aire acondicionado 2	Carga de refrigerante	Con expansión de evaporación	200 PSIG según tabla de saturación de refrigerante	210 PSIG	N/A	
Soportes	Calidad de soldadura	Inspección Visual	AWS D1.1	Aprobado	N/A	
Base de Condensador	Calidad de soldadura	Inspección Visual	AWS D1.1	Aprobado	N/A	
Base de Evaporador	Calidad de soldadura	Inspección Visual	AWS D1.1	Aprobado	N/A	

Ilustración 10 Pruebas de precomisionado

ANEXO XI

Gráficas sin filtrar de señales de temperatura y humedad

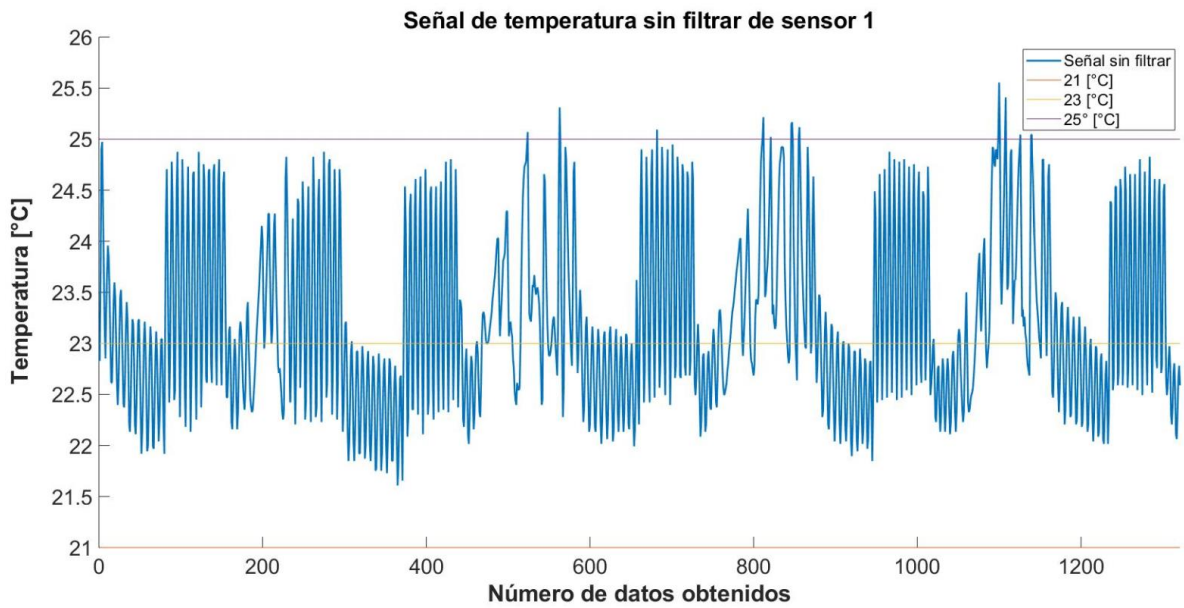


Ilustración 11 señal sin filtrar de temperatura del sensor S1

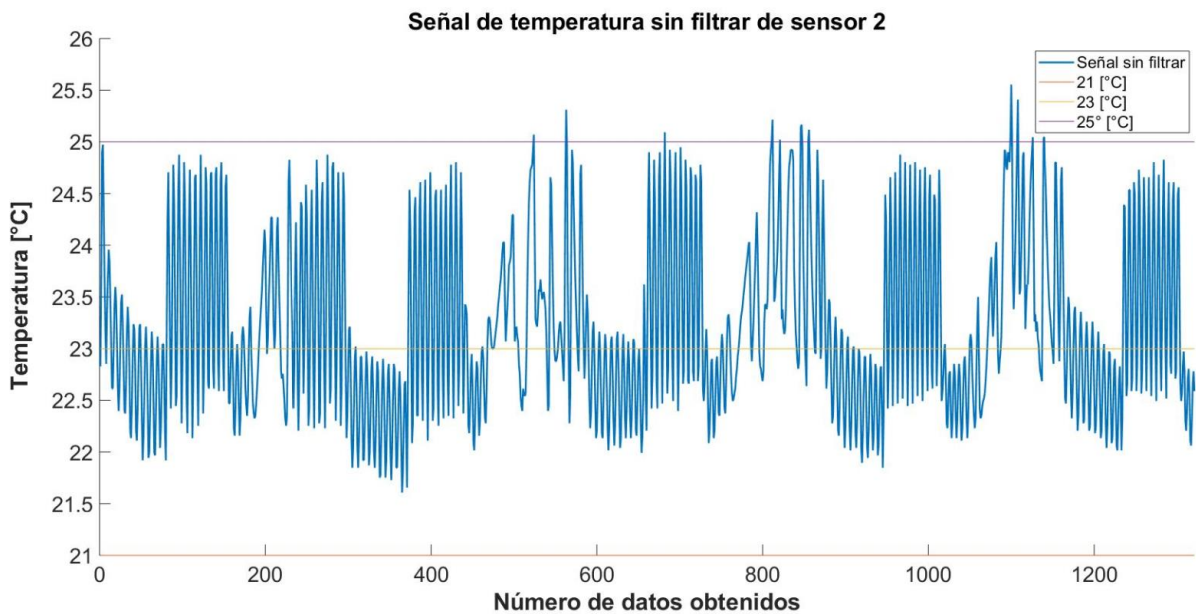


Ilustración 12 señal sin filtrar de temperatura del sensor S2

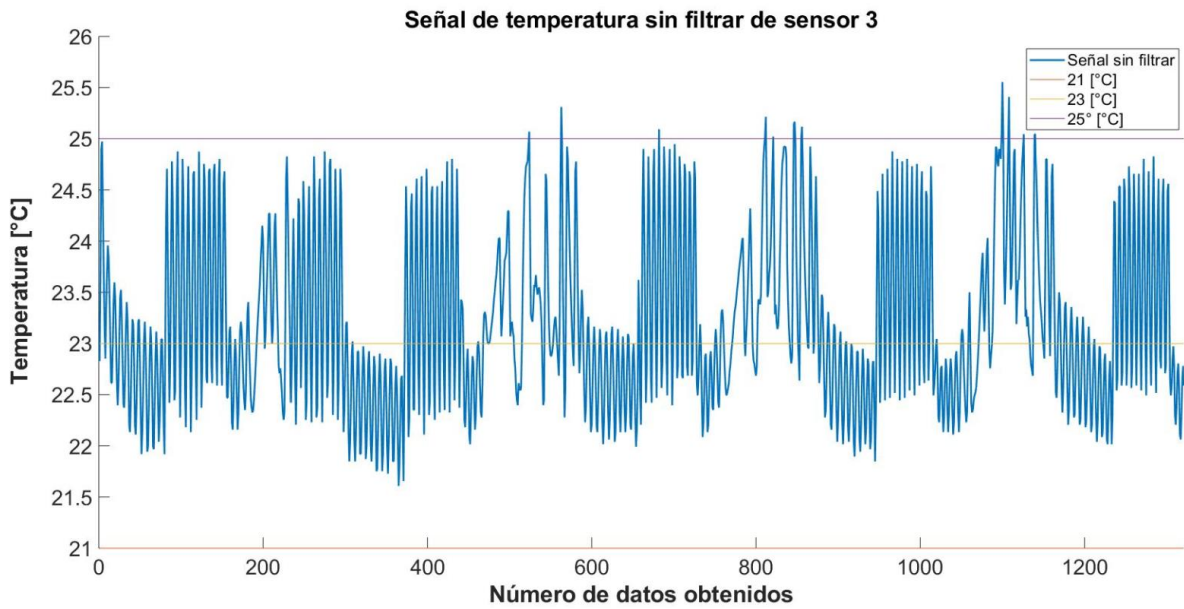


Ilustración 13 Señal no filtrada de temperatura del sensor S3

