UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

Facultad de Ingeniería Mecánica

TESIS

Diseño de un sistema de climatización con flujo másico variable de refrigerante para mejorar el confort térmico de una oficina en un edificio

Para obtener el Título Profesional de Ingeniero Mecánico

Elaborado por

Fabian Jonas Arzapalo Arana

0009-0000-2315-2320

Asesor

Dr. Manuel Augusto Villavicencio Chavez

0000-0003-0142-7930

LIMA – PERÚ

2024

Dedicatoria

Con gratitud y perseverancia, dedico este trabajo a aquellos que han iluminado mi camino con sus consejos y apoyo emocional· A mi familia sobre todo a mis padres, cuyo amor y sacrificio han sido mi mayor inspiración, que este trabajo sea un modesto tributo a sus contribuciones en mi vida, y un testimonio de mi compromiso en el conocimiento y el crecimiento personal· ¡Gracias por todo!

Agradecimientos

Quisiera expresar mi más profundo agradecimiento a todas las personas que han hecho posible la culminación de este proyecto· A mi familia, por su inquebrantable apoyo y por ser mi ancla en los momentos difíciles· A mis profesores, cuya guía experta y paciencia infinita han sido fundamentales en mi formación académica· A mis amigos, por brindarme risas, aliento y un refugio en los momentos de estrés· Agradezco a cada persona que, de alguna manera, ha contribuido a este viaje, recordándome que el aprendizaje es un esfuerzo colectivo· Este logro no solo es mío, sino de todos ustedes que han sido parte de mi trayectoria· ¡Gracias por ser la luz que ha iluminado mi camino hacia la culminación de esta tesis!

LISTA DE CONTENIDOS

Resumen ..... **xi**

Abstract ..... **xii**

Introducción ..... **xiii**

CAPÍTULO I : Generalidades **1**

1.1 Antecedentes de la investigación 1

1.2 Identificación y Descripción del Problema de Estudio 3

1.3 Formulación del Problema 4

1.3.1 Problema Principal 4

1.3.2 Problemas Secundarios 4

1.4 Justificación e Importancia 5

1.4.1 Justificación legal 5

1.4.2 Justificación práctica 5

1.5 Objetivos 5

1.5.1 Objetivo general 5

1.5.2 Objetivos específicos 5

1.6 Hipótesis 6

1.6.1 Hipótesis general 6

1.6.2 Hipótesis específicas 6

1.7 Variables y Operacionalización de variables 6

1.7.1 Variable independiente 6

1.7.2 Variable dependiente 6

1.7.3 Operacionalización de variables 7

1.8 Metodología de la Investigación 8

1.8.1 Unidad de análisis 8

1.8.2 Tipo, enfoque y nivel de investigación 9

1.8.3 Diseño de la Investigación 9

1.8.4 Fuentes de Información 10

1.8.5 Población y muestra 10
1.8.6 Técnicas e instrumentos de recolección de datos 10
1.8.7 Análisis y Procesamiento de Datos 11
CAPÍTULO II: Marco Teórico y conceptual 13
2.1 Bases Teóricas 13
2.1.1 Sistema de Aire Acondicionado 13
2.1.2 Confort humano 13
2.1.3 Condiciones del proyecto 15
2.1.4 Verano 15
2.1.5 Invierno 15
2.1.6 Local 15
2.1.7 Carga térmica de enfriamiento 16
2.1.8 Carga térmica de calefacción 24
2.1.9 Psicrometría del aire en climatización 26
2.1.10 Calidad del aire 35
2.1.11 Ductos para distribución de aire 36
2.1.12 Elementos de difusión de aire 40
2.1.13 Red de tubería de refrigeración 42
2.1.14 Sistema de climatización en locales 42
2.1.15 Elección del sistema de aire acondicionado 52
2.1.16 Programas de ingeniería en climatización 52
2.2 Marco conceptual: Definición de términos o conceptos 53
2.2.1 Definiciones 53
CAPÍTULO III: Desarrollo del Trabajo de Investigación 55
3.1 Ingeniería de detalle 55
3.1.1 Parámetros de diseño 55
3.1.2 Cálculos para determinar la carga térmica de enfriamiento 62
3.1.3 Caudal de renovación de aire 73

3.1.4 Psicrometría del aire en climatización 75

3.2 Análisis de Costos 94

CAPÍTULO IV: Resultados, Contratación de Hipótesis y Discusión de Resultados 95

4.1 Análisis y procesamiento de datos 95

4.2 Resultados 95

4.3 Contrastación de la hipótesis 97

4.4 Discusión de resultados 98

Conclusiones 99

Recomendaciones 100

Referencias bibliográficas 101

Anexos …… 104

LISTA DE TABLAS

Tabla 1 Operacionalización de variables 8

Tabla 2 Resistencia térmica "R" de superficies con películas y espacios de aire (h-ft2-°F/Btu) 18

Tabla 3 Máxima aportación solar 21

Tabla 4 Factores de almacenamiento sobre carga térmica, aportaciones solares a través de vidrio 22

Tabla 5 Clasificación de los conductos de chapa según la norma UNE 100-102-88 37

Tabla 6 Tabla comparativa de uso de aire acondicionado según su tipo 52

Tabla 7 Coeficiente global de transferencia de calor en muro 1 59

Tabla 8 Coeficiente global de transferencia de calor en muro 2 64

Tabla 9 Coeficiente de transferencia de calor en piso 64

Tabla 10 Coeficiente de transferencia de calor en techo 65

Tabla 11 Ganancia de calor por ocupación 69

Tabla 12 Tasas mínimas de ventilación (Vbz) 74

Tabla 13 Cuadro de caída de presión en ducto de ventilación 92

Tabla 14 Presupuesto 94

Tabla 15 Carga térmica en verano de la oficina 96

Tabla 16 Parámetros de la unidad condensadora 96

Tabla 17 Parámetros del ventilador 97

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Zona de confort de temperatura y humedad de aire en interiores para invierno y verano 14

Figura 2: Componentes de la ganancia de calor del ambiente 17

Figura 3: Carta psicrométrica (para el nivel del mar 0 m.s.n.m) 27

Figura 4: Construcción de la carta psicrométrica, mostrando líneas de valores constante de las propiedades 28

Figura 5: Proceso de calentamiento sensible y enfriamiento sensible 30

Figura 6: Procesos de humidificación y deshumidificación 30

Figura 7: Procesos combinados de cambio de calor sensible y latente 1 31

Figura 8: Esquema de instalación para enfriamiento 32

Figura 9: Procesos combinados de cambio de calor sensible y latente 2 39

Figura 10: Ciclo de refrigeración 43

Figura 11: Esquema de climatización de expansión directa 45

Figura 12: Esquema de climatización de expansión indirecta 45

Figura 13: Unidad tipo ventana 47

Figura 14: Unidad Split decorativo 48

Figura 15: Unidad tipo split ducto 49

Figura 16: Unidad tipo fan coil 49

Figura 17: Programa de ingeniería ductsizer 53

Figura 18: Ubicación geográfica de la oficina 55

Figura 19: Temperaturas máximas en verano y mínima en invierno 56

Figura 20: Vista de planta de la oficina 58

Figura 21: Línea RSHR en la carta Psicrométrica 76

Figura 22: Proceso psicrométrico del enfriamiento del aire 1 77

Figura 23: Proceso psicrométrico del enfriamiento del aire 2 78

Figura 24: Condiciones de aire exterior e interior en la carta psicrométrica 80

Figura 25: Condiciones de aire interior y de impulsión en la carta psicrométrica 1 82
Figura 26: Condiciones de aire interior y de impulsión en la carta psicrométrica 2 84
Figura 27: Dimensionamiento del ducto de impulsión A-B.....86
Figura 28: Dimensionamiento del ducto de impulsión B-C 87
Figura 29: Dimensionamiento del ducto de inyección 1-2.....87
Figura 30: Dimensionamiento del ducto de inyección 2-3.....88
Figura 31: Dimensionamiento de difusores. 89

Resumen

La presente tesis trata sobre un sistema de climatización para mejorar el confort térmico en una oficina; en dichos ambientes se deben mantener ciertos parámetros para lograr el confort térmico, los cuáles son entre 22°C y 24°C para la temperatura y entre 40% y 60% para la humedad. Estos parámetros se llegaron a identificar realizando una exhaustiva revisión en antecedentes, revistas y artículos científicos.

En los resultados se obtuvieron la capacidad térmica de enfriamiento la cuál es de 23,496.16 Btu/h, de los cuales 18,777.3 Btu/h son de carga sensible y 3600 Btu/h son de carga latente, cuyos valores fueron comparados con el software Elite Chvac, se utilizaron herramientas como DuctSizer y Psychart para apoyar los cálculos, determinando que la capacidad del ventilador requerido es de 150 CFM con una caída de presión de 1.31 in H2O.

Las conclusiones del estudio muestran que varios factores influyen en el confort térmico. Entre ellos, se comprobó que las condiciones iniciales del ambiente afectan el cálculo de la carga térmica, que el cálculo de la renovación de aire es esencial para la correcta selección del inyector, y que la selección adecuada tanto del equipo de aire acondicionado como del equipo de ventilación son cruciales para garantizar un confort térmico óptimo.

Palabras clave: Sistema de climatización, enfriamiento, confort, ventilación.

Abstract

This thesis deals with an air conditioning system to improve thermal comfort in an office; certain parameters must be maintained to achieve thermal comfort, which are between 22°C and 24°C for temperature and between 40% and 60% for humidity. These parameters were identified through an exhaustive review of exhaustive review of background information, journals and scientific articles.

In the results the cooling thermal capacity was obtained which is 23,496·16 Btu/h, of which 18,777·3 Btu/h are sensible load and 3600 Btu/h are latent load, whose values were compared with Elite Chvac software, tools such as DuctSizer and Psychart were used to support the calculations, determining that the required fan capacity is 150 CFM with a pressure drop of 1·31 in H2O.

The findings of the study show that several factors influence thermal comfort· Among them, it was found that the initial ambient conditions affect the thermal load calculation, that the air renewal calculation is essential for proper injector selection, and that proper selection of both air conditioning equipment and ventilation equipment are crucial to ensure optimal thermal comfort.

Keywords: HVAC system, cooling, confort, ventilation.

Introducción

Las oficinas son un espacio donde la mayoría de las personas trabajan. Dependiendo de la ubicación geográfica del lugar de trabajo debería haber un sistema de climatización con los valores correctos de temperatura, humedad y calidad aire interior. La eficiencia de los trabajadores de la oficina tiene una relación directamente proporcional con el confort térmico de esta.

La presente tesis, titulada "Diseño de un sistema de climatización con flujo másico variable de refrigerante para mejorar el confort térmico de una oficina en un edificio" tiene como objetivo diseñar un sistema de climatización basado en los valores recomendados por estudios internacionales para asegurar un confort térmico adecuado en las oficinas. El estudio se desarrolla en tres etapas. En la primera etapa, se analizará la transferencia térmica en el interior y exterior de la oficina, considerando factores como la ubicación geográfica, datos arquitectónicos y las condiciones del aire exterior. En la segunda etapa, se seleccionarán los equipos de climatización en función de parámetros clave, como la cara térmica del ambiente, el caudal de suministro y la caída de presión en el sistema de ductos. Finalmente, en la tercera etapa, se escogerá el ventilador adecuado, según los parámetros de caudal de aire y caída de presión.

El resultado obtenido luego de haber realizado las distintas etapas, nos muestra que, el sistema de climatización a implementar deberá ser una capacidad la cual sea capaz de vencer la capacidad de la carga térmica calculada, para que de esta manera los trabajadores de la oficina puedan trabajar en condiciones óptimas.

CAPÍTULO I

Generalidades

1.1 Antecedentes de la investigación

Herrero (2007) en su proyecto de graduación titulado "Diseño de un sistema de aire acondicionado para las oficinas administrativas, y diseño de una base de datos para la bodega del Departamento de Mantenimiento" presentado para obtener su Licenciatura en Mantenimiento Industrial en el Instituto Tecnológico de Costa Rica, tuvo como objetivo analizar y proponer un diseño de sistema de aire acondicionado para las oficinas administrativas de la empresa H.A Paper&Board. La metodología empleada fue de enfoque cuantitativo, con un diseño de investigación diagnóstica y un alcance descriptivo.

Los resultados de su estudio indicaron que la carga total de enfriamiento en las oficinas administrativas era de 59573 Btu/h. Por lo tanto, la unidad de aire acondicionado más adecuado para ser instalado en el techo del edificio era el modelo Centurión 50PG06 de la marca Carrier, que tenía un costo de $14210 incluyendo instalación e impuestos, según la cotización del distribuidor autorizado de Carrier en Costa Rica.

Como conclusión, el autor señaló que, para alcanzar las condiciones óptimas de confort térmico en las oficinas administrativas, se requería que la temperatura del aire suministrado fuera de 52°F, con un volumen de aire de 1892 pies^3/min, y que la capacidad mínima de la unidad de aire acondicionado fuera de 5 toneladas.

Camacho y Tomasto (2021) en su tesis titulada "Diseño e implementación de un sistema de aire acondicionado de 26.79 Ton y presurización a 25 Pa para mantener el confort térmico de la sala eléctrica 292400-ER-001 en la unidad minera Toquepala", presentada para obtener el título de ingeniero mecánico en la Universidad Nacional del Callao, tuvieron como objetivo principal diseñar un sistema de presurización y aire acondicionado de precisión para la sala eléctrica de una unidad minera. La metodología aplicada en su investigación fue de enfoque tecnológico.

Los resultados mostraron que se necesitaban presurizadores capaces de manejar un caudal de 499 L/s para la sala de equipos y 173 L/s para la sala de gabinetes, con el fin de mantener una presión positiva de 25 Pa en la sala eléctrica. Además, se realizó el dimensionamiento de los ductos, los cuales presentaban una caída de presión entre 0.1 – 0.15 in H2O / 100 ft, con la red de ductos de suministro ubicada en la parte baja y la red de retorno en la parte superior de las paredes laterales.

Finalmente, los autores concluyeron que, al implementar los equipos de aire acondicionado, presurización la red de ductos y los instrumentos de monitoreo, se logró los parámetros deseados en la sala eléctrica, permitiendo el correcto funcionamiento del equipamiento eléctrico. También se determinó la carga térmica de la sala eléctrica considerando las ganancias de calor internas y externa, siguiendo la norma ASHRAE, y se calculó el caudal de presurización utilizando la norma UNE-EN 12101-6.

Kutsuma (2011) en su proyecto de tesis titulado "Diseño de un sistema de climatización en aula CAD-CAE" presentado para optar el título de ingeniero mecánico, en la Pontificia Universidad Católica del Perú, tuvo como objetivo proponer un sistema de climatización de aire para mejorar las condiciones de trabajo en el Laboratorio CAD-CAE y en los espacios adyacentes (INACOM y oficina). En cuanto a su metodología, Kutsuma utilizó el método de Radiant Time Series (RTS) o Series de Tiempo Radiante para calcular los factores que afectan la transferencia de calor, basado en el método de Heat Balance (HB), o balance térmico. Este método de balance térmico (según ASHRAE 2055:30.15) requiere calcular un balance térmico conductivo, convectivo y radiactivo de superficie a superficie para cada área de la habitación.

Los resultados del estudio demostraron que un mejor control de la fenestración podía reducir la carga térmica y mejorar la eficiencia del sistema. Los sistemas de aire acondicionado seleccionado por el autor fueron unidades Split Ducto, incluyendo un equipo de 60000 Btu/h y uno de 36000 Btu/h para el laboratorio, un equipo de 48000 Btu/h para la oficina y uno de 36000 Btu/j para el INACOM.

Finalmente, Kutsuma concluyó que, para proporcionar una distribución homogénea del aire en todo el laboratorio y mantener la eficiencia de los equipos, lo ideal habría sido utilizar seis difusores. No obstante, debido a la presencia de una viga en el salón, se optó por una configuración de ocho difusores.

Rodas (2018) autor del proyecto de tesis titulado "Diseño de un Sistema de Aire Acondicionado de bajo costo de operación para las oficinas administrativas del cuarto piso del edificio de ingeniería USAT-Chiclayo" presentado para obtener el título de ingeniero mecánico en la Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo, en Chiclayo, Perú, tuvo como objetivo principal diseñar un sistema de aire acondicionado de bajo costo de operación para las oficinas administrativas del cuarto piso del edificio de ingeniería USAT - Chiclayo. La metodología empleada en su investigación fue de enfoque cuantitativo.

Como resultado del análisis de las cargas de enfriamiento, determinó que la carga de refrigeración del área era de 216172.8 Btu/h. Por esta razón, seleccionó una máquina enfriadora de agua por ciclo de absorción con un rango de potencias de refrigeración de 35.2 a 70.3 kW y dimensionó un subsistema de distribución mediante fan coils de 36000 Btu/h (2 unidades), 48000 Btu/h (2 unidades) y un equipo de 60000 Btu/h.

Finalmente, Rodas concluyó que, para lograr un ahorro en los costos de operación, era necesario utilizar un equipo que funciones con energía económica, lo que llevó a la selección de un sistema de aire acondicionado por absorción. Además, para reducir el consumo energético de los equipos, resaltó la importancia de aislar térmicamente las paredes y techos, por lo que propuso la aplicación de lana de vidrio en la superficie interna del techo y en el espacio intermedio de los paneles de yeso de las paredes de drywall.

1.2 Identificación y Descripción del Problema de Estudio

Los centros de trabajo en su mayoría enfrentan problemas relacionados con el aumento de temperaturas, su sistema de climatización deficiente y en algunos casos inexistente, no permite mantener una temperatura interior dentro de los límites permitidos

acorde con las normas nacionales e internacionales, ni asegura una adecuada calidad de aire y humedad relativa adecuada en el ambiente.

Frente a la necesidad de alcanzar el confort térmico en las oficinas donde laboran las personas, se diseñan sistemas de aire acondicionado, este sistema es necesario debido a que afecta directamente a la eficiencia de trabajo de los trabajadores, generalmente este problema ocurre en verano por lo cual un mal diseño del sistema de climatización o una mala selección de los equipos ocasionaría un mal confort térmico.

Existen sistemas de aire acondicionado que no cuentan con un buen sistema de renovación de aire, no son capaces de filtrar y purificar el aire, ni eliminar contaminantes, ocasionando así una mala calidad de aire interior, generando ineficiencia y posible daño a la salud de los trabajadores.

Finalmente, en algunos casos se tiene un correcto sistema de climatización, sin embargo, la selección del inyector no es el adecuado (no se calculó de manera correcta el caudal o la caída de presión) ocasionando que el sistema no logre las renovaciones mínimas necesarias.

1.3 Formulación del Problema

1.3.1 Problema Principal

¿Cómo afecta al rendimiento de las personas un sistema de climatización con flujo másico variable de refrigerante en el confort térmico?

1.3.2 Problemas Secundarios

¿De qué manera el análisis de los parámetros iniciales influye en el cálculo de la carga térmica?

¿En que afecta el suministro de aire exterior en un sistema de climatización?

¿Cómo seleccionar los equipos de aire acondicionado adecuados para garantizar el confort térmico en la oficina?

¿De qué manera la selección del ventilador influye en garantizar las renovaciones mínimas?

1.4 Justificación e Importancia

1.4.1 Justificación legal

Este estudio se justifica de manera legal porque está basado en normas y reglamentos de instituciones y asociaciones reconocidas tanto a nivel nacional como internacional. Las cuales establecen criterios específicos para diseñar correctamente los sistemas de climatización. Entre las principales instituciones se encuentran la ASHRAE y RNE.

1.4.2 Justificación práctica

Este estudio se justifica de manera práctica debido a que el diseño del sistema de climatización permitirá mantener una adecuada temperatura, humedad, renovación y calidad de aire interior en la oficina, y mejorará la sensación de confort térmico de las personas que ocupen dicha oficina.

1.5 Objetivos

1.5.1 Objetivo general

Diseñar un sistema de climatización con flujo másico variable de refrigerante para mejorar el confort térmico de una oficina en un edificio.

1.5.2 Objetivos específicos

Determinar las condiciones iniciales de la oficina para realizar el correcto diseño del sistema de aire acondicionado.

Determinar la influencia del cálculo de la renovación de aire en la selección del inyector del sistema de aire acondicionado.

Seleccionar el equipo de aire acondicionado adecuado para garantizar el confort térmico de la oficina.

Seleccionar el ventilador adecuado para cumplir las renovaciones mínimas de inyección de aire exterior en la oficina.

1.6 Hipótesis

1.6.1 Hipótesis general

El diseño de un correcto sistema de climatización mejorará la sensación de confort térmico en las personas del ambiente a climatizar.

1.6.2 Hipótesis específicas

H.1: La determinación de las condiciones iniciales de la oficina influirá en la carga térmica y por ende en el diseño del sistema de aire acondicionado.

H.2: El cálculo de la renovación de aire influirá en la selección del inyector.

H.3: La selección del equipo de aire acondicionado influirá en el confort térmico.

H.4: La selección de un correcto ventilador influirá en el confort térmico.

1.7 Variables y Operacionalización de variables

1.7.1 Variable independiente

Las oficinas necesitan una adecuada calidad de aire, temperatura y humedad, la variable independiente de la presente investigación será:

X = Sistema de climatización con flujo másico variable de refrigerante.

Se considera como variable independiente porque se manipulará en la investigación para evaluar su impacto en la variable dependiente, específicamente, cómo el cambio en el flujo másico de refrigerante afecta al confort térmico de la oficina.

1.7.2 Variable dependiente

El confort térmico varía según los parámetros con el que se diseñe el sistema de aire acondicionado, por lo que la variable dependiente es:

Y = Confort térmico de una oficina en un edificio.

Esta es la variable que se pretende medir o evaluar en función de los cambios que se realicen en el sistema de climatización.

La presente investigación se rige bajo la siguiente ecuación funcional Y= f (X), donde la variable independiente se descompone de la siguiente manera:

- X_1 = Parámetros del estudio térmico
- X_2 = Transferencia de calor interna y externa
- X_3 = Selección de equipos de climatización
- X_4 = Selección del ventilador

Finalmente, la ecuación funcional será: $Y = f(X_1, X_2, X_3)$

1.7.3 Operacionalización de variables

La siguiente tabla muestra la operacionalización de variables dependientes e independientes:

Tabla 1

Operacionalización de variables

VARIABLES	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	DIMENSIONES	INDICADORES	INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN
INDEPENDIENTE: Sistema de climatización con flujo másico variable de refrigerante	Sistema que ajusta la cantidad de refrigerante que circula a través del sistema según las demandas de enfriamiento.	Se operacionaliza según la medición de temperatura y humedad, implementación de sistemas de HVAC y encuestas de satisfacción.	PARÁMETROS DEL ESTUDIO TÉRMICO	Localización geográfica del local Condiciones climatológicas Geometría del local Características eléctricas y electrónicas	Coordenadas geográficas en google maps. Reportes de ASHRAE. Planos de arquitectura Planos de equipamiento
			CAPACIDAD TÉRMICA	Ganancia de calor en estructura interior en verano	Ecuación de transferencia de calor.
				Ganancia de calor en estructura exterior en verano	Ecuación de transferencia de calor.
				Pérdida de calor en estructura exterior en invierno	Ecuación de transferencia de calor.
			SELECCIÓN DE EQUIPOS DE CLIMATIZACIÓN	Temperatura de aire de insuflamiento	Ecuación de transferencia de calor.
				Caudal de aire de insuflamiento	Ecuación de renovación de aire.
				Capacidad térmica del equipo de Climatización.	Ecuación de transferencia de calor.
				Dimensionamiento de ductos	Ecuación de fricción constante.
				Dimensionamiento de difusor y rejillas de extracción.	Ecuación de velocidad de aire del fabricante de difusores y rejillas.
				Caída de presión en ductos	Ecuación de pérdida de fricción constante.
			SELECCIÓN DE VENTILADOR	Caudal mínimo según la EM.030	Ecuación de la norma EM 030
DEPENDIENTE: El confort térmico de una oficina en un edificio	Implementación de parámetros y sistemas que aseguran las condiciones de confort dentro del espacio de trabajo.	Se operacionaliza según la medición de temperatura y humedad, implementación de sistemas de HVAC y encuestas de satisfacción.	PARÁMETROS PARA LOGRAR EL CONFORT TERMICO	Condiciones según normas.	Recomendaciones de ASHRAE.

Fuente: Elaboración propia.

1.8 Metodología de la Investigación

1.8.1 Unidad de análisis

En la presente tesis, la unidad de análisis viene a ser la oficina, la cuál se eligió porque representa un entorno típico dentro de un ambiente laboral donde el confort térmico es crucial para la productividad y bienestar de los trabajadores.

Para efectos de esta investigación, se considera una oficina en un edificio de oficinas típico, considerando variables climáticas y arquitectónicas estándar.

En este estudio, la población y muestra se define por el sistema de aire acondicionado, dado que se conoce cantidad de personas.

1.8.2 Tipo, enfoque y nivel de investigación

El tipo de investigación es aplicada o Tecnológica, ya que su objetivo fundamental es el de resolver problemas prácticos, teniendo un alcance de generalización limitado.

El nivel de la investigación corresponde a un estudio descriptivo relacional. Es descriptivo, porque describe un suceso problémico y la metodología de su solución. Es relacional, en razón de que tiene como finalidad explicar cómo se comporta una variable con relación a la otra; se propone una relación de causa y efecto.

La investigación posee un enfoque cuantitativo, porque emplea métodos y técnicas cuantitativas; usa la recolección de datos para responder las preguntas de investigación y validar hipótesis empleando la medición cuantitativa y el análisis estadístico.

La investigación tecnológica de acuerdo con Espinoza (2010) "brinda las pautas para resolver problemas de la realidad y tiene base empírica porque aplica los conocimientos teóricos de la ciencia a la práctica, adoptando el método experimental en la solución de los problemas en forma sistémica" (p. 5).

Esta investigación es de enfoque cuantitativo porque se medirá y analizará el confort térmico de manera objetiva, utilizando datos numéricos, como la temperatura y humedad para evaluar la efectividad del diseño propuesto.

1.8.3 Diseño de la Investigación

El presente trabajo de investigación es tecnológico, posee un enfoque cuantitativo y un diseño no experimental ya que no se realizarán manipulaciones a las variables.

1.8.4 Fuentes de Información

De acuerdo con Valderrama (2002) la investigación tecnológica implica conocimientos previos, los cuales se obtuvieron a través de la investigación y/o experiencia práctica, y se realiza de manera sistemática. Su objetivo es crear nuevos materiales, productos o equipos. También establece nuevos procesos, sistemas y servicios, o mejora de manera significativa los ya están en operación.

Valderrama (2002, p. 176) expresa que "en el diseño experimental se manipulan en forma deliberada una o más variables independientes para observar sus efectos en la (s) variable (s) dependiente (s)".

Lo característico en el tipo de diseño no experimental es que no existe manipulación intencional de las variables, se estudian los fenómenos tal cual sucede en su ambiente natural (Arbaiza, 2013, p. 143)

El trabajo de investigación se basa en las recomendaciones que nos brindan distintas normativas como las de la ASHRAE, el Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE), fuentes de información como libros y tesis de autores relacionado con el aire acondicionado, los cuáles se encuentran en las referencias bibliográficas.

1.8.5 Población y muestra

Este estudio tiene como población al ambiente de la oficina de un edificio ubicado en la ciudad de Lima, que a su vez es la muestra.

1.8.6 Técnicas e instrumentos de recolección de datos

En este estudio se empleó la técnica documental para la recolección de datos, por tanto los datos se obtuvieron mediante registros, textos, normas y planos arquitectónico.

Espinoza (2014, p.110) "La técnica documental permite la recopilación de evidencias para demostrar las hipótesis de investigación. Está formada por documentos de

diferente tipo: revista, memorias, actas, registros, datos e información estadísticas y cualquier documento de institución y empresas que registran datos de su funcionamiento"

El proceso de recolección de datos se basa en normas y reglamentos nacionales e internacionales, visualización de planos de arquitectura, charlas técnicas y programas de cargas térmicas. Se llevaron a cabo los siguientes procedimientos:

- Condiciones de temperatura menos optimas en invierno y verano, según reporte de ASHRAE.
- Identificación de las dimensiones, equipamiento eléctrico, tipo de estructura y mobiliaria según los planos de arquitectura.
- Documentos sobre Acondicionamiento de aire Principio y Sistemas, manual de aire acondicionado Carrier y Manual de ASHRAE.
- Normativa sobre Edificaciones.

1.8.7 Análisis y Procesamiento de Datos

Se llevaron a cabo el análisis y procesamiento de datos utilizando ecuaciones teóricas de transferencia de calor, así como principios de aire acondicionado, climatización y ventilación mecánica. Para obtener los datos meteorológicos, se emplearon los informes proporcionados por ASHRAE.

Se utilizaron programas especializados en sistemas de climatización, como PsyChart, ductsizer y EliteChvac, estas herramientas fueron fundamentales para el diseño y la evaluación del sistema.

Con los valores obtenidos, se procedió a calcular la carga térmica de la oficina y se realizaron selecciones apropiadas de equipos de climatización y de ventilación.

Finalmente, se consultaron catálogos y fichas técnicas para asegurar la adecuada selección de los equipos requeridos.

CAPÍTULO II

Marco Teórico y conceptual

2.1 Bases Teóricas

2.1.1 Sistema de Aire Acondicionado

(Pita, 2002 pág. 7) en el libro cuyo título es "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" menciona que, "el proceso de tratamiento del mismo en un ambiente interior con el fin de establecer y mantener los estándares requeridos de temperatura, humedad, limpieza y movimiento".

El objetivo principal de un sistema de climatización es proporcionar el confort térmico a las personas que laboren en dicho ambiente, mediante el control de temperatura, humedad relativa, calidad aire, nivel sonoro, etc.

2.1.2 Confort humano

(Pita, 2002 pág. 7) en el libro cuyo título es "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" menciona que, "Como el objetivo de los sistemas de acondicionamiento de aire proporciona un ambiente interior confortable, el diseñador y el operador del sistema deben comprender los factores que afectan la comodidad".