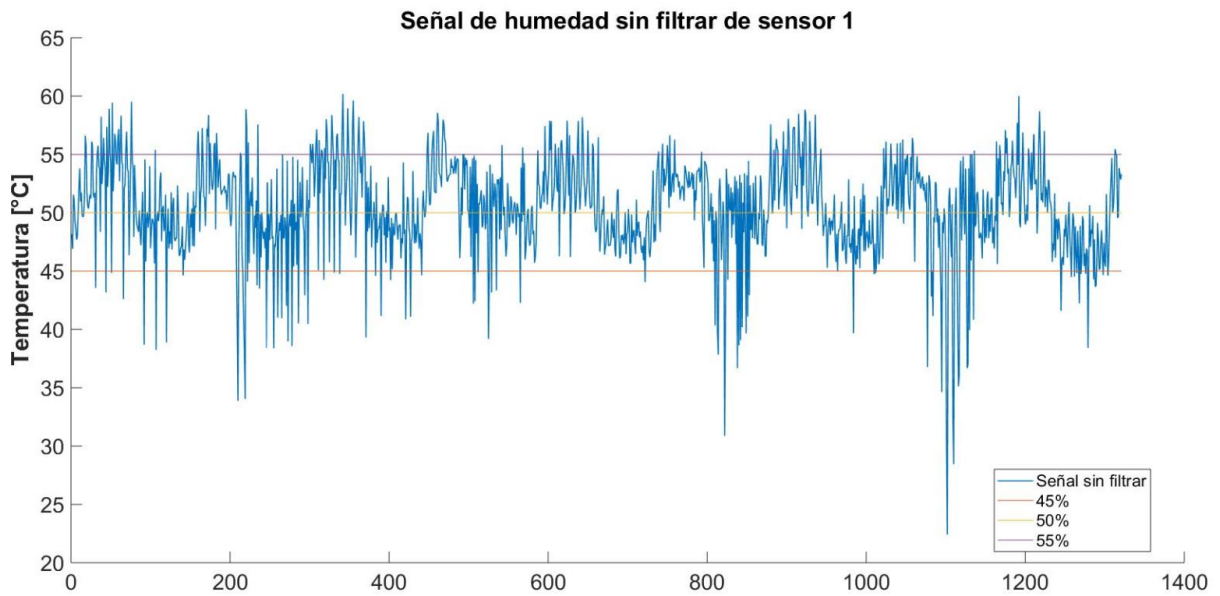


Ilustración 14 Señal no filtrada de humedad del sensor S1

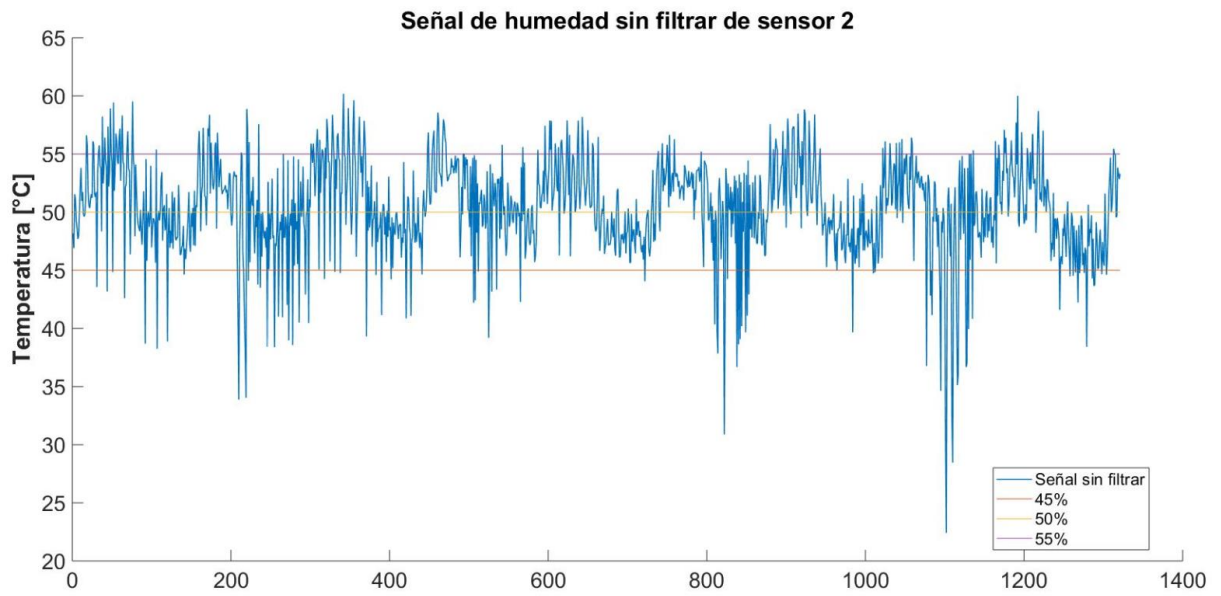


Ilustración 15 Señal sin filtrar de humedad del sensor S2

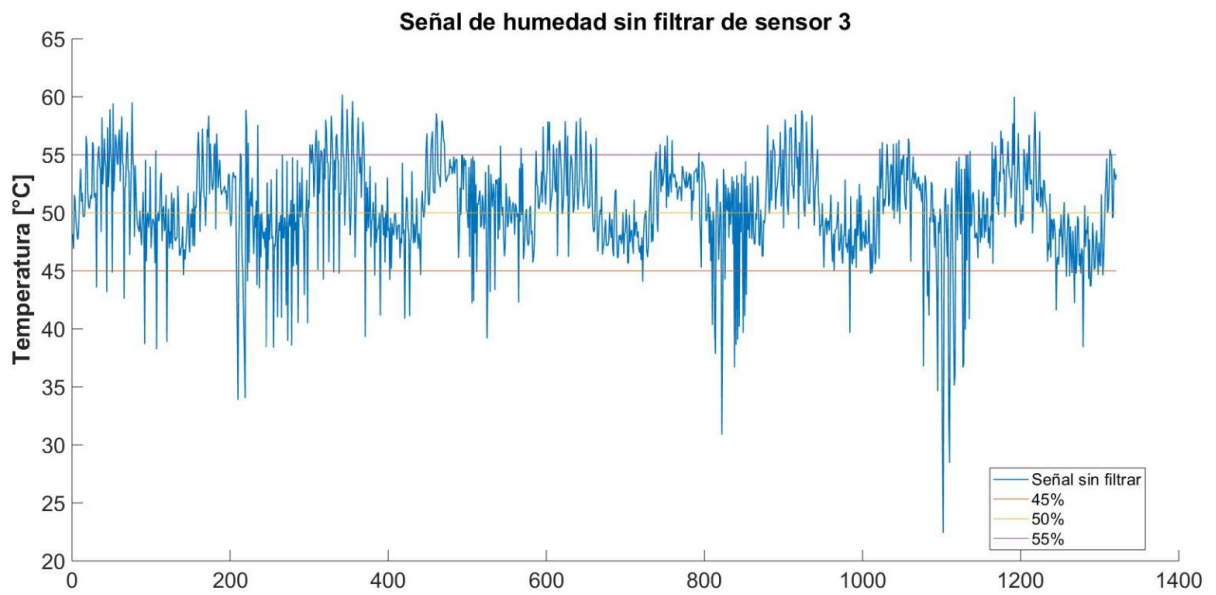


Ilustración 16 Señal no filtrada de humedad del sensor S3

ANEXO XII

Proforma presentada a Pinturas Cóndor antes de iniciar el proyecto

ITEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	UNITARIO	MANO DE OBRA	TOTAL
1 EQUIPOS						
1,1	Equipo de Aire Acondicionado Tipo Manejadora Ducto BOMBA DE CALOR Capacidad de 60.000 Btu/h con sistema redundante y sincronizado	U	1	\$ 12.075,00	\$ 600,00	\$ 12.675,00
1,2	Equipo de Ventilación para Extracción para 2000 CFM	U	1	\$ 1.380,00	\$ 180,00	\$ 1.560,00
TOTAL EQUIPO						\$ 14.235,00