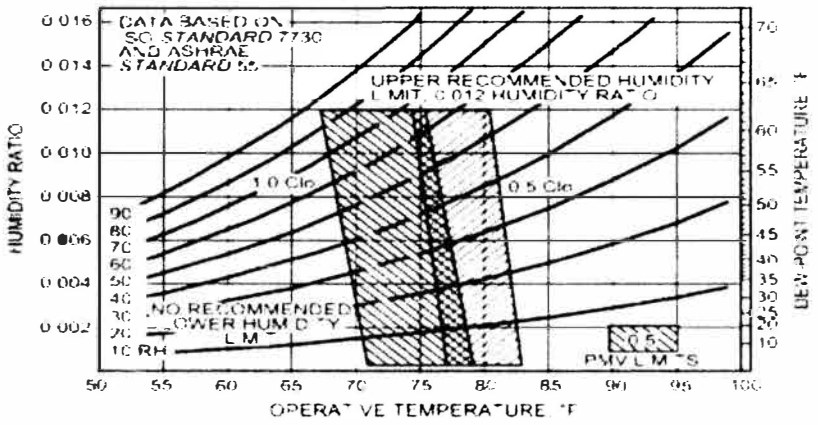
A continuación, se muestran los objetivos:

- Control de temperatura de bulbo seco.
- Control Humedad.
- Control Movimiento del aire.
- Control Aire fresco.
- Nivel sonoro.
- Control de aire limpio.
- Control de iluminación.
- Mobiliario adecuado.

El estándar 55-1981 de ANSI/ASHRAE realizado en diversos estudios sobre temperatura, humedad, movimiento y prendas de vestir da como resultado la siguiente gráfica.

Figura 1

Zona de confort de temperatura y humedad de aire en interiores para invierno y verano



Fuente: ASHRAE Fundamentals (2013).

"Las zonas sombreadas de la figura mostrada, se llaman zonas de confort y señalan combinaciones de efectos según las cuales, al menos el 80% de los ocupantes opinaría que el medio ambiente es confortable". (Pita, 2002, p.9).

En la parte central de la zona de confort se experimentará una sensación térmica neutral. Al acercarse al límite de la zona más cálida la persona podría sentir una diferencia térmica de aproximadamente +0.5 según la escala de sensaciones de ASHRAE, mientras que al estar cerca al límite de la zona más fría, podría experimentar una sensación térmica de -0.5.

Existen ciertas limitaciones que son las siguientes:

- La zona de confort es aplicable para personas que llevan un estilo de vida sedentario o que son poco activas.

- La zona de confort es aplicable para personas que utilizan ropa de vestir básicas en verano (pantalones delgados y camisa manca corta o similar) y ropa básica en invierno (prendas gruesas, chompa, suéter o similares).
- La zona de confort solo aplica al movimiento de aire en el espacio ocupado, el cual no debe exceder los 30 pies por minuto (FPM) y en invierno los 50 pies por minuto.
- Las zonas de confort son pertinentes bajo ciertas condiciones de radiación entre los ocupantes y las superficies del recinto.

2.1.3 Condiciones del proyecto

"Las condiciones exteriores son la temperatura seca, temperatura húmeda, altitud, velocidad del viento, la oscilación media diaria y los grados días (GD) (para invierno)" (Carrier, 2009, p.1-9). No se puede iniciar el cálculo de la carga térmica sin conocer primero las condiciones exteriores del entorno que se va a calcular, ya que la carga térmica variara según la ubicación del cálculo.

2.1.4 Verano

Para el cálculo de las cargas térmicas en verano se utilizan las temperaturas más críticas (es decir las más altas), estos valores se pueden obtener del organismo internacional ASHRAE o de una estación meteorológica próxima al área de estudio, en nuestro país el organismo encargado de las estaciones meteorológicas es el SENAHMI.

2.1.5 Invierno

Durante el invierno las condiciones exteriores nos permiten estimar la carga térmica necesaria para la calefacción, dado que en esta época se registran las temperaturas más frías del año.

2.1.6 Local

Es el lugar donde estarán ubicadas las personas, donde no experimentaran incomodidad por el calor en el verano ni frío en invierno, es decir serán las condiciones de confort, estas condiciones son establecidas por normas nacionales (Reglamento Nacional de edificaciones, Norma técnica de salud, etc) o normas internacionales (ASHRAE).

2.1.7 Carga térmica de enfriamiento

De acuerdo con Pita (2002, p.134). "el calor que recibe el edificio debido a las fuentes de calor no aumenta inmediatamente la temperatura del aire interior del edificio, una parte del calor es absorbido y almacenado en las paredes, pisos, techos y muebles". Además, se sabe que dentro de un edificio hay diversas fuentes de que generan calor sensible o calor latente, por ello para asegurar una temperatura y humedad confortable en el interior, es fundamental eliminar el exceso de calor acumulado.

Los componentes que contribuyen a la ganancia de calor, los podemos dividir en dos partes, fuentes de calor debido a la ganancia externa y fuentes de calor debido a la ganancia interna.

Fuentes de calor debido a la ganancia externa.

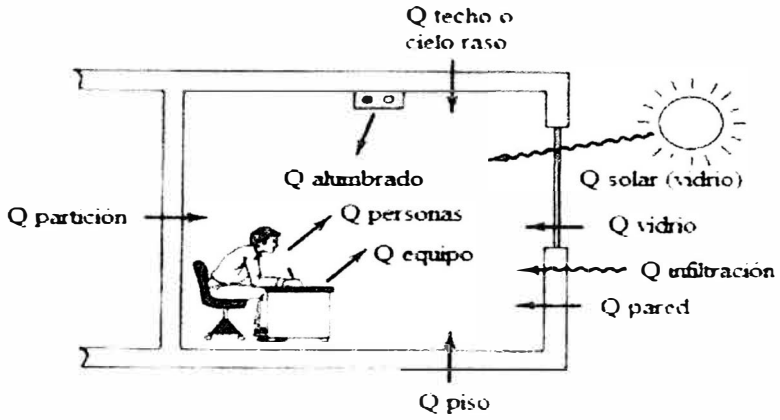
- Flujo de calor a través de paredes exteriores.
- Flujo de calor a través de techo exterior.
- Flujo de calor a través de vidrios exterior
- Flujo de calor a través de paredes interior.
- Flujo de calor a través de pisos interiores.
- Flujo de calor a través de techos interiores.

Fuentes de calor debido a la ganancia interna.

- Flujo de calor por persona.
- Flujo de calor por iluminación.
- Flujo de calor por equipos.

Figura 2

Componentes de la ganancia de calor del ambiente



Fuente: Pita (2002).

2.1.7.1 Velocidad de transferencia de calor

En general, la cantidad de calor transferida a través de una pared, techo y cualquier otra superficie se mide utilizando tres factores: la diferencia de temperatura sobre la cual fluye el calor, el área de la superficie a través de la cual el calor se transfiere y la resistencia (R) del material al flujo de calor. (Pita, 2002, p.50).

La velocidad de transferencia de Calor se expresa con la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{1}{R} \times A \times DT \ldots (1)$$

Donde:

Q: Transferencia de calor de las paredes de la estructura (Btu/h).

R: Resistencia térmica del material (h-ft^2 -°F/ Btu).

A: Superficie de la pared (ft^2).

DT: Variación de temperatura (°F).

2.1.7.2 Resistencia Térmica

"La resistencia térmica de un material representa su habilidad para oponerse al paso de del calor a través de él" (Pita, 2002, p.50).

Tabla 2

Resistencia térmica "R" de superficies con películas y espacios de aire (h-ft2-°F/Btu)

	Dirección de flujo de calor	Valor de R
AIRE INMÓVIL (Superficie interiores)		
Horizontales	Hacia arriba	0.61
Inclinadas a 45 grados	Hacia arriba	0.62
Verticales	Horizontal	0.68
Inclinadas a 45 grados	Hacia abajo	0.76
Horizontales	Hacia abajo	0.92
AIRE EN MOVIMIENTO (Superficie Exteriores)		
Viento de 15mph (24 km/h)	Cualquiera	0.17
Viento de 7.5 mph (12 km/h)	Cualquiera	0.25

Fuente: Pita (2002)

2.1.7.3 Resistencia Térmica Global

(Pita, 2002 pág. 52) en el libro cuyo título es "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" menciona que: "Las paredes y techos de un edificio están compuesto por distintos materiales, por lo que la transferencia de calor se calcula asumiendo una resistencia térmica equivalente que represente a la de los materiales".

2.1.7.4 Coeficiente Global de Transferencia de Calor

Es la cantidad de calor que se transfiere en una hora a través de una superficie (pared, techo, suelo, etc.) en relación con su área y por grado de diferencia entre la temperatura del aire.

2.1.7.5 Flujo de calor a través de vidrios por radiación

La transferencia de calor por radiación en vidrios estará influenciada por su localización geográfica, horario y mes considerado y la orientación. El vidrio posee la

característica de reflejar una parte de la radiación que entra en la atmosfera, mientras que la fracción que no se refleja es absorbida por el espacio que se desea climatizar.

La única fuente de radiación que se considera es la que emite el sol, que una parte es absorbida por la atmosfera, otra parte es reflejada por diversos factores como vapor de agua, ozono o polvo atmosférico. (Carrier, 2009, p.I-19).

Máxima aportación solar

Es la ganancia máxima de calor solar a través de un vidrio sencillo de 1/8 de in (pulgada) un mes, orientación y latitud dados". (Pita, 2002, p.143).

Factor de Corrección

Los valores de máxima aportación solar consideran las siguientes características del vidrio y entorno:

- Marco de madera
- Atmosfera limpia
- Altitud 0 metros
- Punto de rocio de 19.5°C (67°F) al nivel del mar. Para lugares que no cumplan estas consideraciones se debe considerar un factor de corrección.

Factor de Sombra

Se considera el factor de sombra cuando en la ventana existe un elemento interno que desvía la radiación solar (persianas, cortinas, etc.). En caso no se considere estos elementos, el factor de sombra es 1.

Factor de Almacenamiento

El factor de almacenamiento considera el calor que absorbe y almacena en la estructura. Los factores de almacenamiento dependen de la superficie del suelo, orientación y hora solar 1.

2.1.7.6 Transferencia de calor a través de las paredes y techo exteriores

La transferencia de calor a través de las paredes y techos exteriores sucede por las ganancias terminas por conducción, convección y radiación, además del almacenamiento de calor en las paredes y muros (Carrier, 2009, p.I-35).

2.1.7.7 Flujo de calor a través de paredes, piso y techo interior

La transmisión de calor en las estructuras interiores se produce cuando el espacio adyacente esta sin acondicionar, sucede en estructuras como: paredes, piso y entrepisos. (Pita, 2002, p.136).

Tabla 3

Máxima aportación solar

LATITUD NORTE	MES	ORIENTACION LATITUD NORTE N**	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horizontal	MES	LATITUD SUR
0°	Junio	635	1.678	1.579	448	151	448	1.579	1.678	2.428	Diciembre	0°
	Julio y Mayo	516	1.642	1.634	559	151	559	1.634	1.642	2.507	Nov. Y Enero	
	Agosto y Abril	266	1.515	1.753	849	151	849	1.753	1.515	2.634	Oct. Y Febrero	
	Sept. Y Marzo	107	1.269	1.793	1.269	151	1.269	1.793	1.269	2.690	Sept. Y Marzo	
	Oct. Y Febrero	107	849	1.753	1.515	365	1.515	1.753	849	2.634	Agosto y Abril	
	Nov. Y Enero	107	559	1.634	1.642	718	1.642	1.634	559	2.507	Julio y Mayo	
	Diciembre	107	448	1.579	1.678	881	1.678	1.579	448	2.428	Junio	
10°	Junio	428	1.642	1.666	591	151	591	1.666	1.642	2.614	Diciembre	10°
	Julio y Mayo	321	1.591	1.698	710	151	710	1.698	1.591	2.654	Nov. Y Enero	
	Agosto y Abril	139	1.396	1.753	1.008	151	1.008	1.753	1.396	2.690	Oct. Y Febrero	
	Sept. Y Marzo	107	1.107	1.761	1.365	298	1.365	1.761	1.107	2.654	Sept. Y Marzo	
	Oct. Y Febrero	107	710	1.666	1.603	785	1.603	1.666	710	2.471	Agosto y Abril	
	Nov. Y Enero	95	397	1.535	1.730	1.139	1.730	1.535	397	2.257	Julio y Mayo	
	Diciembre	95	298	1.472	1.753	1.285	1.753	1.472	298	2.170	Junio	
20°	Junio	278	1.654	1.718	785	151	785	1.718	1.654	2.690	Diciembre	20°
	Julio y Mayo	202	1.484	1.753	912	151	912	1.753	1.484	2.698	Nov. Y Enero	
	Agosto y Abril	115	1.269	1.773	1.214	278	1.214	1.773	1.269	2.654	Oct. Y Febrero	
	Sept. Y Marzo	107	932	1.753	1.504	698	1.504	1.753	932	2.503	Sept. Y Marzo	
	Oct. Y Febrero	95	559	1.579	1.718	1.194	1.718	1.579	559	2.237	Agosto y Abril	
	Nov. Y Enero	83	278	1.377	1.761	1.515	1.761	1.377	278	1.936	Julio y Mayo	
	Diciembre	83	190	1.301	1.793	1.603	1.793	1.301	190	1.829	Junio	
30°	Junio	214	1.496	1.730	968	226	968	1.730	1.496	2.690	Diciembre	30°
	Julio y Mayo	171	1.408	1.761	1.075	321	1.075	1.761	1.408	2.646	Nov. Y Enero	
	Agosto y Abril	115	1.158	1.773	1.385	674	1.385	1.773	1.158	2.527	Oct. Y Febrero	
	Sept. Y Marzo	95	968	1.698	1.634	1.127	1.634	1.698	968	2.277	Sept. Y Marzo	
	Oct. Y Febrero	83	417	1.452	1.753	1.559	1.753	1.452	417	1.924	Agosto y Abril	
	Nov. Y Enero	75	171	1.246	1.742	1.710	1.742	1.246	171	1.559	Julio y Mayo	
	Diciembre	63	127	1.127	1.742	1.753	1.742	1.127	127	1.408	Junio	
40°	Junio	182	1.428	1.742	1.194	579	1.194	1.742	1.428	2.547	Diciembre	40°
	Julio y Mayo	159	1.365	1.761	1.345	742	1.345	1.761	1.365	2.503	Nov. Y Enero	
	Agosto y Abril	115	1.095	1.742	1.567	1.095	1.567	1.742	1.095	2.301	Oct. Y Febrero	
	Sept. Y Marzo	95	623	1.603	1.742	1.504	1.742	1.603	623	1.968	Sept. Y Marzo	
	Oct. Y Febrero	75	373	1.309	1.753	19	1.753	1.309	373	1.385	Agosto y Abril	
	Nov. Y Enero	52	127	1.075	1.678	1.785	1.678	1.075	127	1.107	Julio y Mayo	
	Diciembre	52	107	924	1.591	1.773	1.591	924	107	912	Junio	
50°	Junio	171	1.353	1.761	1.452	1.000	1.452	1.761	1.353	2.364	Diciembre	50°
	Julio y Mayo	151	1.258	1.753	1.535	1.139	1.535	1.753	1.258	2.281	Nov. Y Enero	
	Agosto y Abril	36	1.008	1.698	1.686	1.484	1.686	1.698	1.008	1.988	Oct. Y Febrero	
	Sept. Y Marzo	83	623	1.484	1.753	1.698	1.753	1.484	623	1.591	Sept. Y Marzo	
	Oct. Y Febrero	52	309	1.127	1.686	1.793	1.686	1.127	309	1.008	Agosto y Abril	
	Nov. Y Enero	40	95	686	1.365	1.642	1.365	686	95	567	Julio y Mayo	
	Diciembre	32	75	504	1.250	1.515	1.250	504	75	428	Junio	
		S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	Horizontal		
		ORIENTACION LATITUD SUR										

Coeficiente de corrección	Marco metálico o ningún marco x 1 / 0.85 o 1.17	Limpidez -15% máx.	Altitud +0.7% por 380 m	Punto de rocío superior a 19.5°C (67°F) - 7% por 4°C (10°F)	Punto de rocío inferior a 19.5°C (67°F) + 7% por 14°C (10°F)	Latitud Sur Diciembre o Enero + 7%

* Consolidado

** Las aportaciones para cristales orientados al norte (Latitud Norte) o al Sur (Latitud Sur) se constituyen principalmente de radiación difundida la cual es sensiblemente constante durante todo el día. Los valores indicados son promedio tomados sobre 12 horas (6 a 18 horas).

Los factores de almacenamiento suponen que las aportaciones solares orientados Norte (o Sur) son constantes y se emplean en consecuencia los mismos factores que para el valor luminico

Fuente: Carrier (2009).

Tabla 4

Factores de almacenamiento sobre carga térmica, aportaciones solares a través de vidrio

(Latitud Norte)	PESO (kg por m2 de superficie de suelo)	HORA SOLAR															
		MAÑANA							TARDE								
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
S	750	0.23	0.28	0.75	0.79	0.8	0.8	0.81	0.82	0.83	0.84	0.86	0.87	0.88	0.39	0.35	0.31
Y	500	0.25	0.46	0.73	0.78	0.82	0.82	0.83	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.9	0.4	0.34	0.29
sombra	150	0.07	0.22	0.69	0.8	0.86	0.93	0.91	0.95	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.35	0.23	0.16
SE	750	0.53	0.64	0.59	0.47	0.31	0.25	0.24	0.22	0.18	0.17	0.16	0.14	0.12	0.09	0.08	0.07
	500	0.53	0.65	0.61	0.5	0.33	0.27	0.22	0.21	0.17	0.16	0.15	0.13	0.11	0.08	0.07	0.06
	150	0.56	0.77	0.73	0.58	0.36	0.24	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11	0.07	0.04	0.02	0.02
E	750	0.47	0.63	0.68	0.34	0.54	0.38	0.27	0.25	0.2	0.18	0.17	0.15	0.12	0.1	0.09	0.08
	500	0.46	0.63	0.7	0.37	0.56	0.38	0.27	0.24	0.2	0.18	0.16	0.14	0.12	0.09	0.08	0.07
	150	0.74	0.71	0.08	0.79	0.64	0.42	0.25	0.19	0.16	0.14	0.11	0.09	0.07	0.04	0.02	0.02
NE	750	0.14	0.37	0.55	0.66	0.7	0.68	0.58	0.46	0.27	0.24	0.21	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11
	500	0.11	0.35	0.53	0.66	0.72	0.69	0.61	0.47	0.29	0.24	0.21	0.18	0.15	0.12	0.1	0.09
	150	0.02	0.31	0.57	0.75	0.84	0.81	0.69	0.5	0.3	0.2	0.17	0.13	0.09	0.05	0.04	0.03
N	750	0.19	0.18	0.34	0.48	0.6	0.68	0.73	0.74	0.64	0.59	0.42	0.24	0.22	0.19	0.17	0.15
	500	0.16	0.14	0.31	0.46	0.59	0.69	0.76	0.7	0.69	0.59	0.45	0.26	0.22	0.18	0.16	0.13
	150	0.12	0.23	0.44	0.64	0.77	0.86	0.88	0.82	0.56	0.5	0.24	0.16	0.11	0.08	0.05	0.04
NO	750	0.22	0.21	0.2	0.2	0.2	0.32	0.47	0.6	0.63	0.66	0.61	0.47	0.23	0.19	0.18	0.16
	500	0.2	0.19	0.18	0.17	0.18	0.31	0.46	0.6	0.66	0.7	0.64	0.5	0.26	0.2	0.17	0.15
	150	0.08	0.08	0.09	0.09	0.1	0.24	0.47	0.67	0.81	0.86	0.79	0.6	0.26	0.17	0.12	0.08
O	750	0.23	0.23	0.23	0.21	0.2	0.19	0.18	0.25	0.36	0.52	0.63	0.65	0.55	0.22	0.19	0.17
	500	0.22	0.21	0.21	0.19	0.17	0.16	0.15	0.23	0.36	0.54	0.66	0.68	0.6	0.25	0.2	0.17
	150	0.12	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.09	0.19	0.42	0.65	0.81	0.85	0.74	0.3	0.19	0.13
SO	750	0.21	0.21	0.21	0.19	0.18	0.18	0.17	0.16	0.16	0.33	0.49	0.61	0.6	0.19	0.17	0.15
	500	0.19	0.19	0.19	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15	0.16	0.34	0.52	0.65	0.23	0.18	0.15	0.12
	150	0.12	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.1	0.17	0.39	0.63	0.8	0.79	0.28	0.18	0.12
S	750	0.23	0.28	0.75	0.79	0.8	0.8	0.81	0.82	0.83	0.84	0.86	0.87	0.88	0.39	0.35	0.31
Y	500	0.25	0.46	0.73	0.78	0.82	0.82	0.83	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.9	0.4	0.34	0.29
sombra	150	0.07	0.22	0.69	0.8	0.86	0.93	0.91	0.95	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.35	0.23	0.16

Fuente: Carrier (2009).

2.1.7.8 Flujo de calor por persona

(Pita, 2002 pág. 151) en el libro cuyo título es "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" menciona que, "las personas tienen una temperatura interior de 37°C, con tolerancias muy pequeñas. El cuerpo humano tiene la facultad de expulsar una cantidad de calor al ambiente para mantener su temperatura interior, el calor expulsado se compone de dos partes: calor sensible y el calor latente producto de la transpiración".

2.1.7.9 Flujo de calor por alumbrado

(Pita, 2002 pág. 149) en el libro cuyo título es "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" menciona que, "el alumbrado está conformado por todos los aparatos eléctricos que emiten luz como luminarias tipo led, fluorescentes, luces incandescentes, etc. Un porcentaje de potencia eléctrica que necesita el alumbrado es transformado en calor en forma de radiación, convección y conducción".

2.1.7.10 Flujo de calor por equipos eléctricos y electrónicas

(Pita, 2002 pág. 151) en el libro cuyo título es "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" menciona que, "en todo espacio existe equipamiento eléctrico y electrónico como: computadoras, televisores, cargadores, cafeteras, etc. Estos equipos producen calor sensible y en algunas cosas calor latente, la cantidad de calor que emiten se puede obtener mediante fichas técnicas o consultando al proveedor, sin embargo, en la etapa de proyecto no se conoce de forma definitiva el equipamiento que tendrá el espacio a acondicionar".

2.1.7.11 Flujo de calor por infiltración aire

(Pita, 2002 pág. 156) en el libro cuyo título es "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" menciona que, "la infiltración de aire a través de fisuras en las ventanas o puertas ocasiona una ganancia de calor, tanto sensible como latente, en el recinto".

2.1.7.12 Ganancia total de calor en el local

Es la acumulación de todas las ganancias de calor sensible y latente que se producen en el ambiente que se va diseñar.

2.1.7.13 Ganancia de calor en ductos

(Pita, 2002 pág. 161) en el libro cuyo título es "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" menciona que, "el aire acondicionado que pasa por ductos gana calor de los

alrededores. Si el ducto pasa a través de espacios acondicionados, la ganancia de calor ocasiona un efecto útil de enfriamiento, pero para los ductos que pasan por lugares no acondicionados representa una pérdida de calor sensible".

Dado que los ductos de aire acondicionado recorren ambientes que tienen falso cielo raso, para el equipo de climatización experimenta ganancia de calor sensible. Generalmente se estima un porcentaje de ganancia de calor sensible del local que varía entre 0-10% del calor sensible obtenido. Esta ganancia térmica se toma en cuenta en la carga térmica del sistema, pero no en la del ambiente.

2.1.7.14 Ganancia de calor en ventiladores

(Pita, 2002 pág. 161) en el libro cuyo título es "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" menciona que, "algo de la energía de los ventiladores y bombas del sistema se convierte en calor debido a la fricción y otros efectos, y viene a ser parte de la ganancia de calor que debe sumarse a la carga de refrigeración", como consideraciones para agregar un porcentaje del calor desprendido del ventilador podemos considerar lo siguiente:

- Para presión de 1 in de agua sumar 2.5% de la carga sensible.
- Para presión de 2 in de agua sumar 5% de la carga sensible.
- Para presión de 4 in de agua sumar 10% de la carga sensible.

2.1.8 Carga térmica de calefacción

(Pita, 2002 pág. 47) en el libro cuyo título es "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" menciona que, "cuando la temperatura exterior es menor a la temperatura interior deseada se produce perdida de calor en el ambiente, debido a la transferencia de calor entre el edificio y su entorno".

Para calcular el calor de pérdida es necesario realizar un estudio individual de las pérdidas de calor en la estructura exterior las cuales son:

- Pérdida de calor a través de paredes exteriores
- Pérdida de calor a través de techo exterior

- Pérdida de calor a través de ventanas exteriores
- Pérdida de calor a través de paredes interiores.

No se considera el flujo de calor interno de personas, alumbrado y equipos debido a que estos siempre aportan calor en su entorno.

2.1.8.1 Pérdida de calor a través de paredes exteriores y techo

(Pita, 2002 pág. 55) en el libro cuyo título es "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" menciona que, "para realizar el cálculo se utiliza una diferencia de temperatura entre la temperatura exterior y la temperatura interior que se desea obtener".

2.1.8.2 Pérdida de calor a través de ventanas

(Pita, 2002 pág. 55) en el libro cuyo título es "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" menciona que, "para realizar el cálculo se utiliza una diferencia de temperatura entre la temperatura exterior de la ventana y la temperatura interior que se desea obtener".

2.1.8.3 Pérdida de calor a través de paredes interiores

Se genera una pérdida de calor cuando hay una diferencia de temperatura entre el local no climatizado y el local climatizado que colindan con el mismo muro.

2.1.8.4 Pérdida de calor por infiltración de aire

(Pita, 2002 pág. 58) en el libro cuyo título es "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" menciona que, "la infiltración ocurre cuando el aire exterior entra a través de aberturas en la construcción, debido a la presión del viento. Las aberturas que más nos ocupan son las fisuras alrededor de los marcos de ventanas y puertas, y puertas abiertas. El aire infiltrado que entra a un recinto en invierno hace descender la temperatura del aire interior. Por lo tanto, se debe suministrar calor al recinto para mantener su temperatura de diseño".

2.1.8.5 Pérdida de calor en el local

Es la suma de todas las ganancias de calor.

2.1.8.6 Pérdida de calor en ductos

Debido a que los ductos recorren lugares no acondicionados como los falsos cielos rasos, el calor de estos ductos se transfiere al ambiente. Normalmente se puede estimar un porcentaje de ganancia de calor sensible del local que varía entre 0-5% del calor sensible obtenido.

2.1.9 Psicrometría del aire en climatización

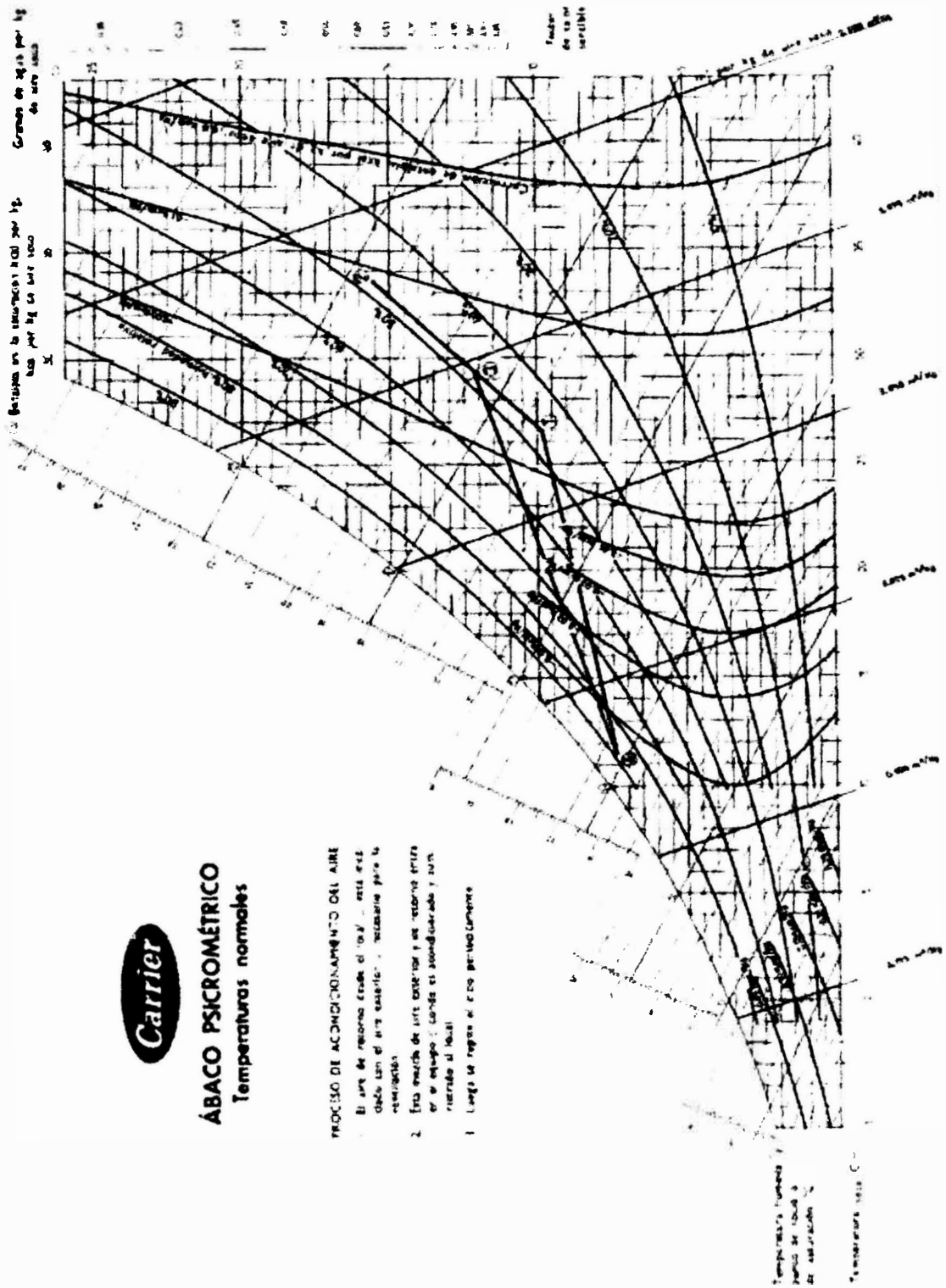
(Pita, 2002 pág. 177) en el libro cuyo título es "Acondicionamiento de aire principios y sistemas" menciona que, "el aire atmosférico que nos rodea es una mezcla de aire seco y vapor de agua, a la que se le llama aire húmedo. Debido a que esta mezcla de gases es la que se acondiciona en los sistemas de control ambiental, es necesario comprender cómo se comporta".

La psicrometría se ocupa del análisis de las combinaciones de aire y vapor de agua. Los sistemas de climatización emplean el aire para regular la temperatura y humedad de un ambiente, lo que hace fundamental conocer las propiedades del aire, sus características y cómo se comporta ante un ciclo de refrigeración y calefacción.

Las características del aire atmosférico están representadas de manera gráfica en la carta psicrométrica (véase Figura 3).

Figura 3

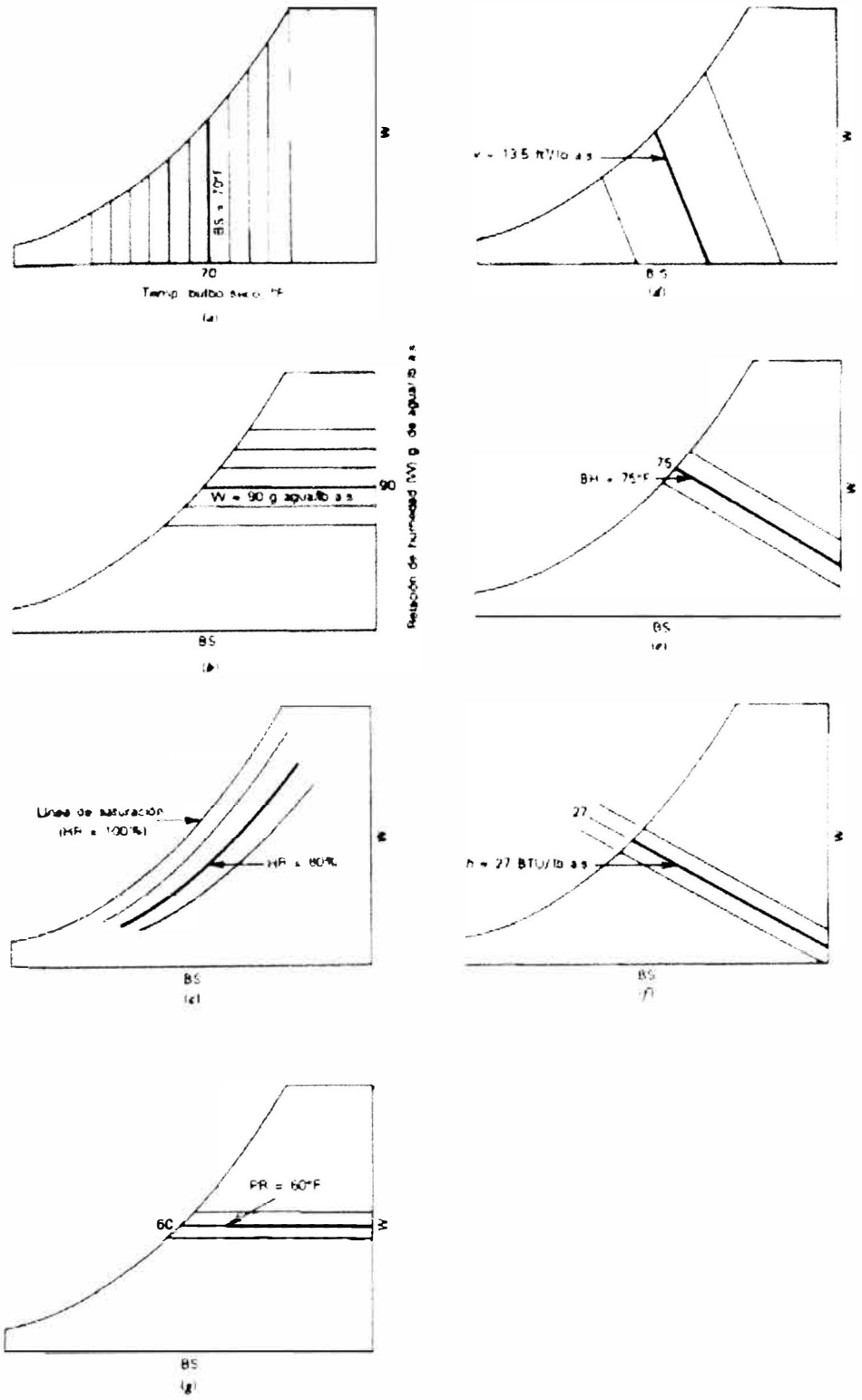
Carta psicrométrica (para el nivel del mar 0 m.s.n.m)



Fuente: Carrier (2009).

Figura 4

Construcción de la carta psicrométrica, mostrando líneas de valores constante de las propiedades



Fuente: Pita (2002).

En la figura 4, las líneas de valores son las siguientes:

(a) Temperatura de bulbo seco (BS).

(b) Líneas de relación constante de humedad (W).

(c) Líneas de humedad relativa constante (HR).

(d) Líneas de volumen especifico constante (v).

(e) Líneas de temperatura constante de bulbo húmedo (BH).

(f) Líneas de entalpía constante (h).

(g) Líneas de punto de rocío constante (PR).

2.1.9.1 Localización de la condición del aire en la carta psicrométrica

La posición de un punto en la carta psicrométrica refleja todas las propiedades del aire (temperatura bulbo seco, temperatura bulbo húmedo, humedad relativa, entalpia, punto de rocío, etc). Para encontrar ese punto es necesario ubicar dos propiedades independientes.

2.1.9.2 Líneas de proceso en la carta psicrométrica

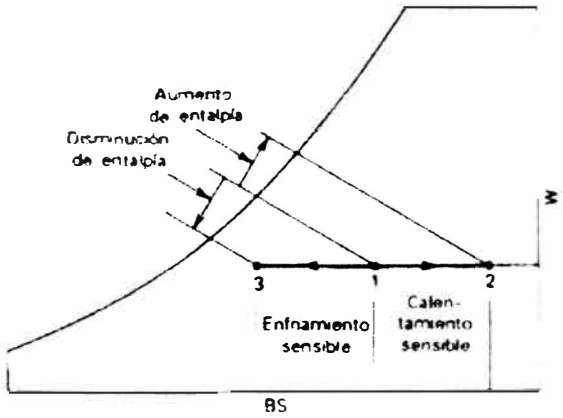
"El objetivo del equipo de acondicionamiento de aire es cambiar el estado del aire que entra y llevarlo a otra condición. A este cambio se le llama proceso" (Pita, 2002, p.187)

Cambios de calor sensible

Durante este proceso la temperatura de bulbo seco cambia mientras que el contenido de vapor de agua permanece constante (véase Figura 5).

Figura 5

Proceso de calentamiento sensible y enfriamiento sensible



Fuente: Pita (2002).

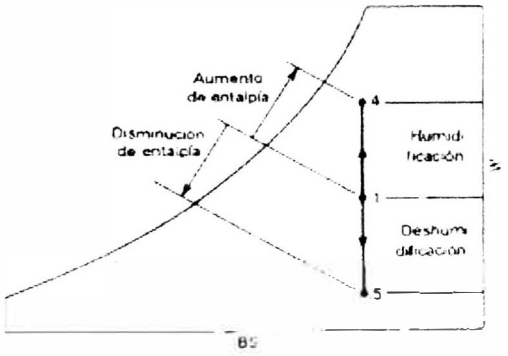
El proceso de enfriamiento sensible se da cuando se reduce la temperatura, mientras que cuando incrementa la temperatura se da el proceso de calentamiento sensible.

Variaciones de calor latente (humidificación y deshumidificación)

El proceso ocurre cuando se varía el vapor de agua del aire. Si se añade vapor de agua del aire, se denomina humidificación, en cambio, si se elimina el de vapor de agua del aire, se denomina deshumidificación (véase figura 6).

Figura 6

Procesos de humidificación y deshumidificación



Fuente: Pita (2002).

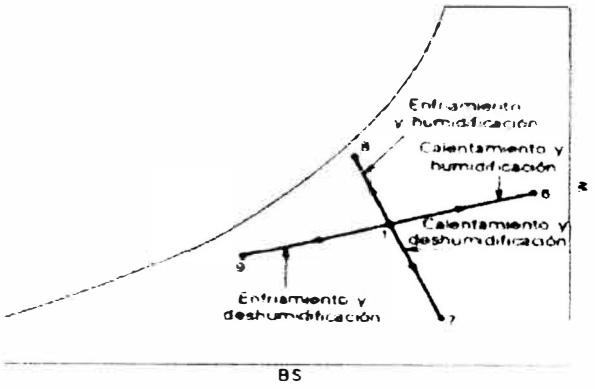
Durante el proceso de humidificación se incrementa la entalpía, mientras que en el proceso de deshumidificación, la entalpia disminuye.

Variación combinada de calor sensible y calor latente

Los procesos combinados presentes en el acondicionamiento del aire (véase figura 7).

Figura 7

Procesos combinados de cambio de calor sensible y latente 1



Fuente: Pita (2002).

1. Calentamiento sensible y humidificación (1-6)
2. Calentamiento sensible y deshumidificación (1-7)
3. Enfriamiento sensible y humidificación (1-8)
4. Enfriamiento sensible y deshumidificación (1-9)

2.1.9.3 Proceso de enfriamiento para el acondicionamiento del aire

Para lograr las condiciones de confort es fundamental eliminar tanto el calor sensible como el latente. El procedimiento de enfriamiento implica reducir la temperatura del aire por debajo del punto de roció a través de una batería de enfriamiento, en la cual se suministra un refrigerante, ya sea liquido o gas a baja temperatura. Al entrar en contacto con los tubos en el que circula el refrigerante el aire disminuye su temperatura y reduce la cantidad de vapor de agua presente en el (véase figura 7).

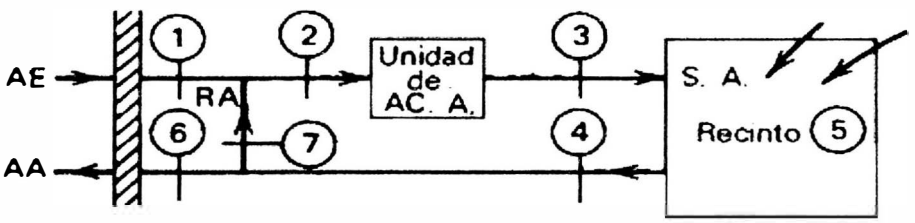
Relación de calor sensible

Pita manifiesta: "Cualquier condición del suministro de aire que elimine en forma satisfactoria la cantidad adecuada de ganancia de calor sensible y latente del recinto, quedará sobre esta línea, y, además, cualquier condición del aire de suministro que no quede sobre esta línea no será adecuada" (2002, p.201).

En la figura 8 se muestra el enfriamiento del aire en un local.

Figura 8

Esquema de instalación para enfriamiento



Fuente: Pita (2002).

1. Condiciones del aire exterior
2. Condiciones del aire de mezcla que ingresa a la unidad de tratamiento del aire.
3. Condiciones del aire de suministro
4. Condiciones del aire de retorno del local
5. Condiciones del aire en el local
6. Condiciones del aire de retorno expulsado hacia el exterior
7. Condiciones del aire de retorno hacia la unidad de tratamiento del aire

Aire exterior

El aire que proviene del exterior necesita ser enfriado. Este aire ingresa a la unidad de tratamiento del aire donde se mezcla con el aire de retorno con el objetivo de mejorar

su calidad, reduciendo la concentración de malos olores y dióxido de carbono del aire de retorno. La cantidad del aire exterior varia de acuerdo con el tipo de uso de los locales, el reglamento nacional de ediciones establece que todo local debe contar un mínimo de aire exterior de 2 cambios por hora. La norma ASHRAE 2013 menciona que la cantidad de aire exterior está relacionada con el tipo del local, su respectiva área y el numero de personas que la ocupan.

Aire de mezcla

Es el aire que se combina entre el aire exterior y el aire de retorno, en ciertos casos es importante que no exista aire de mezcla y todo el aire que ingresa a la unidad de tratamiento sea del aire exterior, ya que el aire de retorno podría estar contaminado.

Aire de suministro

Pita manifiesta: "Cuando se acondiciona un recinto mediante aire, se logra esta eliminación de calor suministrando aire a una temperatura y humedad 42 menores a las del aire del recinto. Este aire de suministro debe tener un contenido menor en calor sensible y latente que el aire del recinto, en una cantidad igual a las ganancias netas de calor sensible y latente del recinto, de acuerdo con el principio de conservación de energía, para evitar que varíen las condiciones en el recinto." (2002, p.199).

Aire de retorno del local

Es el aire que regresa hacia la unidad de tratamiento de aire. Una porción del flujo de retorno se combina con el caudal del aire exterior antes de ingresar a la unidad de tratamiento de aire, mientras que el flujo restante se expulsa al exterior. El aire de retorno se extrae para mantener un equilibrio en la de presión interna en el local.

Aire en el interior del local

Implica las condiciones del aire interior para el confort de las personas.

Aire de retorno hacia la unidad de tratamiento de aire

Es el aire que retorna hacia la unidad de tratamiento de aire. Se utiliza el aire de retorno para disminuir la capacidad de enfriamiento de la unidad de tratamiento de aire, debido a que las condiciones del aire de retorno son las condiciones del aire al interior del local y no las condiciones del aire exterior. Enfriar todo el aire exterior hace que la unidad de tratamiento del aire tenga mayor capacidad de enfriamiento debido que la temperatura del aire exterior es mayor a la temperatura del aire interior.

Aire de retorno expulsado hacia el exterior

Una porcion del aire de retorno se libera al exterior para regular las presiones internas del local.

Capacidad de Enfriamiento del Evaporador

El enfriamiento de aire se lleva a cabo en un dispositivo de tratamiento de aire conocido como evaporador, cuyo objetivo principal es reducir la temperatura del aire de mezcla hasta lograr las condiciones del aire de suministro. Este proceso de enfriamiento del aire resulta en una disminución de temperatura y deshumidificación por lo que el equipo tiene capacidad sensible y latente.

2.1.9.4 Proceso de calefacción para el acondicionamiento del aire

En el proceso de calefacción, el aire se calienta por lo que la temperatura de mezcla que ingresa al ambiente eleva su temperatura lo suficiente para vencer las pérdidas de calor producidos en el ambiente, en el proceso de calefacción no se produce cambio de la relación de humedad.

Capacidad de calefacción del Evaporador

Es la capacidad térmica requerida para calentar el aire hasta alcanzar las condiciones óptimas para tener una calefacción eficaz.

2.1.10 Calidad del aire

Pita manifiesta: "Los sistemas de acondicionamiento que hacen circular aire en general tienen la posibilidad de eliminar algunos de los contaminantes" (2002, p. 345).

Las partículas de polvo o tierra siempre están presentes en el aire exterior por causa de la contaminación industrial. Los sistemas de climatización requieren de aire externo para la renovación del ambiente, sin embargo, si el aire está contaminado perjudica la salud de las personas en el interior, Es fundamental contar con una buena calidad del aire, pues un aire contaminado impacta negativamente en las personas y en el sistema por las siguientes razones:

- Las partículas de polvo pueden causar problemas respiratorios.
- Se incrementa la necesidad de limpieza en la superficie de los muebles del local.
- Los equipos de aire acondicionado enfrentan una mayor carga de trabajo, dado que el polvo se deposita en la superficie de los componentes del aire acondicionado, lo cual puede generar un mal funcionamiento o un desgaste más rápido.
- La acumulación de polvo en la batería de enfriamiento o calefacción genera un aumento en la resistencia a transferencia de calor.

2.1.10.1 Filtros

Para purificar el aire exterior se emplean filtros especiales que atrapan las partículas contaminantes logrando de esta manera un aire más puro. Estas partículas se clasifican segun su tamaño en micrones (um) y se pueden agrupar según esa medida. La elección

de los filtros se realiza en función del tamaño de las partículas que se desean eliminar del aire y del tipo de ambiente a filtrar.

Para categorizar los distintos tipos de filtros se emplea el término MERV, el cual refleja su valor mínimo de eficiencia. A cada filtro se le asigna asigna un numero para representar su rendimiento mínimo con respecto a la eliminación de partículas. Además, hay otros tipos de filtros diseñados para retener grasa, malos olores, etc.

2.1.10.2 Criterios de características de los filtros

Cuando un filtro tiene una categoría MERV más alta, indica que es capaza de retener partículas más pequeñas. Al elegir un filtro se debe tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- El filtro ocasiona genera alguna resistencia que dificulte el paso del flujo del aire.
- Sistema de filtrado por etapas, es decir, colocar pre filtros antes del filtro más fino, de mayor a menor tamaño de captación de partículas del aire con la finalidad de evitar una rápida saturación del filtro más fino.

2.1.11 Ductos para distribución de aire

Carrier manifiesta: "La misión de un sistema de conductos es conducir el aire desde el aparato acondicionador hasta el espacio que va a ser acondicionado" (2009, II-21)

Los evaporadores son dispositivos que impulsan aire hacia el local con el objetivo de regular la temperatura. Dentro del local podemos encontrar evaporadores como por ejemplo los Split de pared o Split de techo, sin embargo, existen otros equipos que no se encuentran en el interior del local, sino en la parte externa del local como por ejemplo los fan coil (ubicados dentro del cielo raso), manejadoras de aire (ubicados en azotea o falso cielo), etc. Para este último tipo, el aire será conducido desde estos equipos a través de ductos. Existen ductos de sección circulares y rectangulares, según el área del espacio libre, en el caso de los ductos circulares la sección permanece constante, mientras que en

los ductos rectangulares es posible variar la altura y el ancho. Dado que en algunas zonas a climatizar, los espacios libres para instalar los conductos suelen ser limitados, se prefieren los ductos rectangulares para adaptarse mejor a al espacio disponible. En los ductos de sección rectangular es importante mantener una relación máxima entre el ancho y el alto, ya que una mayor relación aumenta la caída de presión, se recomienda que la relación sea menor o igual a 4. Para tramos largos se recomienda usar ductos de chapa galvanizada que son capaces de soportar la presión interna requerida. Para tramos cortos se optan por los de fibra de vidrio ya que en este caso la presión interna no es tan alta y no afecta la estructura del ducto, este tipo de ducto se utiliza para velocidades inferiores a 5 m/s.

2.1.11.1 Accesorios de ductos

El aire que circula a través de los ductos puede ser redireccionado de manera manual o automática. Para llevar a cabo esto se necesitará de accesorios que faciliten el cambio de dirección del flujo de aire.

2.1.11.2 Velocidad del aire en el ducto

Los ductos se pueden categorizar en función de su velocidad y la máxima presión que pueden soportar.

Tabla 5

Clasificación de los conductos de chapa según la norma UNE 100-102-88

Clase de conductos	Presión máxima en ejercicio (Pa)	Velocidad máxima (m/s)
B.1 (baja)	150 (1)	10
B.2 (baja)	250 (1)	12.5
B.3 (baja)	500 (1)	12.5
M.1 (media)	750 (1)	20
M.2 (media)	1000 (2)	(3)
M.3 (media)	1500 (2)	(3)
A.1 (alta)	2500 (2)	(3)

Fuente: Carrier (2009).

En el caso de los ductos del sistema de aire acondicionado se sugiere que la velocidad no supere los 8 m/s debido a que como el flujo de aire irá a mayor velocidad, este generará ruido y generaría sensaciones de incomodidad en las personas que estén laborando.

2.1.11.3 Métodos de dimensionamiento de ductos

Existen tres métodos para dimensionar los ductos:

- Método de velocidad constante.
- Método de fricción constante.
- Método de recuperación estática.

Método de velocidad constante

Consiste en dimensionar la sección del ducto de tal forma que la velocidad del aire siga siendo la misma. Este método no se usa con frecuencia porque debe determinar la fricción de cada parte para calcular la caída de presión.

Método de fricción constante

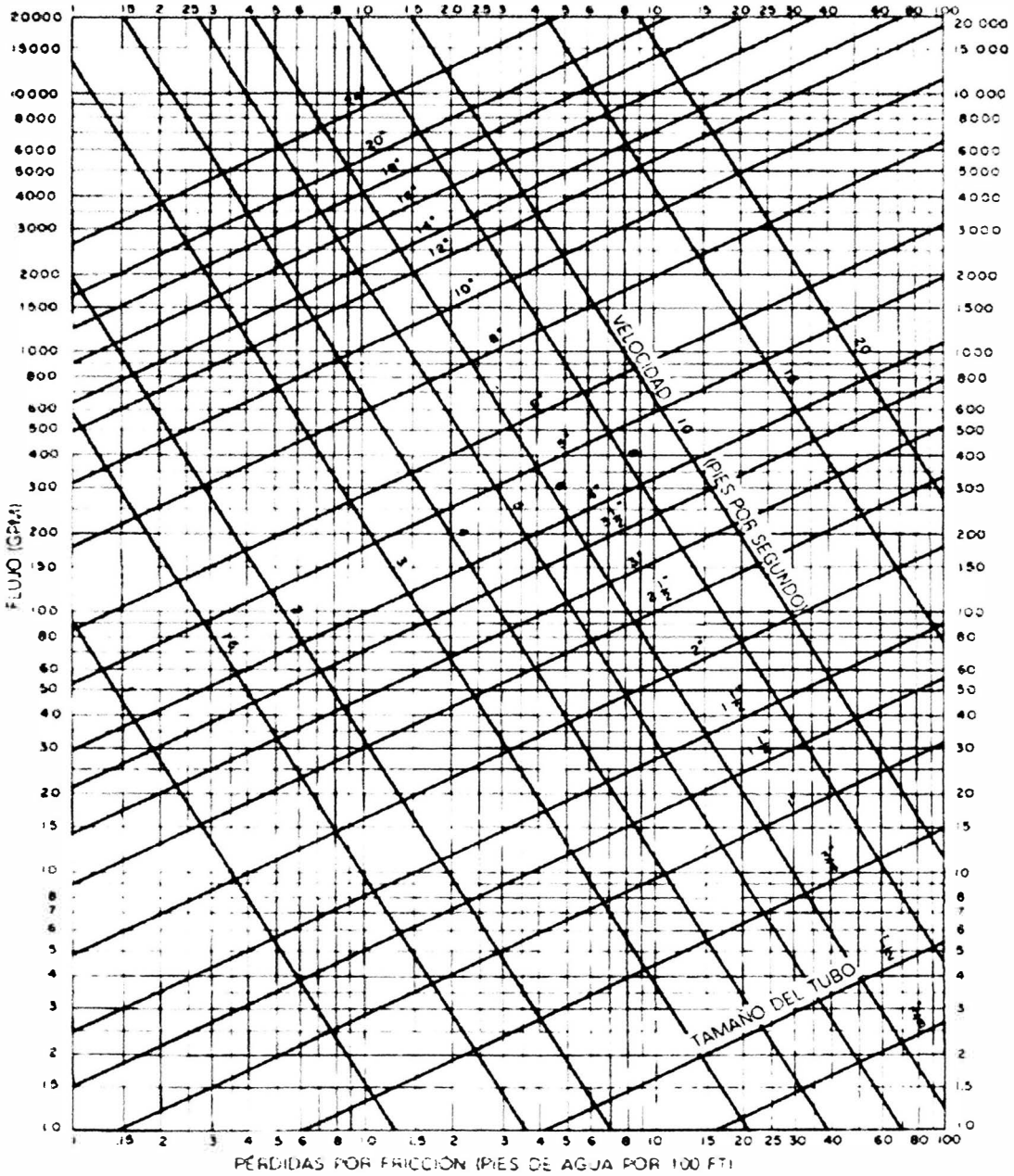
Se asume que la pérdida de presión por fricción en los conductos es la misma para cada parte del conducto (Ver figura 9).

Método de recuperación estática

Este método se recomienda para sistemas de alta velocidad.

Figura 9

Procesos combinados de cambio de calor sensible y latente 2



Fuente: Carrier (2009).

2.1.12 Elementos de difusión de aire

Pita manifiesta "Cada habitación debe recibir aire acondicionado distribuido adecuadamente; si no fuese así, no habría confort" (2002, p.295).

El aire dentro del local debe tener una correcta distribución, para esto se deben considerar los siguientes puntos:

- La temperatura en el área ocupada debe estar dentro de 2°F de la temperatura planificada. Si se supera esto, la gente podría sentirse incómoda.
- La velocidad en la que fluye el aire en la zona ocupada de ser entre 25 a 35 fpm, ya que si superan estos intervalos estas velocidades producirán incomodidad a los ocupantes.

Para identificar con precisión los elementos de difusión, es esencial poseer la siguiente información inicial.

- Flujo de aire de suministro.
- Condiciones de diseño de interiores de loca.
- Temperatura y humedad requeridas.
- Niveles de ruido.
- Rango de suministro de aire.
- Tipo de uso del local.
- Datos arquitectónicos del local (geometría).

2.1.12.1 Ubicación de los elementos de difusión

Su fin es lograr una buena distribución del aire para que las personas que estén en el ambiente sientan confort.

Se pueden ubicar en:

- Alto de la pared, en este caso el aire de suministro desciende de forma natural, debido a que es aire frio, y se circulación de aire será la adecuada, sin embargo, en la calefacción no es adecuada porque el aire de suministro no descenderá, sino todo lo contrario, el aire caliente se elevará y dejará una zona sin movimiento en el área ocupada.

- Cielo raso, es este caso el aire de suministro desciende de forma natural obteniéndose una adecuada climatización de enfriamiento, sin embargo, no es bueno para calefacción porque el aire caliente se eleva (por densidad), si se busca usarlo para calefacción, se deberá incrementar la velocidad de aire de suministro.
- Bajo en la pared, ideal para calefacción porque el aire asciende de forma natural, pero para enfriamiento no es adecuado debido a que el aire frio permanece cerca al suelo.

- En piso, ideal para calefacción, sin embargo, no para enfriamiento.

2.1.12.2 Tipos de los elementos de difusión

Difusores de aire

Por lo general se ubican en el techo del aire, los difusores del aire tienen la característica de direccionar el aire de impulsión de forma horizontal mientras desciende, generalmente son de forma cuadrada.

Difusores rotacionales

Similar a los difusores del aire. Tiene un considerable efecto inductivo para corto alcance.

Toberas

Son utilizados para distribuir el aire de suministro a distancias mayores que los difusores.

Rejillas

Son utilizados para la impulsión o extracción del aire. La dirección del aire por lo general es perpendicular a la rejilla, algunos modelos poseen una inclinación para una mejor difusión en el local.

2.1.13 Red de tubería de refrigeración

La red de tubería es la encargada de distribuir el refrigerante desde la unidad exterior hasta la unidad interior con la finalidad de intercambiar calor con el aire de suministro al local. El material más usado de estas tuberías es el cobre, el refrigerante a utilizar es el R-410A debido a que es un gas ecológico.

Las tuberías que transportan agua helada como refrigerante tienen como material el acero negro.

2.1.14 Sistema de climatización en locales

El sistema de climatización este compuesto por equipos que permiten el ciclo termodinámico para refrigerar o calefaccionar (véase figura 10).

Figura 10

Ciclo de refrigeración

Fuente:https://portalelectromecanico.com/CURSOS/MaquinasMecanicas/ciclo_de_refrigeracion.html

Componentes del ciclo de enfriamiento:

Evaporador: Se conforma por un serpentín en el cual fluye un refrigerante que absorbe el calor del local. El evaporador impulsa aire hacia el local, el aire transfiere su calor al refrigerante de modo que se enfría por debajo de la temperatura interior necesaria con la finalidad que el aire impulsado absorba el calor del local.

Línea de baja presión: Su función es trasladar el refrigerante en estado de vapor hacia la entrada del compresor.

Compresor: Su función es aumentar la presión y temperatura del gas refrigerante con el fin de facilitar su condensación.

Línea de alta presión: Consiste en trasladar el refrigerante en estado de vapor hacia el condensador y luego hacia la válvula de expansión.

Condensador: Su función principal es realizar el intercambio de calor entre el refrigerante y un medio de condensación (aire o agua) con la finalidad de condensar el refrigerante.

Válvula de expansión: Tiene dos principales funciones, medir la cantidad de refrigerante que ingresara al evaporador y reducir la presión del líquido que ingresara al evaporador para que el refrigerante liquido se pueda evaporador. Para el ciclo de calefacción, el proceso es similar solo que las funciones de los componentes se invierten.

2.1.14.1 Tipos de sistema de climatización

Se clasifican los tupos de sistemas de climatización de la siguiente manera:

Según el tipo de expansión del fluido refrigerante:

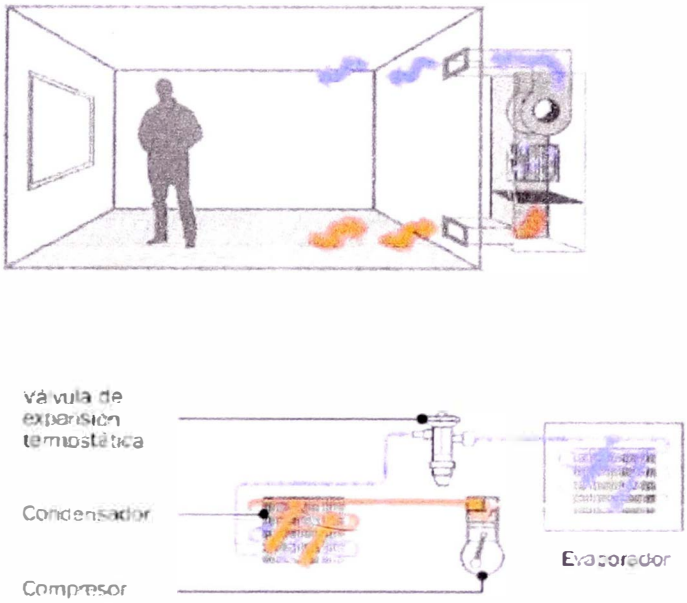
Expansión directa: El intercambio de calor entre el aire a climatizar y el refrigerante que fluye en el serpentín del evaporador es directa. En la siguiente figura 11 se muestra el esquema de un sistema de expansión directa.

Los equipos de esta clasificación son: Tipo ventana, Split decorativo, Split ducto, VRV, multi Split, roof-top y autocontenido.

Expansión indirecta: El intercambio de calor entre el aire a climatizar y el refrigerante que fluye en el serpentín del evaporador es indirecta, el aire transfiere calor a un fluido y luego el fluido transfiere calor al refrigerante (véase figura 11).