2 SISTEMAS COMPLEMENTARIOS						
2,1	Tubería de sistema de refrigeración de 7/8" y 3/8", incluye aislante termico, accesorios y soportes	m	10	\$ 16,56	\$ 2,88	\$ 194,35
2,2	Ductos en tool galvanizado con aislamiento interior con POLILON fabricados e instalados según norma SMANCA DESIGN incluye soportes	kg	800	\$ 7,20	\$ 2,25	\$ 7.560,00
2,3	Ductos en tool galvanizado sin aislamiento fabricados e instalados según norma SMANCA DESIGN incluye soportes	kg	300	\$ 4,20	\$ 1,50	\$ 1.710,00
2,4	Rejilla de EXTRACCION de 12"x 12" color aluminio, incluye caja de instalación	U	3	\$ 19,80	\$ 6,90	\$ 80,10
2,5	Rejilla de EXTRACCION de 20"x 20" color aluminio, incluye caja de instalación	U	1	\$ 46,20	\$ 6,90	\$ 53,10
2,6	Difusores de INYECCION de 14"x 14" color aluminio, incluye caja de instalación	U	3	\$ 39,60	\$ 6,90	\$ 139,50
2,7	Sensor de Temperatura-humedad THD	U	4	\$ 300,00	\$ 28,75	\$ 1.315,00
2,8	Carga de refrigerante R-410A	lb	30	\$ 3,00	\$ 0,69	\$ 110,70
2,9	Sistema electrico y de control (Cable de fuerza AWG 3x10, cable de comunicación AWG 3X14, minipresostatos de alta y baja)	m	10	\$ 4,20	\$ 0,69	\$ 48,90
3	Sistema de control automatico a través de circuito de PLC's (Sensores calibrados, reguladores de frecuencia, dampers electricos)	U	1	\$ 9.000,00	\$ 575,00	\$ 9.575,00
3,1	Sistema de control de humedad a través de humidificador y secador de aire	U	1	\$ 600,00	\$ 172,50	\$ 772,50
3,2	Soportes para unidad MANEJADORA DUCTO interior y exterior	U	1	\$ 420,00	\$ 57,50	\$ 477,50
TOTAL COMPLEMENTARIOS						\$ 22.036,65
TOTAL SIN IVA						\$ 36.271,65
IVA						\$ 4.352,60
TOTAL						\$ 40.624,25