Figura 11

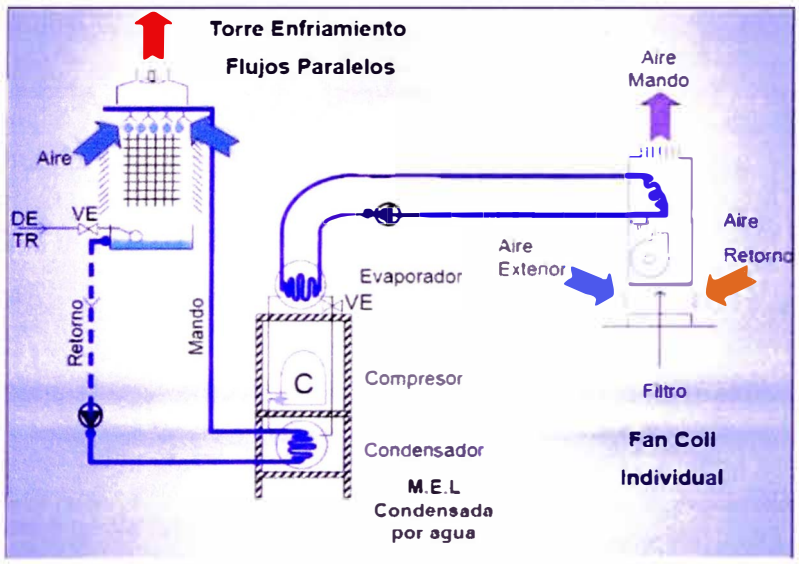
Esquema de climatización de expansión directa



Fuente: http://acondicionamientotermicoarquitectura.blogspot.com/2013/02/sistema-de-expansion-directa-todo-agua.html

Figura 12

Esquema de climatización de expansión indirecta



Fuente: http://acondicionamientotermicoarquitectura.blogspot.com/2013/02/sistemas-de-expansion-indirecta-todo.html

Dependiendo del tipo de sistema.

Sistema de solo aire: El aire acondicionado se distribuye a las instalaciones., los equipos más comunes son: Umas, roof top, unidad de aire constante.

Sistema de solo agua: El sistema de tratamiento de aire incluye una unidad de aire fija y una unidad de aire variable. Caben en espacios reducidos. Hay ahorros porque no se necesitan conductos ni sistemas de aire central, pero los costos de mantenimiento son altos y el control de la humedad no es excelente.

Sistema de aire y agua: Envía agua fría o caliente en un edificio para intercambiar calor con el aire del evaporador.

Unidades evaporadoras

Las unidades evaporadoras tienen la función de impulsar aire climatizado en el interior del local con la finalidad de absorber o ceder el calor. Estos equipos solo se consideran en la clasificación de sistema tipo aire o aire-agua.

Unidad tipo ventana

Es un equipo unitario, compacto y de descarga directa, encargado de expulsar el aire frio directamente al área o recinto pequeño. Son también llamados como sistema de ventana o autónomo. (Colocho, Daza y Guzmán, 2011).

Ventajas

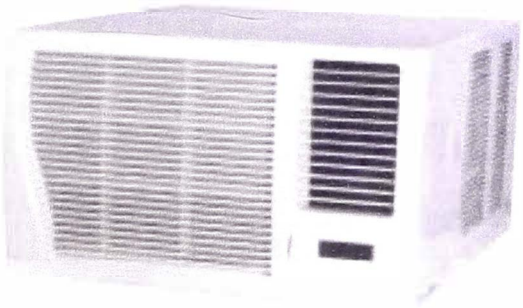
- Puede ser instalado en cualquier ventana o pared expuesta al exterior.
- Son de bajo costo de instalación y fácil mantenimiento.
- No requiere de instalación eléctrica especializada.

Desventajas

- Limita el ingreso de luz a través de la ventana al espacio.
- Consumen mayor electricidad, son bastante ruidosos y poco estético.
- Su instalación en pared requiere hacer una perforación.
- El sistema debe contar con un drenaje para el condesado.

Figura 13

Unidad tipo ventana



Fuente: http://www.climastoluca.com/product/unidades-de-ventana/

Unidad Split decorativo

Son equipos de descarga directa llamados también descentralizados. Estos tipos de sistemas se dividen en 2 partes: unidad condensadora situada en el exterior y la unidad evaporadora situada en el interior del área o recinto, comunicándose entre sí por las líneas de refrigerante y conexiones eléctricas. (Colocho, Daza y Guzmán, 2011).

Ventajas

- Son unidades fáciles de adaptar a cualquier área o recinto.
- Su instalación y mantenimiento son sencillos.
- Requieren un enlace de comunicación entre las unidades.

- Pueden ser manejados por control remoto.
- Consume poca energía y son bajos de nivel de ruido en evaporadora.

Desventajas

- Su instalación requiere hacer una perforación en la pared.
- Poco estético en el interior y en el exterior si queda visible.
- Es difícil de colocar en paredes prefabricadas.
- La unidad condensadora debe contar con aislamiento al ruido.
- El costo de instalación depende de la distancia entre las unidades.

Figura 14

Unidad split decorativo

Fuente: http://corpfeser.com.pe/product/aire-acondicionado-tipo-split-pared-mini-split/

Unidad Split ducto

Similar a la unidad Split decorativo con la diferencia de que al momento de suministrar el aire frío tiene que ser mediante conductos.

Con el fin de mejorar la calidad de aire, estos equipos tienen la capacidad de suministrarle aire de renovación en la caja de mezcla de los equipos.

El control de temperatura se realiza mediante un termostato o un control remoto.

Figura 15

Unidad tipo split ducto

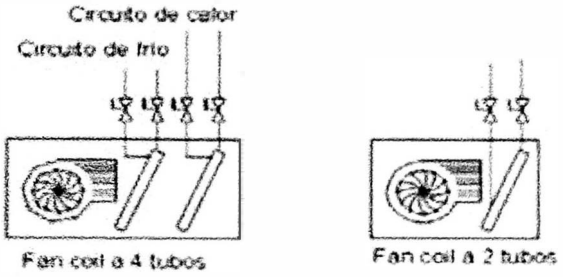
Fuente: https://www.climaseguro.cl/page-split-ducto.asp

Unidad fan coil

Similar a la unidad Split ducto, solo que se utiliza un sistema hidronio de agua helada para enfriamiento o agua caliente para calefacción. Si solo se necesita calefacción o enfriamiento, se emplea un sistema de dos tubos que se realiza con el serpentín. Por ejemplo, en Lima, solo se enfría con un equipo de fan coil de dos tubos, ya que en invierno no hace frío, pero en verano hace mucho calor. Caso contrario se necesite calefacción y enfriamiento durante todo el año, se utiliza un sistema hidronio de 4 tubos, que se realiza con dos serpentines: uno para el agua fría y otro para el agua caliente. Por ejemplo. en invierno hace frío y en verano mucho calor. La temperatura se controla mediante un termostato o un control remoto.

Figura 16

Unidad tipo fan coil



Fuente: http://blog.gaherma.com/index.php/2014/06/26/instalaciones-declimatizacion-2-y-4-tubos-por-tomas-nogueira/

2.1.14.2 Equipos de expansión directa

Equipos de expansión directa: Usan un refrigerante ecológico (R410-A) para absorber o ceder calor al local climatizado. Los evaporadores más utilizados pueden ser Split pared, Split ducto y manejadora de aire.

Sistema de volumen de refrigerante variable (VRV): Conformada por una unidad condensadora y más de una unidad evaporadora, son utilizados en lugares donde el espacio disponible para las condensadoras es reducido, a esta unidad se le puede agregar un sistema de monitoreo control centralizado que registrará los datos a la temperatura; humedad; encendido, apagado de los evaporadores, también el sistema centralizado operará la función de los evaporadores encendido, apagado, horario de funcionamiento, control de temperatura, etc. El refrigerante se desplaza mediante tuberías de refrigeración de cobre y se interconecta entre el condensador y evaporadores, para ramificar la tubería se utilizan accesorios como “Ramificador tipo Y” o cajas de derivación.

Sistema de volumen variable: Similar al de volumen de refrigerante variable, con la diferencia que la conexión entre la unidad condensadora es único entre cada evaporador, es decir, si te tiene "n" cantidad de evaporadores, entonces existirán "n" tuberías de baja presión y "n" tubería de alta presión.

2.1.14.3 Equipos de expansión indirecta

Estos equipos emplean agua para absorber el calor del espacio cuando se necesita refrigerar. Esta agua se transporta a través de redes de tuberías de acero negro hacia una central enfriadora (Chiller).

Los equipos chiller pueden ser de dos tipos:

Condensador por aire: En este tipo. El ciclo de refrigeración se lleva a cabo en el chiller que utilizar el aire para condensar. El refrigerante absorbe el calor del agua, reduciendo su temperatura. Para expulsar el calor absorbido, se utilizan ventiladores axi8ales que permiten que el aire extraiga el calor del refrigerante y lo libere al ambiente.

Condensado por agua: En este sistema, el agua que proviene de los evaporadores transfiere calor a otro circuito que contiene agua. Esta agua es trasladada a una torre de enfriamiento, donde se expulsa el calor absorbido al entorno.

Ventajas

- Puede enlazarse con varias UMAs o fan coils según.
- Bajo nivel de ruido.
- Mayor vida útil, los chillers varía entre los 25 a 30 años.

Desventajas

- Alto costo de instalación, en especial si son para proyectos pequeños.
- Unidades de gran tamaño y peso.
- Difícil instalación cuando son ubicados en azotea.

2.1.15 Elección del sistema de aire acondicionado

Los sistemas de aire acondicionado están diseñados para diferentes tipos de edificaciones, dependiendo de su uso. (Colocho, Daza y Guzmán, 2011)

Tabla 6

Tabla comparativa de uso de aire acondicionado según su tipo

Aire Acondicionado	Uso Residencial	Uso Comercial	Uso Institucional
Compacto	X		
Portátil	X		
Tipo Split	X	X	X
Central Separado	X	X	X
Tipo Paquete		X	X
Tipo Chiller		X	X

Fuente: Colocho, Daza y Guzmán (2011)

La eficiencia en un equipo de aire acondicionado se define como la cantidad de energía que debe utilizarse para mover una determinada cantidad de calor. Es por tanto la relación entre el calor entregado, que se mide en BTU/h o en TR, y la energía necesaria, que se mide en kW. A este concepto se le llama EER (Energy Efficiency Ratio). (Colocho, Daza y Guzmán, 2011).

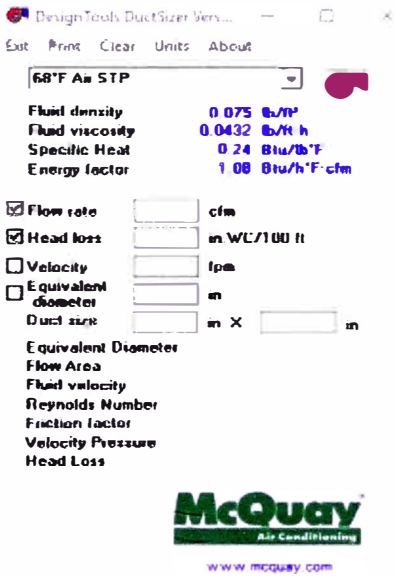
2.1.16 Programas de ingeniería en climatización

DuctSizer

Es un software diseñado para dimensionar ductos, generalmente de climatización y ventilación. Al ingresar dos parámetros como caudal, el factor de fricción o la velocidad, se obtiene el tamaño del duco de sección circula. Si se requiere un ducto de sección rectangular, se debe ingresar la altura o el ancho en la casilla "Duct Size", y automáticamente se registrará el ancho o la altura correspondiente.

Figura 17

Programa de ingeniería ductsizer



Fuente: DuctSizer

2.2 Marco conceptual: Definición de términos o conceptos

2.2.1 Definiciones

- CALOR SENSIBLE: Es la cantidad de calor que se añade o se elimina de una sustancia, provocando un cambio en su temperatura.
- CALOR LATENTE: Es la cantidad de calor que se añade o se retitra de una sustancia para que cambie su fase sin alterar su temperatura.
- ENTALPÍA ESPECIFICA: Es la cantidad de energía que una sustancia puede almacenar o liberar por kilogramo.
- HUMEDAD RELATIVA: Es la cantidad de vapor de agua presente en el aire en comparación con la cantidad máxima que aire puede contener a una determinada temperatura.

- PUNTO DE ROCIO: Es la temperatura a la cual el aire se enfría a presión constante hasta que se satura con vapor de agua y comienza a condensarse en forma de rocío.
- TEMPERATURA DE BULBO SECO: Es la temperatura medida por un termómetro expuesto al aire.
- TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO: Es la temperatura medida por un termómetro que tiene el bulbo cubierto con un paño húmedo.
- TERMOSTATO: Dispositivo que mide la temperatura del ambiente.

CAPÍTULO III

Desarrollo del Trabajo de Investigación

3.1 Ingeniería de detalle

La fase de diseño inicia ejecutando los procesos correspondientes de cada etapa de la investigación, empezando con los factores del análisis térmico.

3.1.1 Parámetros de diseño

Localización geográfica de la oficina

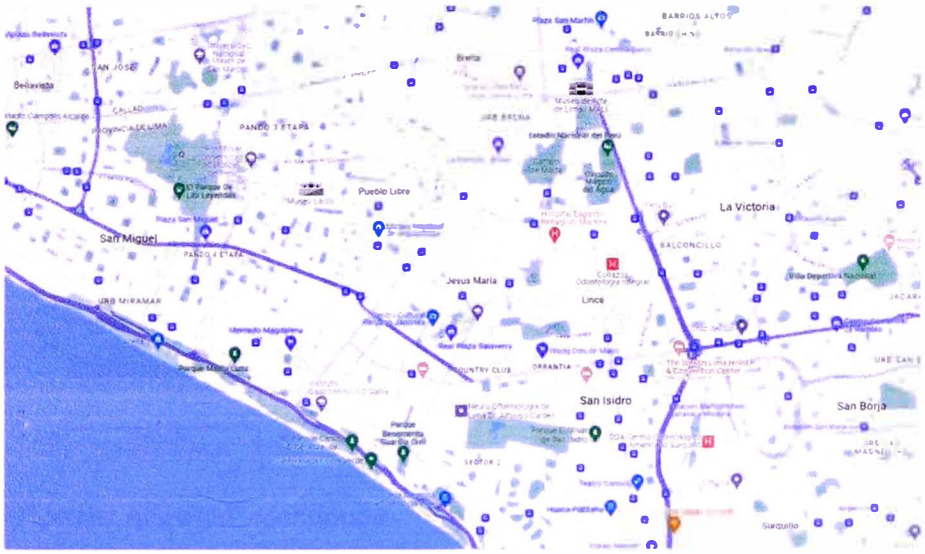
La oficina está ubicada en el distrito de Jesús María, departamento de Lima.

La ciudad de Lima está ubicada en las siguientes coordenadas:

- Latitud Sur: 12.022
- Longitud: 77.114
- Altitud: 35 m.s.n.m

Figura 18

Ubicación geográfica de la oficina



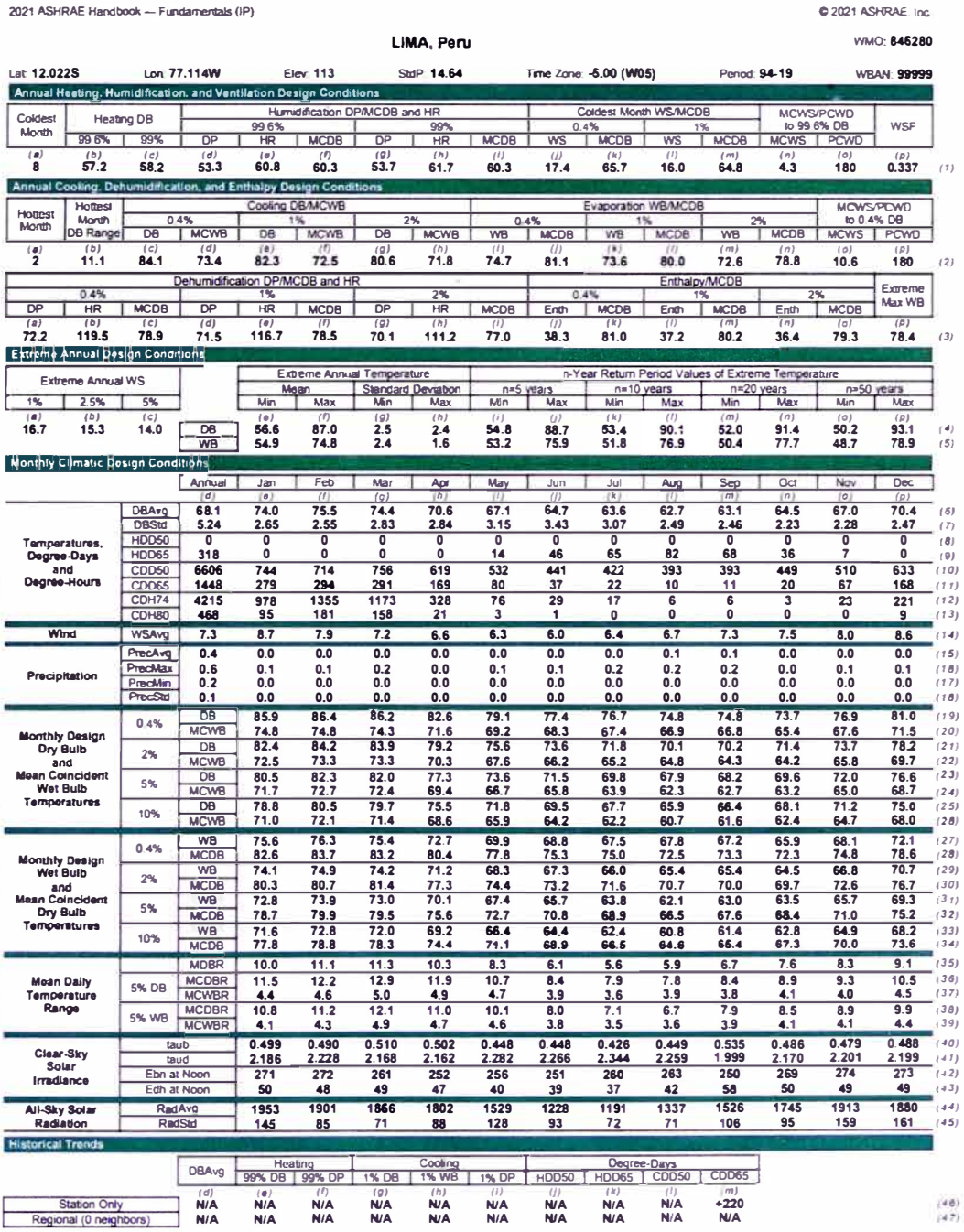
Fuente: Google Maps

Máxima temperatura en verano y mínima en invierno

Se obtuvieron los datos de las temperaturas según un estudio de la ASHRAE.

Figura 19

Temperaturas máximas en verano y mínima en invierno



2021 ASHRAE Handbook — Fundamentals (IP) © 2021 ASHRAE, Inc.

LIMA, Peru WMO: **846280**

Lat: **12.022S** Lon: **77.114W** Elev: **113** StdP: **14.64** Time Zone: **-5.00 (W05)** Period: **94-19** WBAN: **99999**

Annual Heating, Humidification, and Ventilation Design Conditions

	Coldest Month	Heating DB		Humidification DP/MCDB and HR						Coldest Month WS/MCDB				MCWS/PCWD to 99.6% DB		WSF	
				99.6%			99%			0.4%		1%					
		99.6%	99%	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	WS	MCDB	WS	MCDB	MCWS	PCWD		
	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	(g)	(h)	(i)	(j)	(k)	(l)	(m)	(n)	(o)	(p)	
(1)	8	57.2	58.2	53.3	60.8	60.3	53.7	61.7	60.3	17.4	65.7	16.0	64.8	4.3	180	0.337	(1)

Annual Cooling, Dehumidification, and Enthalpy Design Conditions

	Hottest Month	Hottest Month DB Range	Cooling DB/MCWB						Evaporation WB/MCDB						MCWS/PCWD to 0.4% DB		
			0.4%		1%		2%		0.4%		1%		2%				
			DB	MCWB	DB	MCWB	DB	MCWB	WB	MCDB	WB	MCDB	WB	MCDB	MCWS	PCWD	
	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	(g)	(h)	(i)	(j)	(k)	(l)	(m)	(n)	(o)	(p)	
(2)	2	11.1	84.1	73.4	82.3	72.5	80.6	71.8	74.7	81.1	73.6	80.0	72.6	78.8	10.6	180	(2)

	Dehumidification DP/MCDB and HR									Enthalpy/MCDB						Extreme Max WB	
	0.4%			1%			2%			0.4%		1%		2%			
	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB		
	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	(g)	(h)	(i)	(j)	(k)	(l)	(m)	(n)	(o)	(p)	
(3)	72.2	119.5	78.9	71.5	116.7	78.5	70.1	111.2	77.0	38.3	81.0	37.2	80.2	36.4	79.3	78.4	(3)

Extreme Annual Design Conditions

	Extreme Annual WS				Extreme Annual Temperature				n-Year Return Period Values of Extreme Temperature								
					Mean		Standard Deviation		n=5 years		n=10 years		n=20 years		n=50 years		
	1%	2.5%	5%		Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	
	(a)	(b)	(c)		(e)	(f)	(g)	(h)	(i)	(j)	(k)	(l)	(m)	(n)	(o)	(p)	
(4)	16.7	15.3	14.0	DB	56.6	87.0	2.5	2.4	54.8	88.7	53.4	90.1	52.0	91.4	50.2	93.1	(4)
(5)				WB	54.9	74.8	2.4	1.6	53.2	75.9	51.8	76.9	50.4	77.7	48.7	78.9	(5)

Monthly Climatic Design Conditions

			Annual	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	
			(d)	(e)	(f)	(g)	(h)	(i)	(j)	(k)	(l)	(m)	(n)	(o)	(p)	
(6)	Temperatures, Degree-Days and Degree-Hours	DBAvg	68.1	74.0	75.5	74.4	70.6	67.1	64.7	63.6	62.7	63.1	64.5	67.0	70.4	(6)
(7)		DBStd	5.24	2.65	2.55	2.83	2.84	3.15	3.43	3.07	2.49	2.46	2.23	2.28	2.47	(7)
(8)		HDD50	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	(8)
(9)		HDD65	318	0	0	0	0	14	46	65	82	68	36	7	0	(9)
(10)		CDD50	6606	744	714	756	619	532	441	422	393	393	449	510	633	(10)
(11)		CDD65	1448	279	294	291	169	80	37	22	10	11	20	67	168	(11)
(12)		CDH74	4215	978	1355	1173	328	76	29	17	6	6	3	23	221	(12)
(13)		CDH80	468	95	181	158	21	3	1	0	0	0	0	0	9	(13)
(14)	Wind	WSAvg	7.3	8.7	7.9	7.2	6.6	6.3	6.0	6.4	6.7	7.3	7.5	8.0	8.6	(14)
(15)	Precipitation	PrecAvg	0.4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0	(15)
(16)		PrecMax	0.6	0.1	0.1	0.2	0.0	0.1	0.1	0.2	0.2	0.2	0.0	0.1	0.1	(16)
(17)		PrecMin	0.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	(17)
(18)		PrecStd	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	(18)
(19)	Monthly Design Dry Bulb and Mean Coincident Wet Bulb Temperatures	0.4%	DB	85.9	86.4	86.2	82.6	79.1	77.4	76.7	74.8	74.8	73.7	76.9	81.0	(19)
(20)			MCWB	74.8	74.8	74.3	71.6	69.2	68.3	67.4	66.9	66.8	65.4	67.6	71.5	(20)
(21)		2%	DB	82.4	84.2	83.9	79.2	75.6	73.6	71.8	70.1	70.2	71.4	73.7	78.2	(21)
(22)			MCWB	72.5	73.3	73.3	70.3	67.6	66.2	65.2	64.8	64.3	64.2	65.8	69.7	(22)
(23)		5%	DB	80.5	82.3	82.0	77.3	73.6	71.5	69.8	67.9	68.2	69.6	72.0	76.6	(23)
(24)			MCWB	71.7	72.7	72.4	69.4	66.7	65.8	63.9	62.3	62.7	63.2	65.0	68.7	(24)
(25)		10%	DB	78.8	80.5	79.7	75.5	71.8	69.5	67.7	65.9	66.4	68.1	71.2	75.0	(25)
(26)			MCWB	71.0	72.1	71.4	68.6	65.9	64.2	62.2	60.7	61.6	62.4	64.7	68.0	(26)
(27)	Monthly Design Wet Bulb and Mean Coincident Dry Bulb Temperatures	0.4%	WB	75.6	76.3	75.4	72.7	69.9	68.8	67.5	67.8	67.2	65.9	68.1	72.1	(27)
(28)			MCDB	82.6	83.7	83.2	80.4	77.8	75.3	75.0	72.5	73.3	72.3	74.8	78.6	(28)
(29)		2%	WB	74.1	74.9	74.2	71.2	68.3	67.3	66.0	65.4	65.4	64.5	66.8	70.7	(29)
(30)			MCDB	80.3	80.7	81.4	77.3	74.4	73.2	71.6	70.7	70.0	69.7	72.6	76.7	(30)
(31)		5%	WB	72.8	73.9	73.0	70.1	67.4	65.7	63.8	62.1	63.0	63.5	65.7	69.3	(31)
(32)			MCDB	78.7	79.9	79.5	75.6	72.7	70.8	68.9	66.5	67.6	68.4	71.0	75.2	(32)
(33)		10%	WB	71.6	72.8	72.0	69.2	66.4	64.4	62.4	60.8	61.4	62.8	64.9	68.2	(33)
(34)			MCDB	77.8	78.8	78.3	74.4	71.1	68.9	66.5	64.6	66.4	67.3	70.0	73.6	(34)
(35)	Mean Daily Temperature Range		MDBR	10.0	11.1	11.3	10.3	8.3	6.1	5.6	5.9	6.7	7.6	8.3	9.1	(35)
(36)		5% DB	MCDBR	11.5	12.2	12.9	11.9	10.7	8.4	7.9	7.8	8.4	8.9	9.3	10.5	(36)
(37)			MCWBR	4.4	4.6	5.0	4.9	4.7	3.9	3.6	3.9	3.8	4.1	4.0	4.5	(37)
(38)		5% WB	MCDBR	10.8	11.2	12.1	11.0	10.1	8.0	7.1	6.7	7.9	8.5	8.9	9.9	(38)
(39)			MCWBR	4.1	4.3	4.9	4.7	4.6	3.8	3.5	3.6	3.9	4.1	4.1	4.4	(39)
(40)	Clear-Sky Solar Irradiance		taub	0.499	0.490	0.510	0.502	0.448	0.448	0.426	0.449	0.535	0.486	0.479	0.488	(40)
(41)			taud	2.186	2.228	2.168	2.162	2.282	2.266	2.344	2.259	1.999	2.170	2.201	2.199	(41)
(42)			Ebn at Noon	271	272	261	252	256	251	260	263	250	269	274	273	(42)
(43)			Edh at Noon	50	48	49	47	40	39	37	42	58	50	49	49	(43)
(44)	All-Sky Solar Radiation		RadAvg	1953	1901	1866	1802	1529	1228	1191	1337	1526	1745	1913	1880	(44)
(45)			RadStd	145	85	71	88	128	93	72	71	106	95	159	161	(45)

Historical Trends

		DBAvg	Heating		Cooling			Degree-Days			
			99% DB	99% DP	1% DB	1% WB	1% DP	HDD50	HDD65	CDD50	CDD65
		(d)	(e)	(f)	(g)	(h)	(i)	(j)	(k)	(l)	(m)
(46)	Station Only	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	+220	(46)
(47)	Regional (0 neighbors)	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	(47)

Fuente: ASHRAE Handbook

Máxima temperatura en verano

- Temperatura de bulbo seco: 29°C
- Temperatura de bulbo húmedo: 24.6°C
- Humedad Relativa: 70%

Condiciones de Temperatura y humedad en el interior de la oficina

La ASHRAE recomienda un rango de temperaturas entre 22°C y 27°C con una humedad relativa del 50% para el confort térmico (ver figura 1), las condiciones de interiores dependerán exclusivamente del tipo de ambiente, para este caso se asumieron los siguientes parámetros:

Temperatura interior en verano

- Temperatura de bulbo seco: 23°C
- Humedad Relativa: 50%

Temperatura interior en invierno

- Temperatura de bulbo seco: 24°C
- Humedad Relativa: 50%

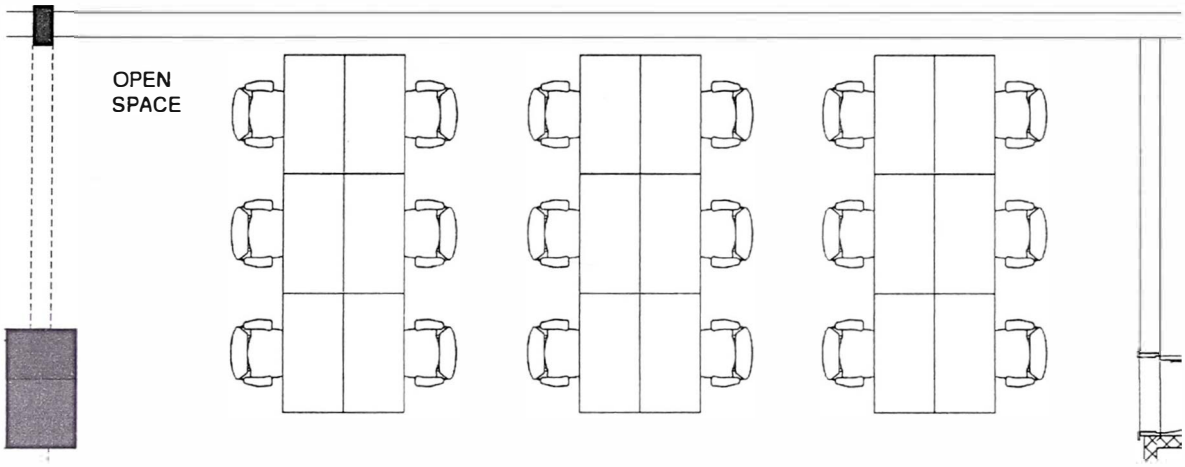
Se consideró una variación de temperatura de 1°C tanto para el proceso de enfriamiento como para el de calefacción, con el objetivo de garantizar las condiciones necesarias durante las estaciones de invierno y verano.