ANEXO XIII

Planos del sistema de aire acondicionado

ANEXO XIV

CÁLCULO DE DIMENSIONES DE DUCTOS

Consideraciones Iniciales:

$$Q = 1050 \text{ [CFM]}$$

$$\Delta p_f = 0.15 \left[\frac{\text{pulg } H_2O}{100 \text{ ft}} \right]$$

$$\varepsilon = 0.0003 \text{ [ft]}$$

$$\rho = 0.07 \left[\frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right]$$

$$\vartheta = 219.66 \times 10^{-7} \left[\frac{\text{ft}^2}{\text{s}} \right]$$

Dimensiones de ducto para primera iteración:

Ducto de 20x10 [in]

Cálculo:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{1050 \text{ CFM}}{1.38 \text{ ft}^2} = 760.86 \text{ [FPM]}$$

$$Dh = \frac{4A}{P} = \frac{4 * 20 * 10 \text{ [in}^2\text{]}}{2(1.6 + 0.83) \text{ [in]}} = 13.32 \text{ [in]}$$

$$Re = 8.50 * Dh * V = 8.50 * 13.32 * 756 = 85674.7$$

$$\Delta p_f = \frac{12 * f * L * \rho}{Dh} * \left(\frac{V}{1097} \right)^2 \Rightarrow f = \frac{\Delta p_f * Dh}{12 * L * \rho} * \left(\frac{1097}{V} \right)^2$$

$$f = \frac{0.15 \left[\frac{\text{pulg } H_2O}{100 \text{ ft}} \right] * 13.32 \text{ [in]}}{12 * 100 \text{ [ft]} * 0.0521 \left[\frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right]} * \left(\frac{1097}{760.86 \text{ [FPM]}} \right)^2 = 0.0674 \text{ (Teórico)}$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7 Dh} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \Rightarrow f = \left[\frac{1}{-2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7 Dh} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right)} \right]^2$$

$$f = \left[\frac{1}{-2 \log \left(\frac{0.0003 [ft]}{3.7 * 13.32 [in]} + \frac{2.51}{637309.1 \sqrt{0.0468}} \right)} \right]^2 = 0.0180 \text{ (Real)}$$

$$\Delta p_f = \frac{12 * 0.153 * 100 [ft] * 0.07 \left[\frac{lb}{ft^3} \right]}{13.32 [in]} * \left(\frac{760.86 [FPM]}{1097} \right)^2 = 0.04 \left[\frac{pulg H_2O}{100 ft} \right] \text{ (Real)}$$

$$\text{Diferencia } \Delta p_f = 0.15 - 0.04 \left[\frac{pulg H_2O}{100 ft} \right] = 0.11 \left[\frac{pulg H_2O}{100 ft} \right] \neq 0 \Rightarrow \text{Rediseño}$$

CONSIDERACIONES INICIALES							
Tipo	Ramal	Caudal [CFM]	Altura máxima [in]	Ancho [in]	ρ [lb/ft ³]	ξ [ft]	Caída de presión [in/100 ft]
inyección	Principal	1050	10	20	0,0521	0,0003	0,15
inyección	Principal	1050	10	12	0,0521	0,0003	0,15
inyección	Principal	1050	10	14	0,0521	0,0003	0,15
inyección	Principal	1050	10	16	0,0521	0,0003	0,15

CONSIDERACIONES INICIALES							
Tipo	Ramal	Caudal [CFM]	Altura máxima [in]	Ancho [in]	ρ [lb/ft ³]	ξ [ft]	Caída de presión [in/100 ft]
inyección	Principal	1050	10	20	0,0521	0,0003	0,15
inyección	Principal	1050	10	12	0,0521	0,0003	0,15
inyección	Principal	1050	10	14	0,0521	0,0003	0,15
inyección	Principal	1050	10	16	0,0521	0,0003	0,15
DATOS CALCULADOS							
Velocidad [m/s]	V [FPM]	Dh [in]	Re	f	f'	Caída de presión real [in/100 ft]	Diferencia
3,84	756,0	13,3	85674,7	0,0674	0,0180	0,04	-0,11
6,40	1259,9	10,9	116829,1	0,0198	0,0191	0,14	-0,01
5,49	1079,9	11,7	107093,4	0,0289	0,0187	0,10	-0,05
4,80	944,9	12,3	98855,4	0,0398	0,0184	0,07	-0,08