Planos de arquitectura y equipamiento

Del plano de arquitectura (véase figura 20) se obtienen los siguientes datos:

Figura 20

Vista de planta de la oficina



Fuente: Exportación de AutoCAD

Geometría de la oficina

- Largo: 10.88 m
- Ancho: 4.14 m
- Área: 45.05 m^2
- Altura piso - techo: 3.0 m (no hay falso cielo)
- Volumen: 135.0 m^3
- Perímetro: 30.31 m
- Tipo de piso: Entre piso
- Color de muro exterior: Medio claro

Ubicación de la oficina en el edificio

El edificio tiene 14 niveles, la oficina está ubicada en el quinto piso.

- Cantidad de personas: 18
- Potencia de iluminación: 10 W/m^2
- Potencia de equipamiento eléctrico: 200 W/computadora

A continuación, se coloca una tabla resumen con los parámetros que nos permitirán realizar el cálculo de la carga térmica.

Tabla 7

Coeficiente global de transferencia de calor en muro 1

DESCRIPCIÓN	VALOR	
Longitud	77° 6´ 50.4"	
Latitud	12° 1´ 19.2"	
Altitud	35 m.s.n.m	
Temperatura exterior de bulbo seco en verano	29.0 °C	84.2° F
Temperatura exterior de bulbo húmedo en verano	24.6 °C	76.3° F
Humedad relativa en verano	70%	
Color de muro exterior	medio claro	
Techo con exposición al sol	No	
Piso	Entrepiso	
Largo	10.88 m	26.7 ft
Ancho	4.14 m	13.57 ft
Altura	3.0 m	9.8 ft
Área	45.05 m^2	483.5 ft^2
Volumen	135.0 m^3	4746.8 ft^3
Cantidad de personas	18	
Potencia de alumbrado	10 W/m^2	0.93 W/ft^2
Potencia de equipamiento eléctrico y electrónico	200 W/m^2	18.6 W/ft^2

Fuente: Elaboración Propia

Ubicación de la oficina en el edificio

Los pesos de la estructura de los cerramientos y particiones de la oficina son necesarios para poder determinar la carga térmica de las paredes, y de la misma manera dependiendo del material, determinar la carga térmica del techo y los pisos.

Densidad de pared interior

- Espesor del cemento y baritina: 0.03 m
- Espesor del ladrillo común: 0.2 m
- Peso específico: 1856 kg/m^3

Densidad pared interior = (Peso Cemento) + (Peso ladrillo) + (Peso Cemento)

Densidad pared interior = 1856 x 0.03 + 1856 x 0.2 + 1856 x 0.03

Densidad pared interior = 482.56 kg/m^2

Densidad del piso

- Espesor del cemento y baritina: 0.03 m
- Espesor del ladrillo común: 0.2 m
- Peso específico: 1856 kg/m^3

Densidad del piso = (Peso Cemento) + (Peso ladrillo) + (Peso Cemento)

Densidad del piso = 1856 x 0.03 + 1856 x 0.2 + 1856 x 0.03

Densidad del piso = 482.56 kg/m^2

Densidad de techo

- Espesor del cemento y baritina: 0.03 m
- Espesor del ladrillo común: 0.25 m
- Peso específico: 1856 kg/m^3

Densidad del techo = (Peso Cemento) + (Peso ladrillo) + (Peso Cemento)

Densidad del techo = 1856 x 0.03 + 1856 x 0.25 + 1856 x 0.03

Densidad del techo = 575.36 kg/m^2

Peso de la pared interior

- Densidad pared interior: 482.56 kg/m^2
- Longitud de la pared interior: 7.08 m
- Altura de la pared interior: 3.0 m

Peso pared interior = $\frac{\text{Área de la pared}}{\text{Área del piso}} \times Densidad\ de\ pared\ interior$

Peso pared interior = $\frac{7.08 \times 3}{45.05} \times 482.56$

Peso pared interior = 227.52 kg/m^2

Peso del piso

- Densidad del suelo: 482.56 kg/m^2
- Área: 45.05 m

Peso del piso = $\frac{\text{Área de la pared}}{\text{Área del piso}} \times Densidad\ del\ piso$

Peso del piso = $\frac{45.05}{45.05} \times 482.56$

Peso del piso = 482.56 kg/m^2

Peso del techo

- Densidad del techo: 575.36 kg/m2
- Área: 45.05 m

Peso del techo = $\frac{\text{Área de la pared}}{\text{Área del piso}} \times Densidad\ del\ techo$

Peso del techo = $\frac{45.05}{45.05} \times 575.36$

Peso del techo = 575.36 kg/m2

Peso de la estructura

- Peso de la pared interior: 227.52 kg/m2
- Peso de la pared exterior: 416.86 kg/m2
- Peso del suelo: 482.56 kg/m2
- Peso del techo: 575.36 kg/m2

Peso Estructura = $\sum Peso\ muros\ Ext$ + 0.5 x ($\sum Peso\ pared\ int, Suelo, Techo$)

Peso Estructura = 0 + 0.5 x (227.52 + 482.56 + 575.36)

Peso Estructura = 642.72 kg/m^2

3.1.2 Cálculos para determinar la carga térmica de enfriamiento

La carga térmica de enfriamiento se refiere al calor adicional generado por fuentes térmicas que debe ser eliminado para alcanzar condiciones de confort. Las fuentes de calor más comunes incluyen:

Externas:

- Transferencia de calor a través de paredes exteriores.
- Transferencia de calor a través de techo exterior (en caso tenga).
- Transferencia de calor a través de vidrios exteriores.
- Transferencia de calor por radiación en vidrios exteriores.
- Transferencia de calor a través de paredes interiores.
- Transferencia de calor a través de pisos interiores.
- Transferencia de calor a través de techos interiores.

Internas:

- Transferencia de calor por persona.
- Transferencia de calor por iluminación.
- Transferencia de calor por equipamiento.

A continuación, se detallan las fórmulas y criterios necesarios para realizar la ganancia de calor, para una mejor facilidad al momento de realizar los cálculos, las unidades para realizar los cálculos de aquí en adelante serán en el sistema inglés.

a. Resistencia Térmica global

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$R_0 = R_1 + R_2 + R_3 + \cdots \ldots (1)$$

Donde:

R_0 = Resistencia térmica global (h-ft^2-°F/Btu)

R_1, R_2, R_3, etc = Resistencia térmica individual de cada material que compone la pared o techo, considerando la capa de aire.

b. Coeficiente Global de Transferencia de Calor

Es la inversa de la resistencia térmica global.

$$U = \frac{1}{R_0} \ldots (2)$$

Donde:

U = Coeficiente global de transferencia de calor (Btu/h-ft^2-°F)

R_0 = Resistencia térmica global (h-ft^2-°F/Btu)

Para calcular el coeficiente global, es imprescindible tener información sobre la composición del material y su resistencia térmica, como se detalla en la Tabla N°8 Las resistencias térmicas de diversos materiales se encuentran detalladas en el Anexo 3.

Tabla 8

Coeficiente global de transferencia de calor en muro 2

ITEM	MATERIAL	ESPESOR	K	R
		PULGADA	(h-ft²-°F/Btu-pulg)	(h-ft²-°F/Btu)
1	Mezcla de cemento y baritina	1.2	0.8	0.96
2	Ladrillo común	8	0.2	1.6
3	Mezcla de cemento y baritina	1.2	0.8	0.96
4	Película de aire exterior	-	-	0.68
5	Película de aire interior	-	-	0.68
	RESISTENCIA GLOBAL (R)			4.88
	COEFICIENTE GLOBAL (U) (BTU/°F-ft²-h)			0.20

Fuente: Elaboración propia

Tabla 9

Coeficiente de transferencia de calor en piso

ITEM	MATERIAL	ESPESOR	K	R
		PULGADA	(h-ft²-°F/Btu-pulg)	(h-ft²-°F/Btu)
1	Mezcla de cemento y baritina	1.2	0.8	0.96
2	Ladrillo común	8	0.2	1.6
3	Mezcla de cemento y baritina	1.2	0.8	0.96
4	Película de aire exterior	-	-	0.68
5	Película de aire interior	-	-	0.68
	RESISTENCIA GLOBAL (R)			4.88
	COEFICIENTE GLOBAL (U) (BTU/°F-ft²-h)			0.20

Fuente: Elaboración propia

Tabla 10

Coeficiente de transferencia de calor en techo

ITEM	MATERIAL	ESPESOR	K	R
		PULGADA	(h-ft²-°F/Btu-pulg)	(h-ft²-°F/Btu)
1	Mezcla de cemento y baritina	1.2	0.8	0.96
2	Ladrillo común	8	0.2	1.6
3	Mezcla de cemento y baritina	1.2	0.8	0.96
4	Baldosa suspendida en techo	-	-	-
5	Espacio de aire	4	-	1.25
6	Película de aire exterior	-	-	0.17
7	Película de aire interior	-	-	0.68
	RESISTENCIA GLOBAL (R)			6.02
	COEFICIENTE GLOBAL (U) (BTU/°F-ft²-h)			0.16

Fuente: Elaboración propia

c. Flujo de calor a través de vidrios por radiación

Para determinar el flujo de calor a través de vidrios por radiación, se emplea la siguiente ecuación.

$$Q_{rv} = M_{as} \times A \times F_c \times F_s \times F_{alm} \ldots (3)$$

Donde:

Q_{rv}: Ganancia a través de rediación en ventanas (Btu/h)

M_{as}: Máxima aportación Solar (Btu/h-ft²)

A: Superficie de ventana (ft²)

F_c: Factor de corrección

F_s: Factor de sombra

F_{alm}: Factor de almacenamiento

Calcular la máxima contribución solar en lugares que no cumplen con estas suposiciones requiere la aplicación de un factor de corrección. Este factor considera el tipo de marco, las condiciones atmosféricas, la altitud y el punto de rocío para determinar la

máxima contribución solar ajustada. La fórmula para calcular este factor de corrección es la siguiente:

$$F_c = F_m \times F_a \times F_{alt} \times F_{pr} \ldots (4)$$

Donde:

F_c: Factor de Corrección

F_m: Factor por marco metálico

F_a: Factor Atmosférico

F_{alt}: Factor por Altitud

F_{pr}: Factor por Punto de Rocío

El factor de marco metálico, condiciones atmosféricas, altitud y punto de rocío se detallan en la Tabla 2. Dado que la oficina no cuenta con ventanas de vidrio, la transferencia de calor es igual acero.

d. Transferencia de calor a través de las paredes y techo exteriores

El flujo de calor a través de las paredes se calcula empleando la siguiente ecuación.

$$Q_{te,pe} = U \times A_{te,pe} \times DTE_{eq} \ldots (5)$$

Donde:

$Q_{te,\ pe}$: Ganancia de calor de la estructura a través de techos y paredes exteriores (Btu/h).

U: Coeficiente Global de transferencia de calor (Btu/h-ft^2 -°F).

$A_{te,\ pe}$: Área de techo y pared exterior (ft^2).

DTE_{eq}: Diferencia de temperatura equivalente (°F).

e. Transferencia de calor a través de paredes, piso y techo interior

El flujo de calor depende de las temperaturas de los ambientes adyacentes a los muros, pisos y techos interiores del local, se emplea la siguiente ecuación

$$Q_{pi,ti,si} = U \times A \times DT_{i-i'} \ldots (6)$$

Donde: $Q_{pi,ti,si}$: Ganancia de calor por paredes, techos y pisos interiores (Btu/h).

U: Coeficiente Global de transferencia de calor (Btu/h-ft^2 -°F).

A: Superficie (ft^2).

$DT_{i-i'}$: Variación de temperatura entre los espacios acondicionado y no acondicionados.

(°F): En caso de no conocer este valor, se puede suponer que es igual a la semisuma de la temperatura exterior e interior.

Flujo de calor a través de pared interior

La ecuación 6 se modificó al sustituir el coeficiente global de transmisión y el área. Se tomó en cuenta que las áreas laterales no reciben control climático, lo que lleva a una diferencia de temperatura de 2.4°F.

$$Q_i = 0.2 \times 484.2 \times 2.4$$

$$Q_i = 232.416 \frac{Btu}{h}$$

Flujo de calor a través de piso

La ecuación 6 se modificó al sustituir el coeficiente global de transmisión y el área. Se tomó en cuenta que las áreas laterales no reciben control climático, lo que lleva a una diferencia de temperatura de 2.4°F.

$$Q_i = 0.2 \times 484.738 \times 2.4$$

$$Q_i = 232.674 \frac{Btu}{h}$$

f. Transferencia de calor por persona

La transferencia de calor sensible y latente se calcula con la siguiente ecuación, sin embargo, este valor también depende del tipo acción que realizarán las personas en dicho ambiente.

$$Q_s = n \times q_s \ldots (7)$$

$$Q_l = n \times q_l \ldots (8)$$

Donde:

Q_s: Transferencia de calor sensible.

Q_l: Transferencia de calor latente.

n: Número de personas.

q_s: Calor sensible que emite cada persona.

q_l: Calor latente que emite cada persona.

Tabla 11

Ganancia de calor por ocupación

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

Notes:
1. Tabulated values are based on 75°F room dry-bulb temperature. For 80°F room dry bulb, total heat remains the same, but sensible heat values should be decreased by approximately 20% and latent heat values increased accordingly.
2. Also see Table 4, Chapter 9, for additional rates of metabolic heat generation.
3. All values are rounded to nearest 5 Btu/h.

[a] Adjusted heat gain is based on normal percentage of men, women, and children for the application listed, and assumes that gain from an adult female is 85% of that for an adult male, and gain from a child is 75% of that for an adult male.
[b] Values approximated from data in Table 6, Chapter 9, where V is air velocity with limits shown in that table.
[c] Adjusted heat gain includes 60 Btu/h for food per individual (30 Btu/h sensible and 30 Btu/h latent).
[d] Figure one person per alley actually bowling, and all others as sitting (400 Btu/h) or standing or walking slowly (550 Btu/h).

Fuente: ASHRAE Fundamental (2013).

Reemplazando los valores correspondientes en las ecuaciones 7 y 8.

$$Q_s = 18 \times 250$$

$$Q_s = 4500 \frac{Btu}{h}$$

$$Q_l = 18 \times 200$$

$$Q_l = 3600 \frac{Btu}{h}$$

g. Transferencia de calor por alumbrado

La transferencia de calor por alumbrado se determina de la siguiente manera:

$$Q_{al} = 3.41 \times A \times W \ldots (9)$$

Donde:

Q_{al}: Transferencia de calor sensible por alumbrado.

3.41: Factor de conversión de W a Btu/h.

A: Área (m^2).

W: Potencia eléctrica del alumbrado (W/m^2)

$$Q_{al} = 3.41 \times 45.05 \times 10$$

$$Q_{al} = 1536.205 \frac{Btu}{h}$$

h. Transferencia de calor por equipos eléctricos

El flujo de calor por equipos eléctrico se determina de la siguiente manera:

$$Q_{al} = 3.41 \times W \times n \ldots (10)$$

Donde:

Q_{al}: Ganancia de calor sensible por alumbrado.

3.41: Factor de conversión de W a Btu/h.

W: Potencia Eléctrica por unidad de aparatos eléctricos.

n: Número de aparatos eléctricos.

$$Q_{al} = 3.41 \times 200 \times 18$$

$$Q_{al} = 12276 \frac{Btu}{h}$$

i. Flujo de calor por infiltración de aire

El flujo de calor sensible por infiltración se calcula de la siguiente manera:

$$Q_{is} = CFM \times (h_e - h_i) \times v \times 60 \ldots (11)$$

Donde:

Q_{is}: Ganancia de calor sensible por infiltración de aire (Btu/h).

CFM: Caudal de aire por infiltración (ft^3/min).

h_e: Entalpía del aire exterior (Btu/lb).

h_i: Entalpía del aire interior (Btu/lb).

v: Volumen específico (Lb/ft^3).

60: Factor de conversión de min a hora.

El flujo de calor latente por infiltración se calcula de la siguiente manera:

$$Q_{il} = CFM \times (w_e - w_i) \times 0.68 \ldots (12)$$

Donde:

Q_{il}: Ganancia de calor latente por infiltración de aire (Btu/h).

CFM: Caudal de aire por infiltración (ft^3/min).

w_e: Relación de humedad exterior (g agua/lb aire seco).

w_i: Relación de humedad interior (g agua/lb aire seco).

0.68: Factor de conversión.

El ambiente de la oficina se está considerando que trabajará con presión positiva, y en los ambientes cuya presión es positiva se considera que el flujo por infiltración es cero.

j. Transferencia de calor total en el local

Es la suma de todos los flujos sensibles y latentes calculados previamente, también se considera un factor de seguridad.

Ganancia total sensible

$$Q_{ts} = \sum Q_s \times fs \ldots (13)$$

Donde:

$\sum Q_s$: Sumatoria de los flujos de calor sensible (Btu/h).

fs: Factor de seguridad.

Se suman todas las ganancias de calor sensible calculadas previamente y se considera un factor de seguridad del 5%.

$$Q_{ts} = (232.416 + 232.674 + 4500 + 1536.205 + 12276) \times 1.05$$

$$Q_{ts} = 19716.16 \frac{Btu}{h}$$

Ganancia total latente

$$Q_{tl} = \sum Q_l \times fs \ldots (14)$$

Donde:

$\sum Q_l$: Sumatoria de los flujos de calor latente (Btu/h).

fs: Factor de seguridad.

Se suman todas las ganancias de calor latente calculadas previamente y se considera un factor de seguridad del 5%.

$$Q_{tl} = (3600) \times 1.05$$

$$Q_{tl} = 3780 \frac{Btu}{h}$$

Ganancia total de enfriamiento

$$Q_t = Q_{ts} + Q_{tl} \dots (15)$$

Donde:

Q_t: Transferencia de calor total (Btu/h).

Q_{ts}: Transferencia de calor sensible (Btu/h).

Q_{tl}: Transferencia de calor latente (Btu/h).

Se sumaron las ganancias totales sensibles y latentes y obtenemos la ganancia total de enfriamiento.

$$Q_t = 19716.16 + 3780$$

$$Q_t = 23496.16 \frac{Btu}{h}$$

3.1.3 Caudal de renovación de aire

Debido a que es un ambiente donde trabajarán personas, es necesario que exista una renovación de aire ya que, sino estas personas estarían respirando aire viciado y afectaría a su eficiencia en el trabajo, para el cálculo de renovación de aire usaremos la norma peruana EM.030.

Tabla 12

Tasas mínimas de ventilación (Vbz)

	Rp	Ra	Rd	Rt
Tipo de ocupación	L/sxpersona	L/sxm^2	#/100 m^2	L/sxpersona
Descanso	2,5	0,6	50	3,5
Recepción principal	2,5	0,3	10	5,5
Salas de almacén de materiales secos	2,5	0,3	2	17,5
Ambiente de oficinas, zonas de trabajo	2,5	0,3	5	8,5
Zonas de recepción	2,5	0,3	30	3,5
Telefonía/manejo de datos	2,5	0,3	60	3

Fuente: Norma Técnica EM.030

$$Vbz = R_p \times P_z + R_a \times A_z \ldots (16)$$

Donde:

Vbz: Caudal de aire exterior (L/s).

Rp: Caudal de aire exterior por persona (L/s/persona).

Ra: Caudal de aire exterior por unidad de superficie (L/s/m^2).

Pz: Número de personas de la zona ventilada.

Az: Superficie neta habitable de la zona ventilada (m^2).

Ambiente	Rp (L/s/persona)	Pz (Personas)	Ra (L/s/m^2)	Az (m^2)	Vbz (L/s)	120%Vbz (CFM) final
Oficina	2.5	18	0.3	45.05	58.515	150

Se está considerando 20% adicional de caudal por un tema de prever algún tipo de fuga, mala instalación o pérdidas en el recorrido del aire.

3.1.4 Psicrometría del aire en climatización

Usaremos la psicrometría para calcular el caudal de suministro de aire acondicionado, para esto nos apoyaremos del programa PsyChart donde se tienen las propiedades del aire y se realizarán los procesos psicrométricos necesarios para el sistema de climatización.

a. Cálculos del proceso de enfriamiento para la climatización del aire

$$RSHR = \frac{Q_s}{Q_s + Q_l} \dots (17)$$

Donde:

RSHR: Relación de calor sensible del local.

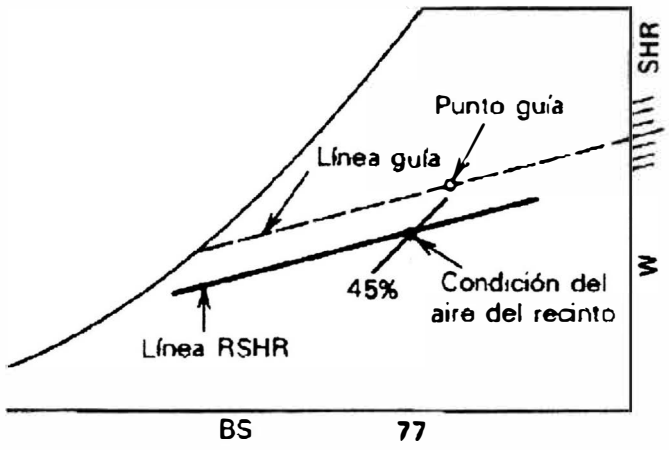
Q_s: Calor sensible de la oficina.

Q_l: Calor latente de la oficina.

La mayoría de las cartas psicrométricas, presentan un punto de referencia y una escala para las pendientes de la relación de calor sensible. Para realizar correctamente la línea RSHR en la carta psicrométrica, se deberá trazar una línea paralela a la recta del punto de referencia, con una pendiente igual a la RSHR deseada. Esta línea se inicia desde el punto que representa las condiciones del aire del recinto, que generalmente corresponden a las condiciones de confort deseadas.

Figura 21

Línea RSHR en la carta psicrométrica



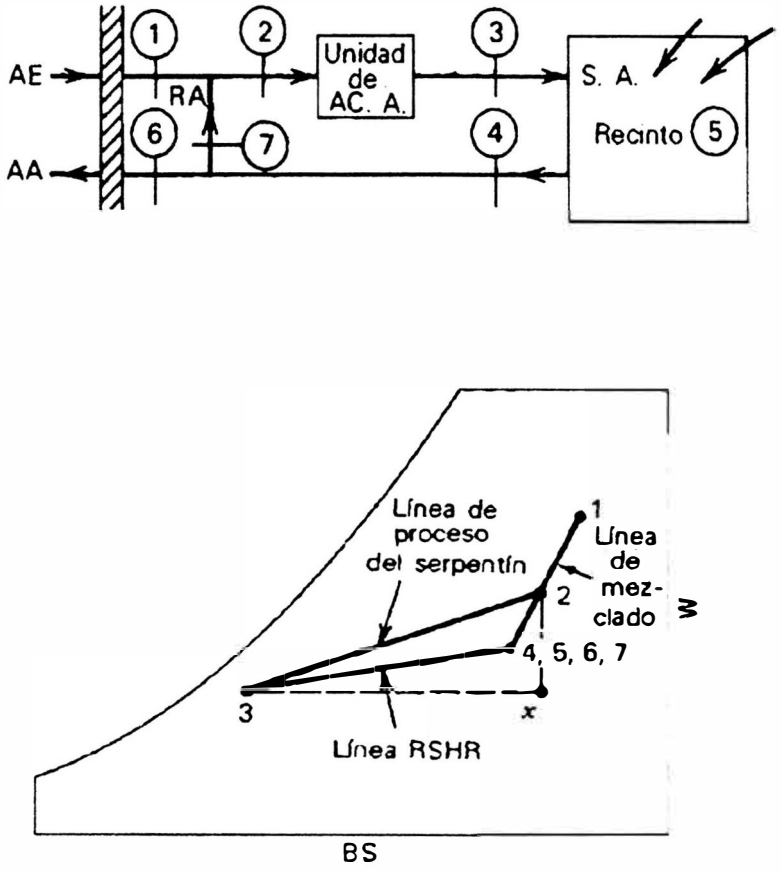
Fuente: Pita (2002).

Proceso de enfriamiento del aire representado en la carta psicrométrica

El enfriamiento del aire pasa por un conjunto de procesos psicrométricos lo cual se representará en la carta psicrométrica y en la figura 22.

Figura 22

Proceso psicrométrico del enfriamiento del aire 1



Fuente: Carrier (2009)

Donde:

1. Condiciones del exterior.
2. Condiciones del aire de mezcla.
3. Condiciones del aire de suministro.
4. Condiciones del aire de retorno.
5. Condiciones del aire del local.
6. Condiciones del aire de retorno expulsado hacia el exterior.
7. Condiciones del aire de retorno hacia la unidad evaporadora.

Aire de mezcla

Las propiedades del aire de mezcla se obtienen de la siguiente ecuación:

$$CFM_m = CFM_R + CFM_{AE} \ldots (18)$$

Donde:

CFM_m: Caudal de aire de la mezcla (CFM)

CFM_R: Caudal de aire de retorno (CFM).

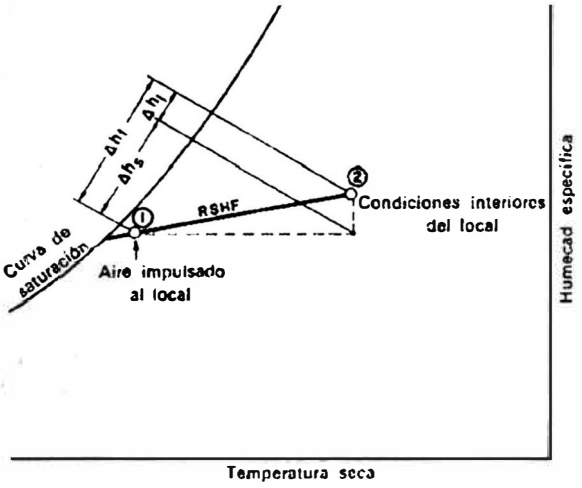
CFM_{AE}: Caudal de aire exterior (CFM).

b. Cálculo del aire de suministro

Debido a que el aire de suministro viene del exterior, y en este caso en particular se está desarrollando el diseño para la ciudad de Lima, se sabe que la humedad relativa varía dependiendo de la altura (m.s.n.m) en el cual se desarrolla el diseño. Para poder determinar las condiciones del aire de suministro debemos intersecar la línea RSHR con la curva de la humedad relativa, en el cual el punto de intersección nos indicará las propiedades del aire, véase figura 23.

Figura 23

Proceso psicrométrico del enfriamiento del aire 2



Fuente: Carrier (2009)

Para saber cuáles son las condiciones de temperatura y calcular el caudal que necesario para climatizar el aire al ambiente se usa la siguiente ecuación.

$$CFM_s = \frac{Q_{st} \times v_i}{60 \times (h_i - h_{i'})} \ldots (19)$$

Donde:

CFM_s: Caudal de aire de suministro (CFM).

Q_{st}: Calor sensible en el ambiente (Btu/h).

V_i: Volumen específico del aire a condiciones de diseño interior (ft^3/lb).

h_i: Entalpía a condiciones de diseño interior (Btu/lb).

$h_{i'}$: Entalpía del aire de suministro (Btu/lb).

Proceso psicrométrico de enfriamiento del aire para una oficina

Debido a que la oficina se encuentra en la ciudad de Lima, y se encuentra a una altitud de 35 m.s.n.m, para fines prácticos se considera una altitud de 0 m.s.n.m debido a que a la variación de las propiedades del aire entre estas dos alturas es despreciable. Usaremos el programa Psychart para poder realizar una simulación gráfica.

Reemplazando los datos obtenidos en la ecuación 17, obtenemos la siguiente relación de calor sensible.

$$RSHR = \frac{19716.16}{23496.16}$$

$$RSHR = 0.84$$

Una vez obtenida el valor de relación de calor sensible, realizaremos los siguientes pasos para calcular el caudal de suministro.

Paso 1

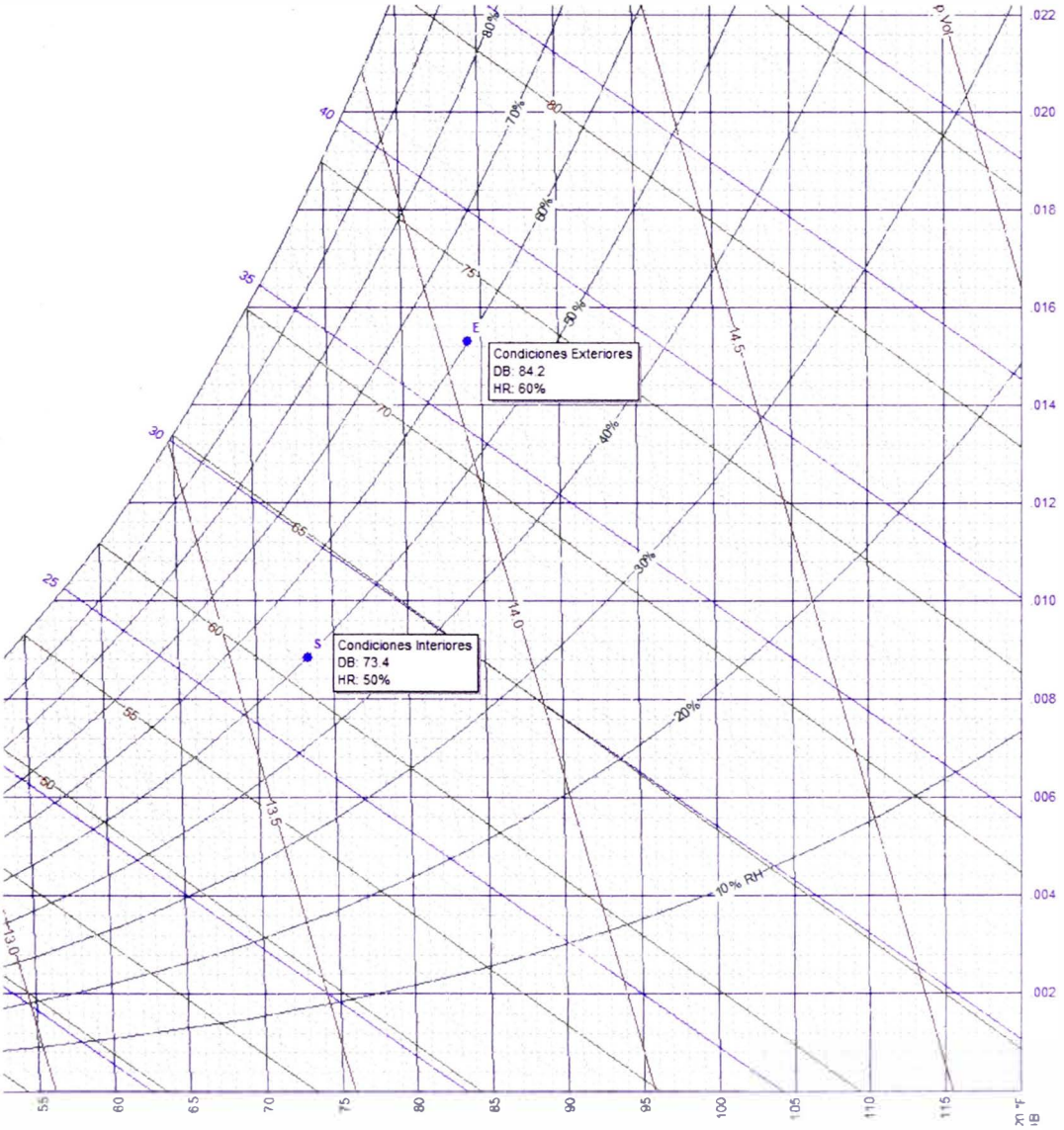
Ingresaremos los siguientes datos al Psychart.

Condiciones del aire exterior: 29.0 °C (84.2°F) y 60% HR

Condiciones del aire interior: 23.0 °C (73.4°F) y 50% HR

Figura 24

Condiciones de aire exterior e interior en la carta psicrométrica



Fuente: Psychart

De la carta psicrométrica obtenemos las propiedades del aire.

Condiciones del aire exterior (E)

Temperatura bulbo seco: 84.2°F

Temperatura bulbo húmedo: 73.26°F

Humedad Relativa: 60%

Entalpía: 37.01 Btu/lb

Humedad específica: 0.0153 lb/lb

Volumen específico: 14.047 (ft^3/lb)

Condiciones del aire interior (S)

Temperatura bulbo seco: 73.4°F

Temperatura bulbo húmedo: 84.2°F

Humedad Relativa: 50%

Entalpía: 27.29 Btu/lb

Humedad específica: 0.0088 lb/lb

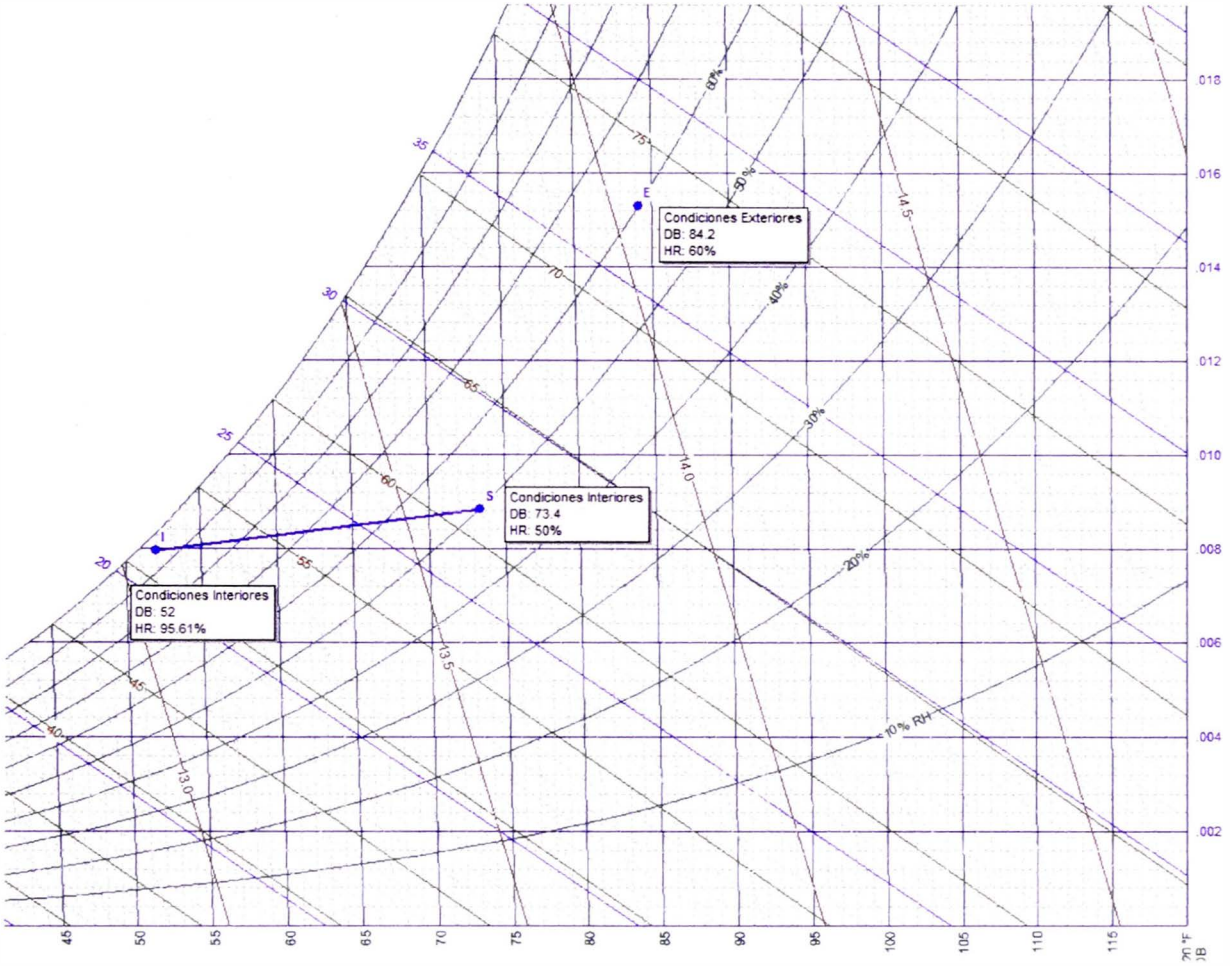
Volumen específico: 13.629 (ft^3/lb)

Paso 2

Utilizamos la relación de calor sensible como pendiente y trazamos una recta entre el punto "S" y la curva de humedad relativa entre los valores de 90 - 100% (condiciones de saturación).

Figura 25

Condiciones de aire interior y de impulsión en la carta psicrométrica 1



Fuente: Psychart

De la carta psicrométrica obtenemos las propiedades del aire.

Condiciones del aire impulsión (I)

Temperatura bulbo seco: 52°F

Temperatura bulbo húmedo: 51.31°F

Humedad Relativa: 95.61%

Entalpía: 21.09 Btu/lb

Humedad específica: 0.008 lb/lb

Volumen específico: 13.063 (ft^3/lb)

Paso 3

Reemplazando los datos obtenidos de la carta psicrométrica en la ecuación 19, tenemos lo siguiente:

$$CFM_s = \frac{Q_{st} \times v_i}{60 \times (h_i - h_{i'})}$$

$$CFM_s = \frac{19716.16 \times 13.629}{60 \times (27.29 - 21.09)}$$

$$CFM_s = 722\ CFM$$

c. Cálculo del Caudal de mezcla

Reemplazando los datos obtenidos de la carta psicrométrica en la ecuación 18, tenemos lo siguiente:

$$CFM_m = CFM_R + CFM_{AE}$$

$$CFM_m = 722 + 150$$

$$CFM_m = 872\ CFM$$

d. Capacidad de Enfriamiento Sensible del Evaporador

$$Q_{se} = \frac{CFM_m \times (h_x - h_3)}{v} \times 60 \ldots (20)$$

Donde:

Q_{se}: Capacidad de Enfriamiento Sensible (Btu/h).

CFM_m: Caudal de mezcla (CFM).

h_x: Entalpía en el punto de intersección entre la línea horizontal de las condiciones de impulsión del evaporador y la línea vertical de las condiciones de aire de mezcla (Btu/lb).

h_3: Entalpía del aire en el punto de impulsión (Btu/lb).

v: Volumen específico del aire (ft^3/lb).

e. Capacidad de Enfriamiento Total del Evaporador

$$Q_{te} = \frac{CFM_m \times (h_2 - h_3)}{v} \times 60 \ldots (21)$$

Donde:

Q_{te}: Capacidad de Enfriamiento Total (Btu/h).

CFM_m: Caudal de mezcla (CFM).

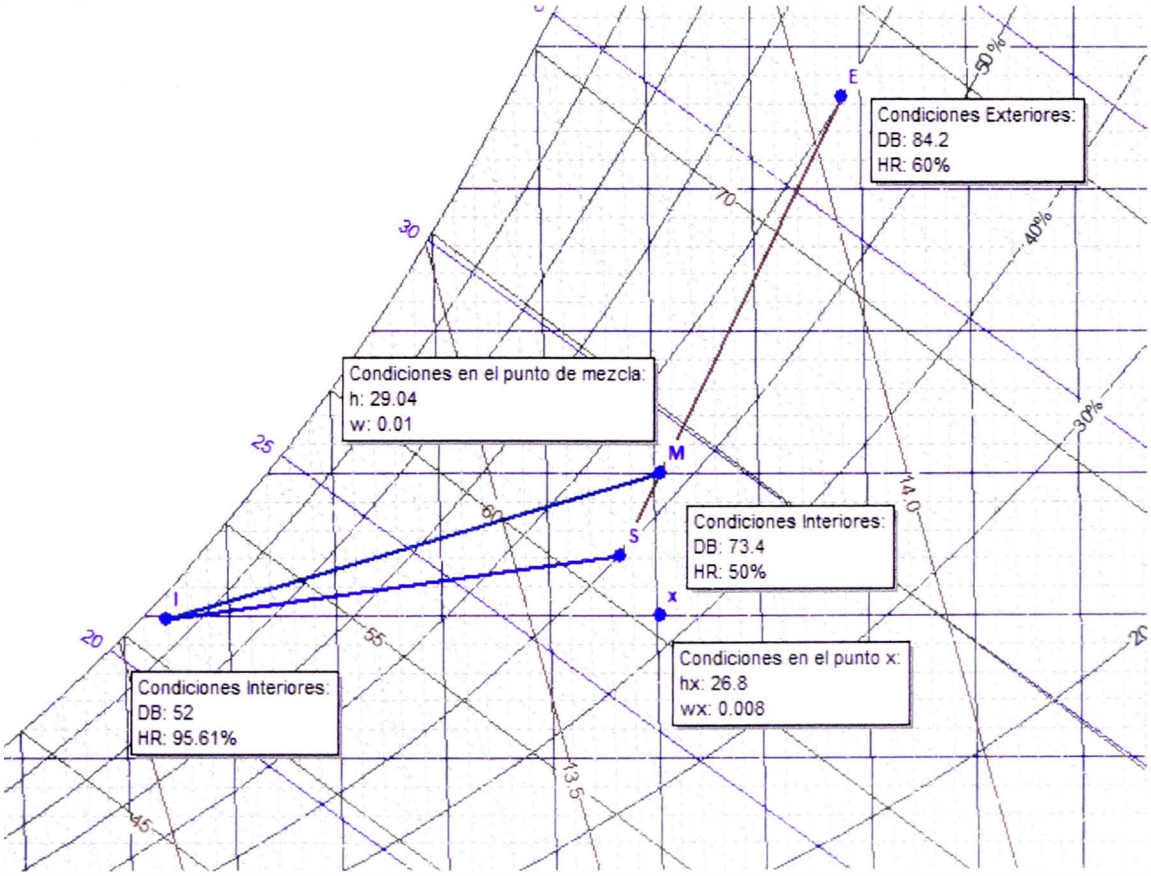
h_2: Entalpía del aire de mezcla (Btu/lb).

h_3: Entalpía del aire de suministro (Btu/lb).

v: Volumen específico del aire (ft^3/lb).

Figura 26

Condiciones de aire interior y de impulsión en la carta psicrométrica 2



Fuente: Psychart

Para determinar la capacidad sensible del equipo, usaremos la ecuación 20 y reemplazaremos los datos correspondientes.

$$Q_{se} = \frac{872 \times (26.8 - 21.09)}{13.063} \times 60$$

$$Q_{se} = 22869.72\ Btu/h$$

Para determinar la capacidad total del equipo, usaremos la ecuación 21 y reemplazaremos los datos correspondientes.

$$Q_{te} = \frac{872 \times (29.04 - 21.09)}{13.063} \times 60$$

$$Q_{te} = 31841.38\ Btu/h$$

f. Capacidad de Enfriamiento Latente del Evaporador

$$Q_{te} = Q_{se} + Q_{le}$$

$$31841.38 = 22869.72 + Q_{le}$$

$$Q_{le} = 8971.66\ Btu/h$$

g. Dimensionamiento de Ductos

Para dimensionar los ductos se utilizará el método de fricción constante debido a que se está climatizando un solo ambiente, se está considerando el siguiente coeficiente de fricción:

Ductos: 0.10" C.A/100 pies

Nos apoyaremos del programa DuctSizer para realizar el dimensionamiento de los ductos considerando el coeficiente de fricción previamente mencionado.

Impulsión

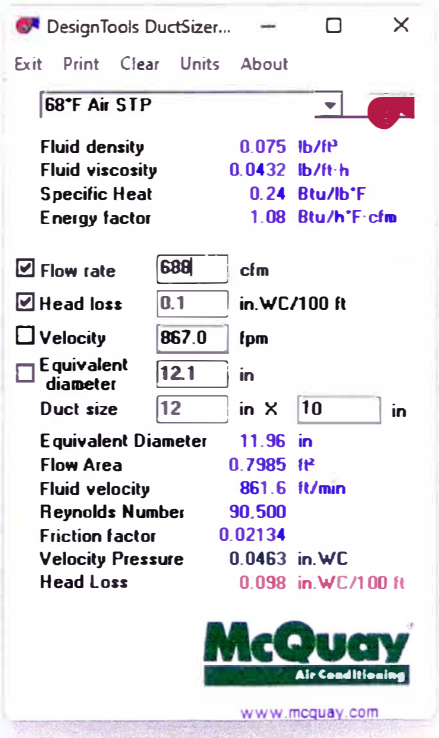
- Ducto principal de sección rectangular.
- Coeficiente de fricción de 0.10" C.A/100 pies.

Inyección

- Ducto principal de sección rectangular.
- Coeficiente de fricción de 0.10" C.A/100 pies.

Figura 27

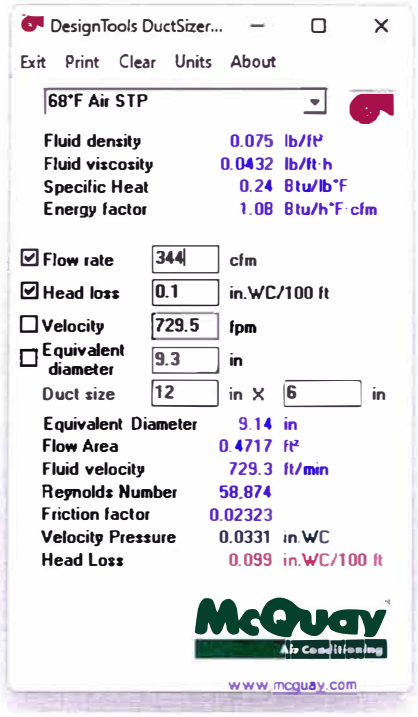
Dimensionamiento del ducto de impulsión A-B



Fuente: DuctSizer

Figura 28

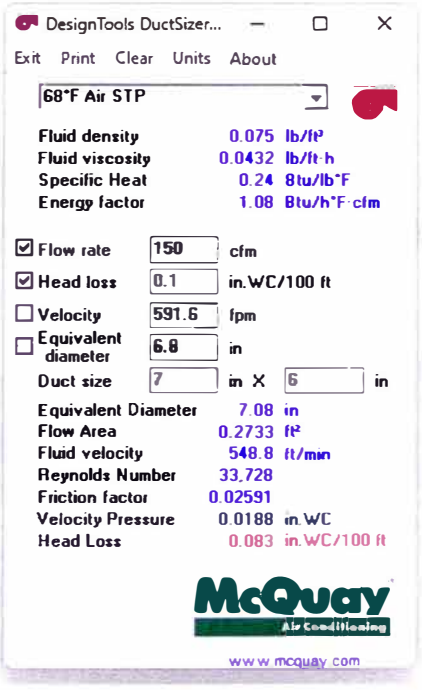
Dimensionamiento del ducto de impulsión B-C



Fuente: DuctSizer

Figura 29

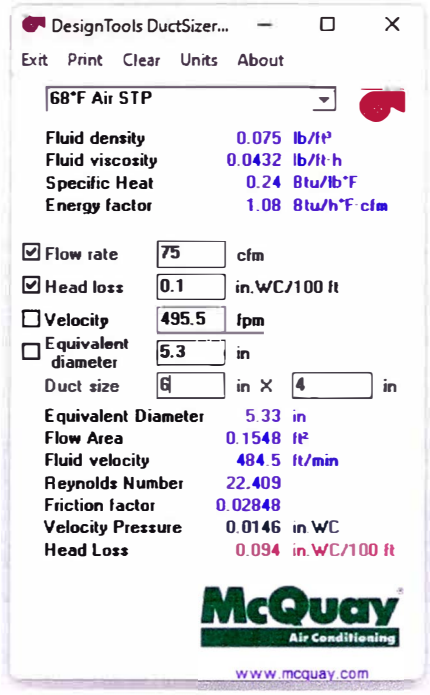
Dimensionamiento del ducto de inyección 1-2



Fuente: DuctSizer

Figura 30

Dimensionamiento del ducto de inyección 2-3



Fuente: DuctSizer

h. Selección de elementos de difusión

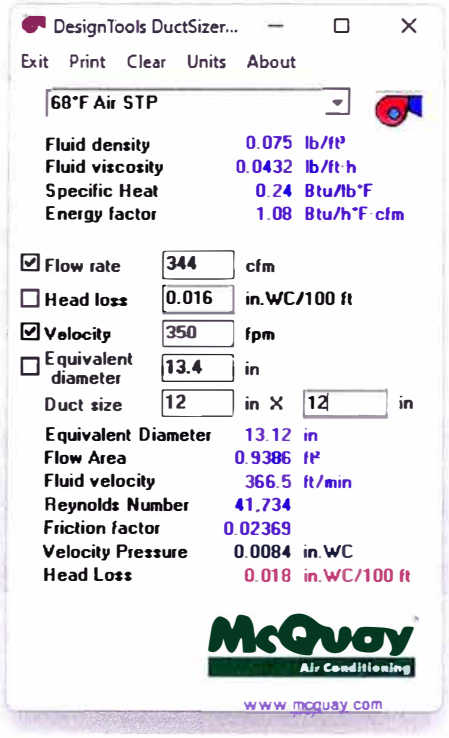
Para la selección de los difusores tendremos en cuenta los siguientes parámetros:

- Caudal de suministro.
- Velocidad del aire (velocidad recomendada entre 350 – 500 fpm).

Para el ambiente en cuestión tenemos cuatro difusores cuyo caudal de suministro serán de 344 CFM, para poder realizar el dimensionamiento del difusor nos apoyaremos del programa DuctSizer.

Figura 31

Dimensionamiento de difusores



Fuente: DuctSizer

i. Filtros de aire

Debido a que el ambiente en cuestión es una oficina, según la norma peruana EM.030, se deberá considera un filtro MERV 13 como mínimo.

Para este caso en particular usaremos los siguientes filtros:

- Pre filtro: MERV 8
- Filtro de alta eficiencia: MERV 13
- Filtro ultravioleta

j. Caída de Presión en el sistema de climatización

La caída de presión ocurre debido a la fricción generada en las paredes de los conductos, y también se tiene en cuenta la obstrucción causada por elementos como ventiladores, rejillas, difusores, filtros, etc.

Estos pueden ser clasificados en:

Pérdida interna: Se refiere a la pérdida ocasionada por los componentes internos de la unidad evaporadora, como ventiladores, filtros de aire, serpentines, recuperadores, entre otros. Esta pérdida interna es la suma de todas las pérdidas causadas por los componentes internos de la unidad. Normalmente, estas pérdidas no se calculan, ya que para la selección de estos equipos es necesario considerar la pérdida externa y el caudal. La información sobre las pérdidas internas de los componentes se encuentra en la ficha técnica proporcionada por el fabricante.

Pérdida externa: Se refiere a la pérdida causada por los componentes externos a la unidad evaporadora, como los conductos, la caja del portafiltro, los difusores, las compuertas, entre otros. La pérdida externa es la suma de todas las pérdidas causadas por los componentes externos de la unidad de manejo de aire.

Pérdida en ductos: Se produce debido a que el material del conducto genera fricción cuando el aire pasa a través de él. Para calcular la pérdida de presión, es necesario determinar el valor del coeficiente de fricción por cada 100 pies de longitud del conducto, y luego multiplicarlo por la longitud del conducto. Si el conducto tiene secciones con diferentes valores de fricción, se deben multiplicar cada sección con fricción constante y luego sumarlas.

El método de fricción constante simplifica el cálculo de la pérdida de presión, ya que el valor del coeficiente de fricción por longitud no cambia a lo largo del conducto. Los accesorios de los conductos, como codos y derivaciones, también causan pérdidas de presión que dependen de su forma.

La pérdida de presión en las redes de conductos se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$P_d = L \times \frac{fr}{100ft} + P_{acc} \ldots (22)$$

Donde:

P_d: Pérdida de presión en ductos (pulg C.A).

L: Longitud del ducto (ft).

fr: Factor de fricción por cada 100 pies, el valor utilizado en climatización es de 0.1" C.A.

P_{acc}: Pérdida de accesorios

La pérdida de presión se calcula con la ecuación anterior y considerando la ruta crítica, es decir la más desfavorable, el más alejado y/o el que tenga mayor cantidad de accesorios.

Tabla 13

Cuadro de caída de presión en ducto de ventilación

CALCULO DE CAÍDA DE PRESIÓN																			
Tramo	Tipo	Caudal (CFM)	Longitud (m)	Dimensiones (pulg)			Accesorios (und)				Velocidad (ft/min)	Pérdida de Carga por fricción (in.H2O/100ft)	Pérdida de Carga por fricción (in.H2O)	Pérdida de Carga por Accesorios (in.H2O)				Pérdida de Carga por Terminales (in.H2O)	Pérdida de Carga Total (in.H2O)	Pérdida de Carga acumulada (in.H2O)
				Ancho	Alto	Diámetro	Codo	Codo 45°	Deriv. Recta	Deriv. 90°				Codo	Codo 45°	Deriv. Recta	Deriv. 90°			
T01	Rejilla	150		7	6	7.1					545.8467	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.10	0.10	1.19
T02	Ducto Rectangular	150	2	7	6	7.1				1	545.8467	0.1	0.01	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01	1.09
T03	Caja Portafiltro (MERV8+13)	150		24	12	18.3					81.85992	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.80	0.80	1.09
T04	Ducto Rectangular	150	28	7	6	7.1	2			1	545.8467	0.1	0.09	0.01	0.00	0.00	0.06	0.00	0.16	0.29
T05	Ducto Rectangular	75	7.7	7	6	7.1	1			1	272.9234	0.1	0.03	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.03	0.13
T06	Rejilla	75		6	6	6.6					317.9385	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.10	0.10	0.10
																			F.S 10%	1.31

Fuente: Elaboración Propia

k. Selección del condensador

Para seleccionar la unidad condensadora necesitamos lo siguientes parámetros:

- Capacidad de enfriamiento.
- Altitud.

La pérdida de presión en las redes de conductos se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$Q_C = Q_{max} \times \left(1 + \left(5 \times \frac{alt}{1000}\right)\%\right) \ldots (23)$$

Donde:

Q_C: Capacidad de la condensadora (Btu/h).

Q_{max}: Capacidad máxima entre enfriamiento y calefacción (Btu/h).

Alt: Altitud (m.s.n.m)

Como el proyecto está ubicado en la ciudad de Lima, la altitud se considera 0, por lo que tenemos que la capacidad de la unidad condensadora es.

$$Q_C = 31841.38\, Btu/h$$

Con ayuda del software de Samsung (DVM PRO 2.0), seleccionaremos el modelo del equipo de aire acondicionado.

Se seleccionó el condensador de modelo AM050HXMDBC/TC (ver Anexo N°10) de sistema de volumen de refrigerante variable (VRV),este sistema ajusta la cantidad de refrigerante según la demanda específica de cada zona, lo que maximiza la eficiencia energética y reduce el consumo innecesario, las características del condensador son las siguientes:

- Capacidad de enfriamiento: 49476 Btu/h
- Refrigerante: R410A
- Consumo Eléctrico: 3.9 kW

Se seleccionó el evaporador de modelo AM024ANHPKH/AZ (ver Anexo N°10).

Con ayuda del software de Sodeca, seleccionaremos el modelo del ventilador.

Se seleccionó el ventilador de modelo Neolineo 250 (ver Anexo N°9), cuyas características son las siguientes:

- Caudal: 150 CFM
- Caída de Presión: 1.31 inH2O

I. Red de tubería de refrigeración

Las dimensiones de las tuberías de cobre dependen del modelo de la condensadora que se haya seleccionado, estas dimensiones aparecen en la ficha técnica del equipo seleccionado, existen fórmulas que nos permiten dimensionar los diámetros de las tuberías, sin embargo, es recomendable dimensionar de acuerdo a la ficha técnica del modelo seleccionado.

3.2 Análisis de Costos

Los recursos y precios para realizar la instalación del sistema de climatización comprenderán de los materiales detallados en el siguiente presupuesto.

Tabla 14

Presupuesto

ITEM	PARTIDAS	UND	CANT	PRECIO UNITARIO	PARCIAL	SUBTOTAL
01	INSTALACIONES MECÁNICAS					S/ 57,337.20
01.01	HVAC					S/ 57,337.20
01.01.01	EQUIPOS					S/ 30,400.00
01.01.01.01	SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE CONDENSADORA UC-01	UND	1.00	S/ 14,820.00	S/ 14,820.00	
01.01.01.02	SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE EVAPORADORAS DE 36000 Btu/h	UND	2.00	S/ 6,820.00	S/ 13,640.00	
01.01.01.03	SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE INYECTOR DE AIRE	UND	1.00	S/ 1,940.00	S/ 1,940.00	
01.01.02	DUCTOS					S/ 7,363.20
02.01.02.01	DUCTO DE CHAPA GALVANIZADA PARA SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO	KG	52.92	S/ 24.00	S/ 1,270.08	
02.01.02.02	AISLAMIENTO TERMICO DE DUCTOS DE AA - FANCOIL	M2	8.16	S/ 68.00	S/ 554.88	
02.01.02.03	DUCTO DE CHAPA GALVANIZADA PARA SISTEMA DE INYECCIÓN DE AIRE	KG	230.76	S/ 24.00	S/ 5,538.24	
01.01.03	VARIOS SISTEMA AIRE ACONDICIONADO					S/ 11,684.00
01.01.03.01	SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE REJILLAS DE RETORNO Y EXTRACCIÓN	PULG2	740.00	S/ 1.60	S/ 1,184.00	
01.01.03.03	SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE EMISORES ULTRAVIOLETA DE BANDA C	UND	2.00	S/ 850.00	S/ 1,700.00	
01.01.03.04	SALIDA DE CONTROL DEL SISTEMA DE HVAC, INCLUYE EL CABLEADO Y CANALIZADO	GLB	1.00	S/ 620.00	S/ 620.00	
01.01.03.05	SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE JUNTAS DE NEOPRENO	GLB	1.00	S/ 200.00	S/ 200.00	
01.01.03.06	SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE CAJA PORTAFILTRO, FABRICACIÓN NACIONAL	UND	1.00	S/ 1,800.00	S/ 1,800.00	
01.01.03.07	SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE FILTRO MERV 8 Y FILTRO MERV 13	GLB	1.00	S/ 800.00	S/ 800.00	
01.01.03.08	SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE BANDEJA DE CONDENSADO	UND	3.00	S/ 300.00	S/ 900.00	
01.01.03.09	PRUEBAS, BALANCES, REGULACIONES Y PUESTA EN MARCHA DEL SISTEMA	GLB	1.00	S/ 2,500.00	S/ 2,500.00	
01.01.03.10	BRANCH PARA SISTEMA VRV	UND	1.00	S/ 1,280.00	S/ 1,280.00	
01.01.03.11	RECARGA DE GAS REFRIGERANTE R-410A	GLB	1.00	S/ 700.00	S/ 700.00	
02.01.04	SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE TUBERIA DE COBRE VRV					S/ 7,890.00
02.01.04.01	TUBERÍA DE COBRE DE Ø=3/8" (INCLUYE AISLAMIENTO TÉRMICO Y ACCESORIOS)	ML	53.00	S/ 50.00	S/ 2,650.00	
02.01.04.02	TUBERÍA DE COBRE DE Ø=5/8" (INCLUYE AISLAMIENTO TÉRMICO Y ACCESORIOS)	ML	53.00	S/ 80.00	S/ 4,240.00	
02.01.04.03	VÁLVULAS DE CORTE, VÁLVULA DE 02 VÍAS, ACCESORIOS Y SOPORTERÍA	GLB	1.00	S/ 1,000.00	S/ 1,000.00	

COSTO DIRECTO	S/ 57,337.20
GASTOS GENERALES Y UTILIDAD (18%)	S/ 10,320.70
SUB TOTAL	S/ 67,657.90
I.G.V (18%)	S/ 12,178.42
TOTAL	S/ 79,836.32

Fuente: Elaboración Propia

CAPÍTULO IV

Resultados, Contratación de Hipótesis y Discusión de Resultados

4.1 Análisis y procesamiento de datos

El análisis y el procesamiento de datos fueron realizados empleando diferentes ecuaciones teóricas de transferencia de calor, mecánica de fluidos, termodinámica y ventilación mecánica. Para los datos meteorológicos se utilizó el reporte de ASHRAE.

Se utilizaron diversos programas y softwares que nos permitieron realizar algunos cálculos y/o corroborar los existentes, algunos de estos son: PsyChart, DuctSizer, AutoCAD, Microsoft Excel y Elite Chvac.

Con los valores obtenidos luego de realizar los cálculos se realizó la selección de los equipos de aire acondicionado y del ventilador para la renovación de aire.

Además de las fichas técnicas para la selección de los equipos de climatización.

4.2 Resultados

A continuación, se muestran el resumen de los cálculos que se obtienen luego de realizar los análisis y cálculos correspondiente para el diseño de un sistema de volumen de refrigerante variable para una oficina.

Tabla 15

Carga térmica en verano de la oficina

TIPO DE ESTRUCTURA	ENFRIAMIENTO	
	Sensible (Btu/h)	**Latente (Btu/h)**
Estructura exterior		
Pared exterior	-	-
Pared interior	232.416	-
Techo exterior	-	-
Piso	232.674	-
Estructura interior		
Alumbrado	1,536.2	-
Equipamiento eléctrico y electrónico	12,276.0	-
Personas	4,500.0	3,600.0
Ganancia total	18,777.3	3,600
Carga térmica del local	23,496.16	

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 16

Parámetros de la unidad condensadora

PARÁMETROS DEL CONDENSADOR	UNIDADES	SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN	CONDENSADOR SELECCIONADO
Capacidad de enfriamiento del condensador	Btu/h	31,841.38	49,476
Refrigerante	-	R-410A	R-410A

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 17

Parámetros del ventilador

PARÁMETROS DEL VENTILADOR	UNIDADES	SISTEMA DE VENTILACIÓN
Caudal	CFM	150
Caída de Presión	in H_2O	1.31

Fuente: Elaboración Propia

4.3 Contrastación de la hipótesis

- Se comprobó que las condiciones iniciales influyen en el cálculo de la carga térmica, mediante el análisis térmico realizado en el capítulo 3, también se comprobaron dichos resultados mediante el software Elite Chvac.
- Se comprobó que el cálculo de la renovación de aire influye al momento de seleccionar el inyector.
- Se comprobó que la selección del equipo de aire acondicionado influye en el confort térmico, la ficha técnica del equipo de aire acondicionado (ver Anexo 10) nos garantiza el confort térmico (condiciones de humedad y temperatura) que habrá en dicha oficina.
- Se comprobó que la selección del equipo de ventilación influye en el confort térmico, ya que seleccionando otros parámetros de caudal o caída de presión no se garantiza el correcto funcionamiento del ventilador y por ende el confort térmico.

4.4 Discusión de resultados

- El cálculo térmico realizado en el capítulo 3 y la simulación realizada por el software Elite Chvac han confirmado que las condiciones iniciales de la oficina (temperatura, carga interna, equipamiento, etc) tienen un impacto en el cálculo de la carga térmica. Estos resultados muestran que alterando uno de estos datos alteraría la carga térmica calculada, lo cual, a su vez, influye en el dimensionamiento y selección del sistema de aire acondicionado.
- Se comprobó que el cálculo de la renovación de aire influye al momento de seleccionar el inyector. La relación entre el caudal de aire fresco necesario y la capacidad del inyector es crítica para mantener las condiciones de confort térmico. Si se subestima o sobrestima la necesidad de renovación de aire, la selección del inyector se vería afectada, comprometiendo tanto la eficiencia del sistema con el bienestar de los ocupantes.
- La selección del equipo de aire acondicionado, basada en las especificaciones técnicas detalladas en la ficha técnica (ver Anexo 10), fue validad como un factor crucial para garantizar el confort térmico.
- El análisis mostró que la selección del equipo de ventilación tiene un impacto directo en el confort térmico, específicamente en relación con el caudal de aire y la caída de presión, el uso de ventiladores con parámetros incorrectos resultarán en un mal rendimiento del sistema, lo que afectaría negativamente la distribución de aire y, por ende, el confort térmico de los ocupantes.

Conclusiones

Se diseñó un sistema de climatización con flujo másico variable de refrigerante para mejorar el confort térmico de una oficina en un edificio, considerando la máxima temperatura en verano, además de garantizar una adecuada temperatura, humedad, renovación y calidad de aire interior.

Los parámetros necesarios para el estudio de cargas térmicas fueron determinados mediante los planos de arquitectura, equipamiento y reporte meteorológicos del aire de ASHRAE.

Se calculó la carga térmica de la oficina mediante ecuaciones de transferencia de calor y haciendo uso de normativas tanto nacionales como internacionales, finalmente con ayuda de la carta psicrométrica se calculó la carga total de la oficina dando como resultado 31841.38 Btu/h.

Se demostró que cada uno de los factores analizados (condiciones iniciales, renovación de aire, selección de los equipos) tienen una influencia significativa en el diseño y funcionamiento del sistema de aire acondicionado.

Se realizó el dimensionamiento de los ductos considerando una caída de presión de 0.1 “in H2O, los ductos de inyección de aire exterior vendrán desde la azotea e inyectarán en la parte trasera de los equipos fan coil de la oficina, realizando así la renovación de aire y garantizando la calidad de aire interior.

Se seleccionó el sistema de volumen de refrigerante variable debido a sus ventajas en ahorro energético, optimización de espacio y facilidad de mantenimiento, ya que este sistema al tener sólo una unidad condensadora nos brinda esas facilidades, además los sistemas de volumen de refrigerante variable (VRV) permiten un control preciso de temperaturas en diferentes zonas, lo que mejora significativamente el confort térmico y la eficiencia operativa.

Recomendaciones

Se recomienda colocar un manómetro diferencial de presión en la caja porta filtro para poder identificar cuando los filtros estén saturados y de esta manera poder cambiarlos de manera oportuna.

Se recomienda elabora un plan de mantenimiento el cuál consista en realizar los mantenimientos preventivos de forma trimestral al sistema de aire acondicionado.

Se recomienda implementar un sistema de control centralizado ya que esto nos permitirá controlar y monitorear el sistema de climatización de una manera más sencilla.

Se recomienda que el diseño e instalación del sistema eléctrico sea realizado por un profesional especializado en instalaciones electromecánicas de tal manera que el dimensionamiento de cableado eléctrico, llaves, diferenciales y todo lo que comprenda el sistema para la correcta instalación sean conforme con las normas y las fichas técnicas.

Referencias bibliográficas

Bravo, J. (2018). *Diseño de un sistema de climatización de expansión directa de 6 TON con recuperador de calor para el ahorro de energía eléctrica. Quirófano del Hospital Huamachuco - La Libertad*. Tesis de grado. Universidad Nacional del Callao Obtenido de https://hdl.handle.net/20.500.12952/4030

Camacho, R. y Tomasto, R. (2021). *Diseño e implementación de un sistema de aire acondicionado de 26,79 Ton y presurización a 25 Pa para mantener el confort térmico de la sala eléctrica 292400-er-001 en la Unidad Minera Toquepala*. Tesis de grado. Universidad Nacional del Callao. Obtenido de https://repositorio.unac.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12952/5981/TESIS_PREGRADO_TOMASTO_CAMACHO_FIME_2021.pdf?sequence=1&isAllowed=y

Cano, S. (2018). *Diseño e implementación metodológica para el desarrollo de proyectos de aire acondicionado con Chiller condensado por aire. Master en Ingeniería Mecánica. Universidad Autónoma del* Caribe. Obtenido de http://190.144.180.114/handle/11619/3785

Carrier. (2009). *Manual de aire acondicionado*. México: McGrawHill.

Espinoza, C. (2010). *Metodología de investigación tecnológica pensando en sistemas* (Primera Edición ed.). Perú: Editorial Imagen Gráfica S.A.C. Obtenido de https://repositorio.uncp.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12894/1146/mit1.pdf?sequence=1&isAllowed=y

Espinoza, C. (2014). *Metodología de investigación tecnológica pensando en sistemas* (Segunda Edición ed.). Perú: Editorial Imagen Gráfica S.A.C. Obtenido de https://ciroespinoza.wordpress.com/wp-content/uploads/2012/01/metodologc3ada-de-investigacic3b3n-tecnolc3b3gica.pdf

Colocho, N., Daza, P., Guzmán, M. (2011) *Manual básico de sistemas de aire acondicionado y extracción mecánica de uso común en arquitectura*.

Herrero, M. (2007). *Diseño de un sistema de aire acondicionado para las oficinas administrativas, y diseño de una base de datos para la bodega del Departamento de Mantenimiento.* Proyecto de Graduación. Instituto Tecnológico de Costa Rica. Obtenido de https://repositoriotec.tec.ac.cr/bitstream/handle/2238/172/Proyecto%20Practica%20de%20Especialidad%20Marcelo%20Herrero%20A.pdf?sequence=1&isAllowed=y

Kutsuma, M. (2011). *Diseño de un sistema de climatización en aula CAD-CAE.* Tesis de grado. Pontifica Universidad Católica del Perú. Obtenido de https://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/20.500.12404/865/KUTSUMA_OGATA_MARTIN_CLIMATIZACION_AULA.pdf?sequence=1&isAllowed=y

Navarro, N. (2014). *Estudio comparativo de una instalación de aire acondicionado con sistema de volumen de refrigerante variable (V.R.V) respecto al sistema de expansión directa convencional.* Proyecto Final de Carrera de Ingeniería Técnica Industrial Especialidad de Mecánica. Escola Politècnica Superior d'Enginyeria de Vilanova i la Geltrú (UPC) Obtenido de https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/21412/Article.pdf;sequence=2

Pita, E. (2002). *Acondicionamiento de aire Principios y Sistemas* (Segunda Edición ed.). México: Editorial Continental S.A. Obtenido de https://es.scribd.com/document/509292129/Acondicionamiento-de-Aire-Edward-Pita-2da-Edicion

Rodas, F. (2018). *Diseño de un Sistema de Aire Acondicionado de bajo costo de operación para las oficinas administrativas del cuarto piso del edificio de ingeniería USAT-Chiclayo.* Tesis de grado. Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo. Obtenido de https://tesis.usat.edu.pe/bitstream/20.500.12423/1857/1/TL_RodasGomezFranco.pdf

Tamayo, M. (2003). *El proceso de la investigación científica* (Cuarta Edición ed.). México: Limusa. Obtenido de https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/227860/El_proceso__de_la_investigaci_n_cient_fica_Mario_Tamayo.pdf

Valderrama, S. (2013). *Pasos para elaborar proyectos de investigación científica: cuantitativa, cualitativa y mixta* (Segunda Edición ed.). Perú: Editorial San Marcos. Obtenido de https://pdfcoffee.com/santiago-valderrama-proyecto-de-investigacion-de-enfoque-cuantitativo-pdf-free.html

Anexos

Anexo 1: Matriz de Consistencia.....1

Anexo 2: Cronograma de Trabajo.....2

Anexo 3: Resistencia Térmica de materiales aislantes y de construcción ($h\text{-}ft^2\text{-}°F$).....3

Anexo 4: Registro de Temperaturas.....6

Anexo 5: Accesorios de ductos.....7

Anexo 6: Difusor Cuadrado.....13

Anexo 7: Rejilla de Retorno 21

Anexo 8: Diseño de Proyecto en Plano.....22

Anexo 9: Inyector de Aire.....23

Anexo 10: Ficha Técnica del sistema de Aire Acondiconado.....25

Anexo 11: Cálculos según Elite Chvac 30

Anexo 1: Matriz de Consistencia

TITULO: "DISEÑO DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN CON FLUJO MÁSICO VARIABLE DE REFRIGERANTE PARA MEJORAR EL CONFORT TÉRMICO DE UNA OFICINA EN UN EDIFICIO"				
PROBLEMAS	OBJETIVOS	HIPÓTESIS	VARIABLES	TIPO Y NIVEL DE LA INVESTIGACION
Problema principal ¿Cómo afecta al rendimiento de las personas un sistema de climatización con flujo másico variable de refrigerante en el confort térmico?	**Objetivo general** Diseñar un sistema de climatización con flujo másico variable de refrigerante para mejorar el confort térmico de una oficina en un edificio.	**Hipótesis general** El diseño de un correcto sistema de climatización mejorará la sensación de confort térmico en las personas del ambiente a climatizar.	**Variable Independiente** Sistema de climatización con flujo másico variable de refrigerante.	**Tipo de investigación** El tipo de investigación utilizado en el presente proyecto de tesis es tecnológico debido a que los conocimientos aplicados son de tipo científicos de estudios de transferencia de calor para diseñar un sistema de climatización de volumen de refrigerante variable con el propósito de brindar el confort térmico en una oficina de un edificio de la ciudad de Lima. **Nivel de investigación** El nivel de investigación es aplicativo, debido a que se aplican las bases teóricas, de termodinámica y transferencia de calor. **Diseño** La investigación que se desarrolla en el presente proyecto de tesis es un diseño no experimental Debido a que las variables no se manipularon, se realizó el estudio del fenómeno tal cual sucede.
Problemas secundarios P.E.1: ¿De qué manera el análisis de los parámetros iniciales influye en el cálculo de la carga térmica? P.E.2 ¿En que afecta el suministro de aire exterior en un sistema de climatización? P.E.3 ¿Cómo seleccionar los equipos de aire acondicionado adecuados para garantizar el confort térmico en la oficina? P.E.4 ¿De qué manera la selección del ventilador influye en garantizar las renovaciones mínimas?	**Objetivos específicos** O.E.1: Determinar las condiciones iniciales de la oficina para realizar el correcto diseño del sistema de aire acondicionado. O.E.2: Determinar la influencia del cálculo de renovación de aire en la selección del inyector. O.E.3. Seleccionar el equipo de aire acondicionado adecuado para garantizar el confort térmico de la oficina. O.E.4 Seleccionar el ventilador adecuado para cumplir las renovaciones mínimas de inyección de aire exterior en la oficina.	**Hipótesis específicas** H.E.1: La determinación de las condiciones iniciales de la oficina influirá en la carga térmica y por ende en el diseño del sistema de aire acondicionado. H.E.2: El cálculo de la renovación de aire influirá en la selección del inyector. H.E.3: La selección del equipo de aire acondicionado influirá en el confort térmico. H.E.4: La selección de un correcto ventilador influirá en el confort térmico.	**Variable Dependiente** Confort Térmico de una oficina en un edificio.	**Población y muestra** La población del presente proyecto de tesis es la infraestructura de la oficina, que a su vez es la muestra. **Técnicas e instrumentos de recolección de datos** En el presente trabajo de investigación se utilizó la técnica documental para la recolección de datos, ya que la obtención de datos se realizó mediante registros, textos, normas y planos arquitectónico. **Técnicas e instrumentos de análisis y procesamiento de datos** Se llevaron a cabo el análisis y procesamiento de datos utilizando ecuaciones teóricas de transferencia de calor, así como principios de aire acondicionado, climatización y ventilación mecánica

Anexo 2: Cronograma de Trabajo

N°	DURACIÓN / ACTIVIDADES	AÑO 2024						
		SEMANA 1	SEMANA 2	SEMANA 3	SEMANA 4	SEMANA 5	SEMANA 6	SEMANA 7
I	**INICIO DE LA TESIS**							
1.1	Planteamiento y formulación del problema.							
1.2	Formulación de la metodología de investigación.							
1.3	Establecimiento de la metodología de investigación.							
1.4	Fundamento teórico.							
II	**RECOLECCIÓN DE DATOS**							
2.1	Recolección de información del proyecto.							
2.2	Recolección de información en campo.							
III	**PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN**							
3.1	Digitalización y procesamiento de la información.							
3.2	Aplicación de la metodología de evaluación de impactos.							
IV	**ANÁLISIS DE LA INFORMACIÓN**							
4.1	Determinación del nivel de impacto de la tesis.							
4.2	Validez de la investigación.							
4.3	Contrastación de la hipótesis.							
4.4	Conclusiones y Recomendaciones.							

Anexo 3: Resistencia Térmica de materiales aislantes y de construcción (h-ft^2-°F)

Descripción	Densidad lb/ft³	Resistencia (R)	
		Por pulgada	Por espesor nominal
TABLEROS			
Tableros, paneles, contrapisos, recubrimientos			
Productos de tabla de madera			
Tablero de asbesto cemento	120	0.25	--
Tablero de asbesto cemento 0.125 in	120	--	0.03
Tablero de asbesto cemento 0.25 in	120	--	0.06
Tablero de yeso 0.375 in	50	--	0.32
Tablero de yeso 0.5 in	50	--	0.45
Tablero de yeso 0.625 in	50	--	0.56
Triplay	34	1.25	--
Triplay 0.25 in	34	--	0.31
Triplay 0.375 in	34	--	0.47
Triplay 0.5 in	34	--	0.62
Triplay 0.625 in	34	--	0.77
Triplay o tableros de madera 0.75 in	34	--	0.93
Tablero de fibra vegetal			
Recubrimiento, densidad regular 0.5 in	18	--	1.32
0.78125 in	18	--	2.06
Recubrimiento, densidad intermedia 0.5 in	22	--	1.22
Recubrimiento para clavar 0.5 in	25	--	1.14
Respaldo de tejamanil 0.375 in	18	--	0.94
Respaldo de tejamanil 0.3125 in	18	--	0.78
Tablero antirruido 0.5 in	15	--	1.35
Tableros de cerámica, simples o acústicos	18	2.50	--
0.5 in	18	--	1.25
0.75 in	18	--	1.89
Laminados de papel	30	2.00	--
Cartón homogéneo de papel reciclado			
Tablero Duro	30	2.00	--
Densidad media	50	1.37	--
Alta densidad, servicio de temperatura, servicio	63	1.00	--
sobrepuesto	55	1.22	--
Alta densidad, templado normal	63	1.00	
Aglomerados			
Baja densidad	37	1.85	--
Densidad media	50	1.06	--
Alta densidad	62.5	0.85	--
Base 0.625 in	40	--	0.82
Contrapiso de madera 0.75 in		--	0.94
MEMBRANAS DE CONSTRUCCIÓN			
Fieltro permeable al vapor	--	--	0.06
Sello de vapor, 2 capas de			
fieltro 15 lb	--	--	0.12
Sello de vapor, membrana plástica	--	--	Negl
MATERIALES DE TERMINADO DE PISO			
Carpeta y capa fibrosa	--	--	2.08
Carpeta y capa de hule	--	--	1.23
Losetas de corcho 0.125 in	--	--	0.28
Terrazzo 1 in	--	--	0.08
Losetas de asfalto, linóleo, vinilo, hule	--	--	0.05
asbesto vinílico			
cerámica			
Madera, acabado de madera dura 0.75 in			0.68
MATERIALES AISLANTES			
Colchoneta y tabla			
Fibra mineral, lana de roca,			
escoria o vidrio			
aprox. 2 a 2.75 in	0.3 - 2.0	--	7
aprox. 3 a 3.5 in	0.3 - 2.0	--	11
aprox. 3.50 a 6.5 in	0.3 - 2.0	--	19
aprox. 6 a 7 in	0.3 - 2.0		22
aprox. 8.5 in	0.3 - 2.0		30

Fuente: Pita (2002).

Descripción	Densidad lb/ft³	Resistencia (R)	
		Por pulgada	Por espesor nominal
Tabla y losas			
Vidrio celular	9 5	2 63	--
Fibra de vidrio aglomerada con sustancias orgánicas	4-9	4 00	--
Hule expandido, rígido	4 5	4 55	--
Poliestireno expandido y extruido			
Superficie célula	1 8	4 00	--
Poliestireno expandido y extruido			
Superficie lisa de piel	2 2	5 00	--
Poliestirene expandido y extruido			
Superficie lisa de piel	3 5	5 26	--
Poliestireno expandido, perlas moldeadas	1 0	3 57	--
Poliuretano expandido (R-11 exp.)	1 5	6 25	--
(espesores de 1 in. o mayores)	2 5		
Fibra mineral con aglomerado de resina	15	3 45	--
Tablero de fibra mineral, fieltro húmedo			
Aislamiento de núcleo o de techo	16-17	2 94	--
Loseta acústica	18	2 86	--
Loseta acústica	21	2 70	--
Tablero de fibra mineral, moldeado húmedo			
Loseta acústica	23	2 38	--
Tablero de fibra de madera o bagazo			
Loseta acústica 0.5 in	--	--	1 25
Loseta acústica 0.75 in	--	--	1.89
Acabado interior (tablón, loseta)	15	2 86	--
Madera astillada (cementada en			
losas preformada)	22	1 67	--
RELLENO SUELTO			
Aislamiento celulósico (papel o			
pulpa de madera suelta)	2 3 - 3 2	3 13-3 70	--
Aserrín o cepilladuras de madera	8 0 - 15 0	2 22	--
Fibra de maderas suaves	2 0 - 3 5	3 33	--
Perlita, expandida	5 0 - 8 0	2 70	--
Fibra mineral (roca, escoria o vidrio)			
aprox. 3 75 a 5 in	0 6 - 2 0		11
aprox. 6 5 a 8 75 in	0 6 - 2 0		19
aprox. 7 5 a 10 in	0 6 - 2 0		22
aprox. 10 25 a 13 75 in	0 6 - 7 0		30
Vermiculita exfoliada	7 0 - 8 2	2 13	--
4 0 - 6 0	2 27	--	
Aislamiento de techo			
Preformado, para uso sobre cubierta			
Se consiguen diferentes aislamientos de techo en			
diferentes espesores para llegar a los valores C			
que se mencionan. Consultar con los fabricantes			1 39
para conocer el espesor real de su			a
material			8 33
MATERIALES DE MAMPOSTERIA			
Concretos			
Mortero de cemento	116	0 20	--
Concreto con yeso y fibra, 87 5% de yeso			
y 12 5% de astilla de madera	51	0 60	--
Agregados de peso ligero, incluyendo pizarra expandida	120	0 19	--
arcilla o pizarra normal, escorias expandidas	100	0 28	--
cenizas, piedra pómez, vermiculita,	80	0 40	--
también los concretos celulares	60	0 59	--
	40	0 86	--
	30	1 11	--
	20	1 43	
perlita, expandida	40	1 09	
	30	1 41	
	20	2 00	
De arena y grava o agregado de piedra			
(secado al horno)	140	0 11	
De arena y grava o agregado de piedra			
(no secado)	140	0 08	
Estuco	116	0 20	

Fuente: Pita (2002).

Descripción	Densidad lb/ft³	Resistencia (R)	
		Por pulgada	Por espesor nominal
UNIDADES DE MAMPOSTERÍA			
Ladrillo común	120	0.20	--
Ladrillo de vista	130	0.11	--
Loseta cerámica, hueca:			
1 celda de fondo 3 in	--	--	0.80
1 celda de fondo 4 in	--	--	1.11
2 celdas de fondo 6 in	--	--	1.52
2 celdas de fondo 8 in	--	--	1.85
2 celdas de fondo 10 in	--	--	2.22
3 celdas de fondo 12 in	--	--	2.50
Blocks de concreto, tres huecos ovalados:			
Agregado de arena y grava 4 in	--	--	0.71
8 in	--	--	1.11
12 in	--	--	1.28
Agregado de cenizas 3 in	--	--	0.86
4 in	--	--	1.11
8 in	--	--	1.72
12 in	--	--	1.89
Agregado ligero 3 in	--	--	1.27
(pizarra expandida o normal, arcilla o 4 in	--	--	1.50
escoria; piedra pómez) 8 in	--	--	2.00
12 in	--	--	2.27
Blocks de concreto, núcleo rectangular,			
Agregado de arena y grava			
2 huecos, 8 in, 36 lb.	--	--	1.04
El mismo con los huecos rellenos	--	--	1.93
Agregado ligero (pizarra expandida, arcilla,			
pizarra normal o cenizas, piedra pómez):			
3 huecos, 8 in 19 lb.	--	--	1.65
El mismo con huecos rellenos	--	--	2.99
2 huecos, 8 in, 24 lb	--	--	2.18
El mismo con huecos rellenos	--	--	5.03
3 huecos, 12 in, 38 lb.	--	--	2.48
El mismo con huecos rellenos	--	--	5.82
Piedra, caliza o arena	--	0.08	--
Loseta de partición con yeso:			
3 x 12 x 30 in, maciza	--	--	1.26
3 x 12 x 30 in, 4 células	--	--	1.35
4 x 12 x 30 in 3 células	--	--	1.67
MATERIALES DE ENYESADO			
Cemento blanco con agregado de arena	116	0.20	--
Agregado de arena 0.375 in	--	--	0.80
Agregado de arena 0.75 in	--	--	0.15
Yeso:			
Agregado ligero 0.5 in	45	--	0.32
Agregado ligero 0.625 in	45	--	0.39
Agregado ligero sobre listón metálico 0.75 in	--	--	0.47
Agregado de perlita	45	0.67	--
Agregado de arena	105	0.18	--
Agregado de arena 0.5 in	105	--	0.09
Agregado de arena 0.625 in	105	--	0.11
Agregado de arena sobre listón metálico 0.75 in	--	--	0.13
Agregado de vermiculita	45	0.59	--
TECHO			
Tejas de asbesto cemento	120	--	0.21
Techado de asfalto	70	--	0.15
Tejas asfálticas	70	--	0.44
Techo armado 0.375 in.	70	--	0.33
Pizarra, arcilla 0.5 in.	--	--	0.05
Tejas de madera, simples y con acabado de película de plástico	--	--	0.94

Fuente: Pita (2002).

Anexo 4: Registro de Temperaturas

2021 ASHRAE Handbook — Fundamentals (IP) © 2021 ASHRAE, Inc.

LIMA, Peru WMO: **846280**

Lat: **12.022S** Lon: **77.114W** Elev: **113** StdP: **14.64** Time Zone: **-5.00 (W05)** Period: **94-19** WBAN: **99999**

Annual Heating, Humidification, and Ventilation Design Conditions

	Coldest Month	Heating DB		Humidification DP/MCDB and HR						Coldest Month WS/MCDB				MCWS/PCWD to 99.6% DB		WSF	
				99.6%			99%			0.4%		1%					
		99.6%	99%	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	WS	MCDB	WS	MCDB	MCWS	PCWD		
	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	(g)	(h)	(i)	(j)	(k)	(l)	(m)	(n)	(o)	(p)	
(1)	8	57.2	58.2	53.3	60.8	60.3	53.7	61.7	60.3	17.4	65.7	16.0	64.8	4.3	180	0.337	(1)

Annual Cooling, Dehumidification, and Enthalpy Design Conditions

	Hottest Month	Hottest Month DB Range	Cooling DB/MCWB						Evaporation WB/MCDB						MCWS/PCWD to 0.4% DB		
			0.4%		1%		2%		0.4%		1%		2%				
			DB	MCWB	DB	MCWB	DB	MCWB	WB	MCDB	WB	MCDB	WB	MCDB	MCWS	PCWD	
	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	(g)	(h)	(i)	(j)	(k)	(l)	(m)	(n)	(o)	(p)	
(2)	2	11.1	84.1	73.4	82.3	72.5	80.6	71.8	74.7	81.1	73.6	80.0	72.6	78.8	10.6	180	(2)

	Dehumidification DP/MCDB and HR									Enthalpy/MCDB						Extreme Max WB	
	0.4%			1%			2%			0.4%		1%		2%			
	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB		
	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	(g)	(h)	(i)	(j)	(k)	(l)	(m)	(n)	(o)	(p)	
(3)	72.2	119.5	78.9	71.5	116.7	78.5	70.1	111.2	77.0	38.3	81.0	37.2	80.2	36.4	79.3	78.4	(3)

Extreme Annual Design Conditions

	Extreme Annual WS				Extreme Annual Temperature				n-Year Return Period Values of Extreme Temperature								
					Mean		Standard Deviation		n=5 years		n=10 years		n=20 years		n=50 years		
	1%	2.5%	5%		Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	
	(a)	(b)	(c)		(e)	(f)	(g)	(h)	(i)	(j)	(k)	(l)	(m)	(n)	(o)	(p)	
(4)	16.7	15.3	14.0	DB	56.6	87.0	2.5	2.4	54.8	88.7	53.4	90.1	52.0	91.4	50.2	93.1	(4)
(5)				WB	54.9	74.8	2.4	1.6	53.2	75.9	51.8	76.9	50.4	77.7	48.7	78.9	(5)

Monthly Climatic Design Conditions

			Annual	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	
			(d)	(e)	(f)	(g)	(h)	(i)	(j)	(k)	(l)	(m)	(n)	(o)	(p)	
(6)	Temperatures, Degree-Days and Degree-Hours	DBAvg	68.1	74.0	75.5	74.4	70.6	67.1	64.7	63.6	62.7	63.1	64.5	67.0	70.4	(6)
(7)		DBStd	5.24	2.65	2.55	2.83	2.84	3.15	3.43	3.07	2.49	2.46	2.23	2.28	2.47	(7)
(8)		HDD50	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	(8)
(9)		HDD65	318	0	0	0	0	14	46	65	82	68	36	7	0	(9)
(10)		CDD50	6606	744	714	756	619	532	441	422	393	393	449	510	633	(10)
(11)		CDD65	1448	279	294	291	169	80	37	22	10	11	20	67	168	(11)
(12)		CDH74	4215	978	1355	1173	328	76	29	17	6	6	3	23	221	(12)
(13)		CDH80	468	95	181	158	21	3	1	0	0	0	0	0	9	(13)
(14)	Wind	WSAvg	7.3	8.7	7.9	7.2	6.6	6.3	6.0	6.4	6.7	7.3	7.5	8.0	8.6	(14)
(15)	Precipitation	PrecAvg	0.4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.1	0.0	0.0	0.0	(15)
(16)		PrecMax	0.6	0.1	0.1	0.2	0.0	0.1	0.1	0.2	0.2	0.2	0.0	0.1	0.1	(16)
(17)		PrecMin	0.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	(17)
(18)		PrecStd	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	(18)
(19)	Monthly Design Dry Bulb and Mean Coincident Wet Bulb Temperatures	0.4% DB	85.9	86.4	86.2	82.6	79.1	77.4	76.7	74.8	74.8	73.7	76.9	81.0	(19)		
(20)		0.4% MCWB	74.8	74.8	74.3	71.6	69.2	68.3	67.4	66.9	66.8	65.4	67.6	71.5	(20)		
(21)		2% DB	82.4	84.2	83.9	79.2	75.6	73.6	71.8	70.1	70.2	71.4	73.7	78.2	(21)		
(22)		2% MCWB	72.5	73.3	73.3	70.3	67.6	66.2	65.2	64.8	64.3	64.2	65.8	69.7	(22)		
(23)		5% DB	80.5	82.3	82.0	77.3	73.6	71.5	69.8	67.9	68.2	69.6	72.0	76.6	(23)		
(24)		5% MCWB	71.7	72.7	72.4	69.4	66.7	65.8	63.9	62.3	62.7	63.2	65.0	68.7	(24)		
(25)		10% DB	78.8	80.5	79.7	75.5	71.8	69.5	67.7	65.9	66.4	68.1	71.2	75.0	(25)		
(26)		10% MCWB	71.0	72.1	71.4	68.6	65.9	64.2	62.2	60.7	61.6	62.4	64.7	68.0	(26)		
(27)	Monthly Design Wet Bulb and Mean Coincident Dry Bulb Temperatures	0.4% WB	75.6	76.3	75.4	72.7	69.9	68.8	67.5	67.8	67.2	65.9	68.1	72.1	(27)		
(28)		0.4% MCDB	82.6	83.7	83.2	80.4	77.8	75.3	75.0	72.5	73.3	72.3	74.8	78.6	(28)		
(29)		2% WB	74.1	74.9	74.2	71.2	68.3	67.3	66.0	65.4	65.4	64.5	66.8	70.7	(29)		
(30)		2% MCDB	80.3	80.7	81.4	77.3	74.4	73.2	71.6	70.7	70.0	69.7	72.6	76.7	(30)		
(31)		5% WB	72.8	73.9	73.0	70.1	67.4	65.7	63.8	62.1	63.0	63.5	65.7	69.3	(31)		
(32)		5% MCDB	78.7	79.9	79.5	75.6	72.7	70.8	68.9	66.5	67.6	68.4	71.0	75.2	(32)		
(33)		10% WB	71.6	72.8	72.0	69.2	66.4	64.4	62.4	60.8	61.4	62.8	64.9	68.2	(33)		
(34)		10% MCDB	77.8	78.8	78.3	74.4	71.1	68.9	66.5	64.6	65.4	67.3	70.0	73.6	(34)		
(35)	Mean Daily Temperature Range		MDBR	10.0	11.1	11.3	10.3	8.3	6.1	5.6	5.9	6.7	7.6	8.3	9.1	(35)
(36)		5% DB	MCDBR	11.5	12.2	12.9	11.9	10.7	8.4	7.9	7.8	8.4	8.9	9.3	10.5	(36)
(37)			MCWBR	4.4	4.6	5.0	4.9	4.7	3.9	3.6	3.9	3.8	4.1	4.0	4.5	(37)
(38)		5% WB	MCDBR	10.8	11.2	12.1	11.0	10.1	8.0	7.1	6.7	7.9	8.5	8.9	9.9	(38)
(39)			MCWBR	4.1	4.3	4.9	4.7	4.6	3.8	3.5	3.6	3.9	4.1	4.1	4.4	(39)
(40)	Clear-Sky Solar Irradiance	taub	0.499	0.490	0.510	0.502	0.448	0.448	0.426	0.449	0.535	0.486	0.479	0.488	(40)		
(41)		taud	2.186	2.228	2.168	2.162	2.282	2.266	2.344	2.259	1.999	2.170	2.201	2.199	(41)		
(42)		Ebn at Noon	271	272	261	252	256	251	260	263	250	269	274	273	(42)		
(43)		Edh at Noon	50	48	49	47	40	39	37	42	58	50	49	49	(43)		
(44)	All-Sky Solar Radiation	RadAvg	1953	1901	1866	1802	1529	1228	1191	1337	1526	1745	1913	1880	(44)		
(45)		RadStd	145	85	71	88	128	93	72	71	106	95	159	161	(45)		

Historical Trends

		DBAvg	Heating		Cooling			Degree-Days				
			99% DB	99% DP	1% DB	1% WB	1% DP	HDD50	HDD65	CDD50	CDD65	
		(d)	(e)	(f)	(g)	(h)	(i)	(j)	(k)	(l)	(m)	
(46)	Station Only	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	+220	(46)
(47)	Regional (0 neighbors)	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	(47)

Nomenclature: See separate page

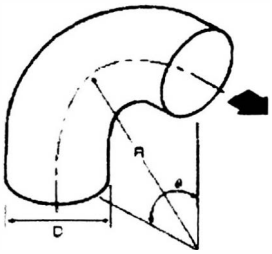
Fuente: ASHRAE (2021).

Anexo 5: Accesorios de ductos

TABLA 8.4. COEFICIENTES DE PÉRDIDA, CODOS

Usar la presión de velocidad (H_v) de la sección corriente arriba. Pérdida de la conexión (H_t) = C X H_v

A. Codo de radio (troquelado), redondo



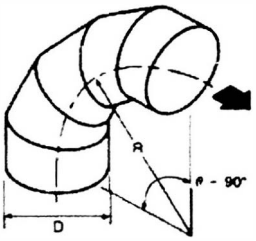
Coeficientes para codos de 90° (ver nota)

R/D	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	2.5
C	0.71	0.33	0.22	0.15	0.13	0.12

Nota: Para ángulos distintos de 90°, multiplicar por los siguientes factores:

θ	0°	20°	30°	45°	60°	75°	90°	110°	130°	150°	180°
K	0	0.31	0.45	0.60	0.78	0.90	1.00	1.13	1.20	1.28	1.40

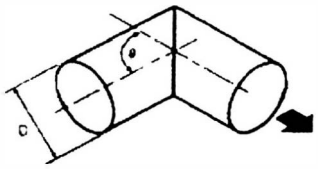
B. Codo redondo, de 3 a 5 partes, 90°



Coeficiente C

No. of Pieces	R/D 0.5	0.75	1.0	1.5	2.0
5	—	0.46	0.33	0.24	0.19
4	—	0.50	0.37	0.27	0.24
3	0.98	0.54	0.42	0.34	0.33

C. Codo de ángulo, redondo

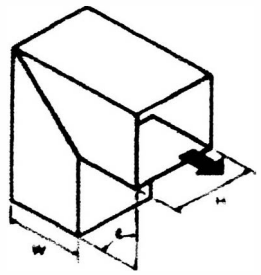


Coeficiente C

θ	20°	30°	45°	60°	75°	90°
C	0.08	0.16	0.34	0.55	0.81	1.2

Fuente: Pita (2002).

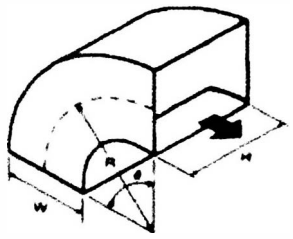
D. Codo de ángulo, rectangular



Coeficiente C

θ	H/W 0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
20°	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05
30°	0.18	0.17	0.17	0.16	0.15	0.15	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11
45°	0.38	0.37	0.36	0.34	0.33	0.31	0.28	0.27	0.26	0.25	0.24
60°	0.60	0.59	0.57	0.55	0.52	0.49	0.46	0.43	0.41	0.39	0.38
75°	0.89	0.87	0.84	0.81	0.77	0.73	0.67	0.63	0.61	0.58	0.57
90°	1.3	1.3	1.2	1.2	1.1	1.1	0.98	0.92	0.89	0.85	0.83

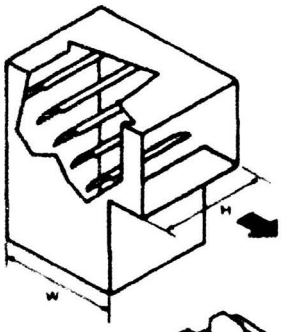
E. Codo, rectangular de radio uniforme sin álabes

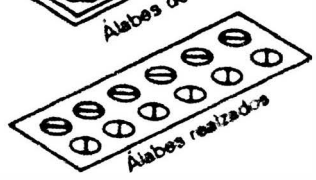


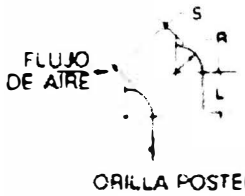
Coeficientes para codos de 90° (ver nota)

R/W	H/W 0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
0.5	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.0	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2
0.75	0.57	0.52	0.48	0.44	0.40	0.39	0.39	0.40	0.42	0.43	0.44
1.0	0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.18	0.18	0.19	0.20	0.27	0.21
1.5	0.22	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17
2.0	0.20	0.18	0.16	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15

F. Codo, rectangular, en ángulo, con álabes de direccionamiento







ÁLABES DE ESPESOR SENCILLO

*No	Dimensiones, pulgadas R	S	L	Coeficiente C
1*	2.0	1.5	0.75	0.12
2	4.5	2.25	0	0.15
3	4.5	3.25	1.60	0.18

*Los números son sólo referencia

Cuando no se tiene extensión de la orilla posterior para este codo las pérdidas permanecen aproximadamente igual para codos sencillos, pero aumentan mucho para codos en serie

ÁLABES DE ESPESOR DOBLE

Coeficiente C

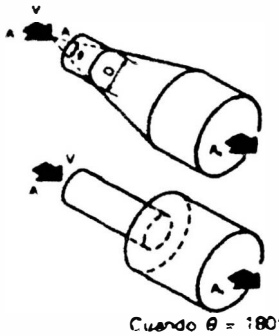
*No	Dimensiones, in R	S	Velocidad (V), ft/min 1000	2000	3000	4000	Observaciones
1	2.0	1.5	0.27	0.22	0.19	0.17	Embossed Vane Runner
2	2.0	1.5	0.33	0.29	0.26	0.23	Push-On Vane Runner
3	2.0	2.13	0.38	0.31	0.27	0.24	Embossed Vane Runner
4	4.5	3.25	0.26	0.21	0.18	0.16	Embossed Vane Runner

*Los números son sólo referencia

Fuente: Pita (2002).

TABLA 8.5. COEFICIENTES DE PÉRDIDA PARA TRANSICIONES (FLUJOS DIVERGENTES)
Use la presión de velocidad (H_v) en la sección corriente arriba. Pérdida de la conexión (H_t) = $C \times H_v$

A. Transición, redonda, cónica



Cuando $\theta = 180°$

$R_e = 8.58\,Dv$

en la cual

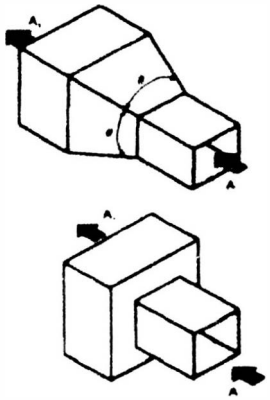
D = Diámetro corriente arriba (pulgadas)

V = Velocidad corriente arriba (ft/min)

Coeficiente C (ver nota)

R_e	A_2/A	θ 16°	20°	30°	45°	60°	90°	120°	180°
0.5×10^5	2	0.14	0.19	0.32	0.33	0.33	0.32	0.31	0.30
	4	0.23	0.30	0.44	0.61	0.68	0.64	0.63	0.62
	6	0.27	0.33	0.48	0.66	0.77	0.74	0.73	0.72
	10	0.29	0.38	0.59	0.76	0.80	0.83	0.84	0.83
	≥16	0.31	0.38	0.60	0.84	0.88	0.88	0.88	0.88
2×10^5	2	0.07	0.12	0.23	0.28	0.27	0.27	0.27	0.26
	4	0.15	0.18	0.36	0.55	0.58	0.59	0.58	0.57
	6	0.19	0.28	0.44	0.80	0.70	0.71	0.71	0.69
	10	0.20	0.24	0.43	0.76	0.80	0.81	0.81	0.81
	≥16	0.21	0.28	0.52	0.76	0.87	0.87	0.87	0.87
$\geq 6 \times 10^5$	2	0.05	0.07	0.12	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27
	4	0.17	0.24	0.38	0.51	0.56	0.58	0.58	0.57
	6	0.16	0.29	0.46	0.60	0.69	0.71	0.70	0.70
	10	0.21	0.33	0.52	0.60	0.76	0.83	0.84	0.83
	≥16	0.21	0.34	0.56	0.72	0.79	0.85	0.87	0.89

B. Transición, rectangular, piramidal



Cuando $\theta = 180°$

Coeficiente C (ver nota 1)

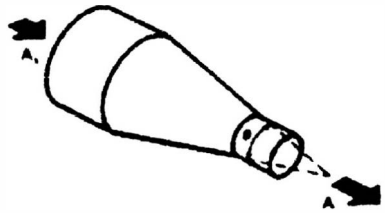
A_2/A	θ 16°	20°	30°	45°	60°	90°	120°	180°
2	0.18	0.22	0.25	0.29	0.31	0.32	0.33	0.30
4	0.36	0.43	0.50	0.58	0.61	0.63	0.63	0.63
6	0.42	0.47	0.58	0.68	0.72	0.76	0.76	0.75
≥10	0.42	0.49	0.59	0.70	0.80	0.87	0.85	0.86

Nota: A = área, corriente de aire que entra. A_1 = área, corriente de aire que sale

Fuente: Pita (2002).

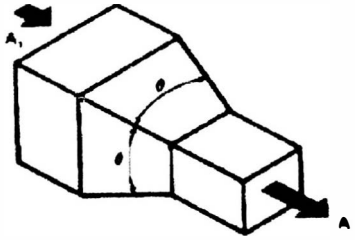
TABLA 8.6. COEFICIENTES DE PÉRDIDA EN TRANSICIONES (FLUJOS CONVERGENTES)
Usar la presión de velocidad (H_v) de la sección corriente abajo. Pérdida en la conexión = $C \times H_v$

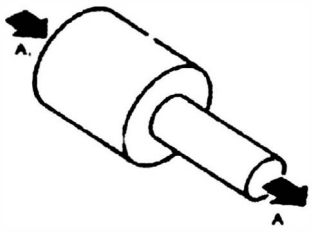
A. Contracción. Redonda y rectangular, gradual a abrupta



Coeficiente C (ver nota)

A_1/A	θ						
	10°	15°-40°	50°-60°	90°	120°	150°	180°
2	0.05	0.05	0.06	0.12	0.18	0.24	0.26
4	0.05	0.04	0.07	0.17	0.27	0.35	0.41
6	0.05	0.04	0.07	0.18	0.28	0.36	0.42
10	0.05	0.05	0.08	0.19	0.29	0.37	0.43



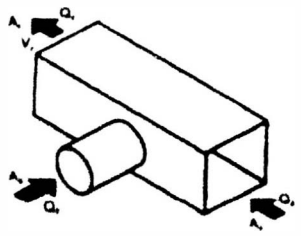


Cuando $\theta = 180°$

Nota: A_1 = área de la corriente que entra, A = área de la corriente que sale

Fuente: Pita (2002).

A. Te convergente. Ramal redondo a cabezal rectangular



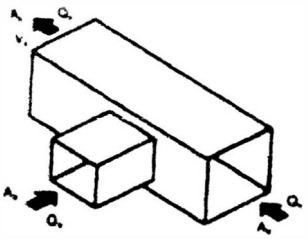
Ramal, coeficiente C (ver nota)

V_r	Q_c/Q_r									
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
< 1200 ft/min	.63	.55	0.13	0.23	0.78	1.30	1.93	3.10	4.88	5.60
> 1200 ft/min	-.49	-.21	0.23	0.60	1.27	2.06	2.75	3.70	4.93	5.65

Cuando:

A_c/A_r	A_r/A_s	A_c/A_s
0.5	1.0	0.5

B. Te convergente. Ramal y cabezal rectangulares



Ramal, coeficiente C (ver nota)

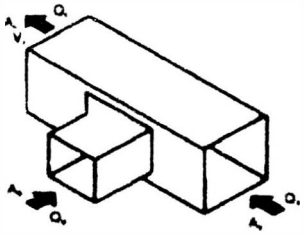
V_r	Q_c/Q_r									
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
<1200 ft/min	.75	-.53	-.03	0.33	1.03	1.10	2.15	2.93	4.18	4.78
>1200 ft/min	-.69	-.21	0.23	0.67	1.17	1.66	2.67	3.36	3.93	5.13

Cuando:

A_c/A_r	A_r/A_s	A_c/A_s
0.5	1.0	0.5

Nota: A = Área, in² Q = flujo de aire, CFM, V = velocidad (ft/min)

C. Te convergente. entrada 45° al cabezal rectangular



Cuando:

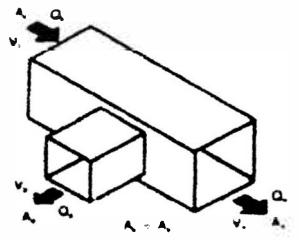
A_c/A_r	A_r/A_s	A_c/A_s
0.5	1.0	0.5

Ramal, coeficiente C (ver nota)

V_r	Q_c/Q_r									
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
< 1200 ft/min	.83	-.69	-.30	0.29	0.56	1.03	1.50	1.93	2.50	3.03
> 1200 ft/min	.72	-.52	-.23	0.34	0.76	1.14	1.83	2.01	2.80	3.63

Fuente: Pita (2002).

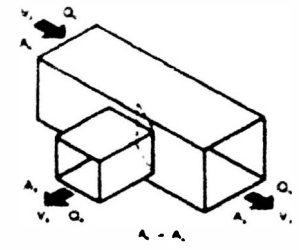
C. Te. Cabezal y ramal rectangulares



Ramal, coeficiente C (ver notas)

V_r/V_c	Q_r/Q_c 0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.2	1.03								
0.4	1.04	1.01							
0.6	1.11	1.03	1.05						
0.8	1.16	1.21	1.17	1.12					
1.0	1.38	1.40	1.30	1.36	1.27				
1.2	1.52	1.61	1.68	1.91	1.47	1.68			
1.4	1.79	2.01	1.90	2.31	2.28	2.20	1.95		
1.6	2.07	2.28	2.13	2.71	2.99	2.81	2.09	2.20	
1.8	2.32	2.54	2.64	3.09	3.72	3.48	2.21	2.29	2.57

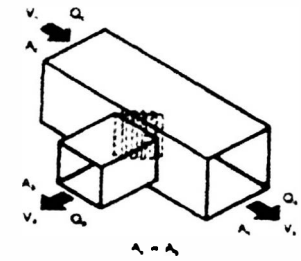
D. Te. Cabezal y ramal rectangulares, con compuerta



Ramal, coeficiente C (ver nota)

V_r/V_c	Q_r/Q_c 0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.2	0.58								
0.4	0.67	0.64							
0.6	0.78	0.76	0.75						
0.8	0.88	0.98	0.81	1.01					
1.0	1.12	1.05	1.08	1.18	1.29				
1.2	1.49	1.48	1.40	1.51	1.70	1.91			
1.4	2.10	2.21	2.25	2.29	2.32	2.48	2.53		
1.6	2.72	3.30	2.84	3.09	3.30	3.19	3.29	3.16	
1.8	3.42	4.58	3.65	3.92	4.20	4.15	4.14	4.10	4.05

E. Te. Cabezal y ramal rectangulares con extractor



Ramal, coeficiente C (ver nota)

V_r/V_c	Q_r/Q_c 0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.2	0.60								
0.4	0.62	0.69							
0.6	0.74	0.80	0.82						
0.8	0.99	1.10	0.95	0.90					
1.0	1.48	1.12	1.41	1.24	1.21				
1.2	1.91	1.33	1.43	1.52	1.55	1.64			
1.4	2.47	1.67	1.70	2.04	1.86	1.98	2.47		
1.6	3.17	2.40	2.33	2.53	2.31	2.51	3.13	3.25	
1.8	3.85	3.37	2.89	3.23	3.09	3.03	3.30	3.74	4.11

Cabezal, coeficiente C (ver nota)

V_r/V_c	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8
C	0.03	0.04	0.07	0.12	0.13	0.14	0.27	0.30	0.25

Fuente: Pita (2002).

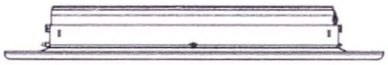
Anexo 6: Difusor Cuadrado

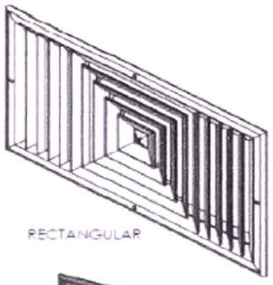
LAMINAIRE
Grilles, Diffusers and A/C Accessories

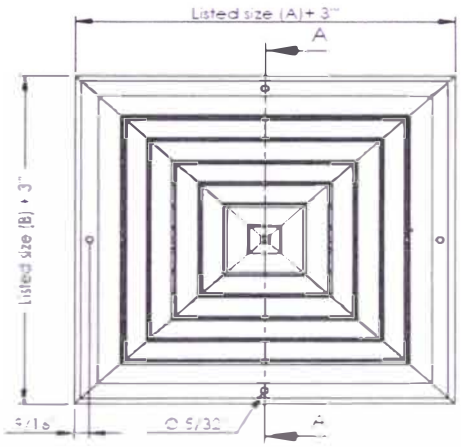
L-JS

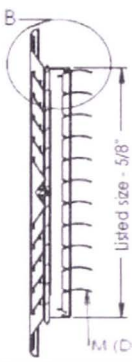
L-JS4-M FEATURES

CEILING DIFFUSERS

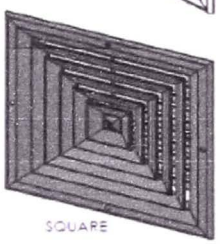


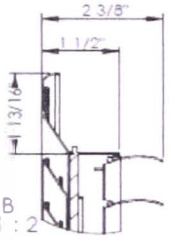






SECTION A-A





DETAIL B
SCALE 1 : 2

Finish
White (Standard)
Other colors (Optional)

NOTE: Available in size 6"X6" to 24"X24"

www.laminaire.net

LAMINAIRE
Grilles, Diffusers and A/C Accessories

L-JS

HOW TO SELECT THE L-JS SERIES

NOTE: L-JS Series is offered as squared and rectangular pattern. The sizes range from 6"x 6" to 24" in 2" increments. Due to the higher induction ratios and longer throws, the L-JS willl perform adequately in most applications where rectangular patterns were through to be necessary.

Step1. Check for maximum Noise Criteria and Neck Velocity from appropriate chart.

Step2: determine maximum CFM per diffuser and
per duffyser suze. Also verify proper recommended ΔT for various ceiling heights. Determine minimum number of diffusers required. (Divide total room CFM By

Ceiling Heigth in FEET	7	8	9	10	12	16
T Maximun	18.3	22.3	25.3	26.3	28.3	31.3
CFM Max.	400	750	1100	1500	2600	3000
CFM Max. per Direction	150	250	400	500	900	2000

Note. If diffuser is located bellow "Coanda" ceiling effect position (6" or more drop from ceiling line), add 2 feet to above mounting heights.

Step3. Select proper diffuser pattern that best conforms to the duct layout and above room conditions see series L-JS core parrern.

Step 4: Refer to performance Data charts on the next following pages for appropiate size per selected pattern at required CFM but not exceeding figures from Steps 1 and 2, Proceed in size to satisfy throw requierement for area being condiotioned.

Noise Criteria Neck Velocity Recommendation			
Application	Comments	N.C. Range	Neck FPM Velocity
Broadcast studios Music room	Extremely quit. Suitable for low sound levels	Bellow 25	400
Residences Theaters Libranes Executive Officers	Very quiet	30	500
Private officers. Hotel Rooms, Courtrooms, Churches, Hospital, Rooms Schools	Quiet Offices, Voice level will be heard up to 30 feet	35	550
Dinning room, labs, General Officers, Lounges	Moderately quiet voice level will be heard up to 12 feet	40	550
Retail stores, Lobbies, Receptions, Enginner Office	Allows isolation of conversation, voice level will be heard uo to 6 feet	45	600
Machinary, Room computers, Rooms Factories	High background sound. Voice level will be heard up to 30 feet	50	700

LAMINAIRE
Grilles, Diffusers and A/C Accessories

L-JS

HOW TO SPECIFY THE L-JS SERIES

All ceiling diffusers shall be Laminaire Series.

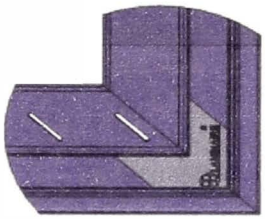
L-JS Diffuser and Damper to be constructed of aluminum frames, components, or sinilary fabricated aluminum parts, using mechanically-joined corners (Figure 1) on the frame and a mechanically-wedged blade-to-mullion contruction for the core.

Cores shall be fixed. Core shall consist of 2" summetrical blade increments with 1" on-center blade-to-blade spacing.

Opposed blade damper shall be a built-in special profile desing using nylon-to-nylon gears to provide vibration free action. Level operators shall be accessible from the face.

Finish shall be high-temperature Electrostatic Powder Coating.

Figure 1



NUMBER OF CONCENTRIC BLADER PER LISTED SIZE										
LISTED SIZE (INCHES)	6X6	8X8	10X10	12X12	14X14	16X16	18X18	20X20	22X22	24X24
Nº OF BLADES	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

Neck Velocity:
The neck velocity is based upn readings taken at the neck of the diffuser. All velocitues are in feet per minute (FPM).

Pressure:
Total pressure readings are in inches water gaige at the ceiling mounted position. When products is used at the return application, the -Ps Negative Static Pressure will be 0,90 x Pt Shown.

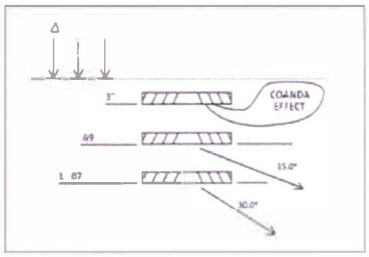
Sound Data: The N.C. Values are based upon absorption of 8Db. re 10^-12 watts. The symbol "-" indicates less than 20Db N.C. rating. Dampering for "fine balancing" up to 25% of the CFM volume will result in an increase in N.C. of 6Db. Greater dampering will result in increasing noise levels, and Laminaire recommends remote-located balancing dampers upstream from the branch duct.

Non-Dampered Correction Factor:
Data shown is for dampered units. To determine the changes for units without dampers use the following chart.

Throw	Total Pressure	N.C.
X 1.05	X ,95	2 Db

Drop,
Drop of a horizontal air stream is dependent primarily on the CFM and its T. The larger the CFM delivered, the greater the drop. Drop can be reducer by diving the room air requirement into multiple outlets with smaller quantities of air. But the most important in controlling drop is the mounting distance of the diffuser from the ceiling line. The "Coanda" effect is greatly enhanced by its location to the ceiling. See diagram bellow.

THROW AIR ISOLVELS-DROP
MOUNTING POSITION FROM CEILING
Example: 12 x 12 4 way
200 CFM
20 F Δ T

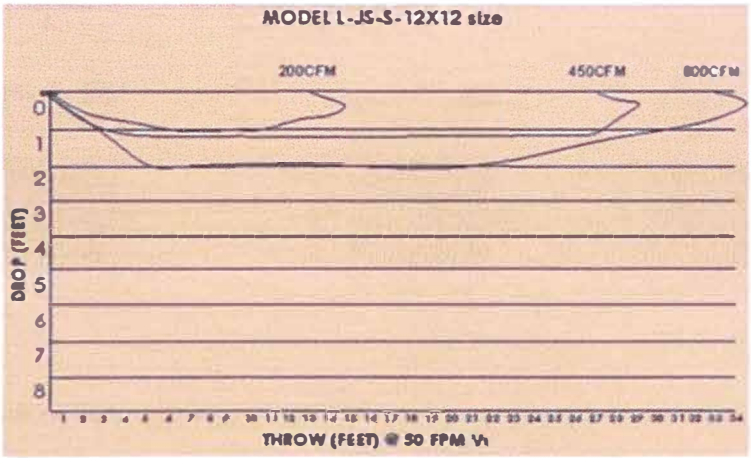


L-JS SERIES PERFORMANCE DATA

Throw:

Throws indicated are bades on total number of feet of projected air when a terminal velocity of 50 feet oer minute is reached. Throws are bades on a 9" ceiling height, reduce the throw rating by approximately one foot (for horizontal air flow patterns). The throw ratings at 100 and 150 feet per minute are approximately as follows.

CORRECTION FACTOR FOR THROW DATA @ 50 FPM Vt				
As Shown in Chart For Horizontal Throw				
When Pt=	0.016	0.035	0.07	0.14
Throw @ 100 fpm Vt=	4" Less	5" Less	7" Less	8" Less
Throw @ 150 fpm Vt=	8" Less	10" Less	12" Less	15" Less
Throw Temperature Correction Factors				
TF	20 FT	+0 FT	+20 FT	
Throw Corrections	Correct As Shown	X 1,1	X 1,2	



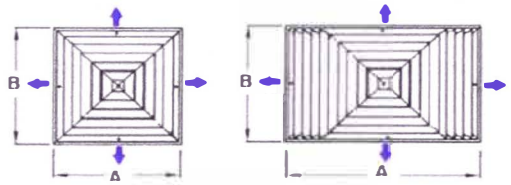
LAMINAIRE
Grilles, Diffusers and A/C Accessories

L-JS

L-JS - AIR FLOW DISTRIBUTION

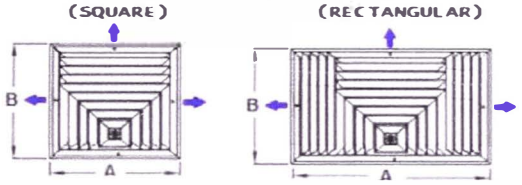
L-JS-4
STYLE 01

(SQUARE) (RECTANGULAR)

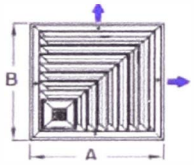


L-JS-3
STYLE 02

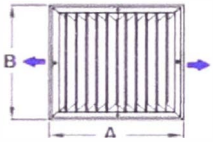
(SQUARE) (RECTANGULAR)



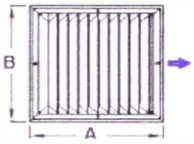
L-JS-2-90°
STYLE 03



L-JS-2-180°
STYLE 04



L-JS-1
STYLE 05



Criterio general de estilos, la media del lado (A) SIEMPRE será la vía a anulada cuando se requiera.

LAMINAIRE
Grilles, Diffusers and A/C Accessories

L-JS

CEILING DIFFUSERS

ROUND NECK CONVERSION DATA

FOR USE WITH SQUARE TO ROUND ADAPTOR OFFERING CORRECTION FACTORS TO NECK AREA, Pt, N.C., THROW

Square Diffuser Size	Round Inlet Size	Area Round Neck Area Square Neck Ratio	Pt Multiplier	Pt Correction	N.C. Add Correction	Throw @50FPM Vt Multiplier	Throw @50FPM Vt Correction
6 x 6	5 Rd	0.55	1.65		7	1.15	
6 x 6	6 Rd	0.79	1.3		2	1.05	
8 x 8	6 Rd	0.44	1.65		7	1.1	
8 x 8	8 Rd	0.79	1.3		2	1.05	
10 x 10	8 Rd	0.5	1.65		6	1.1	
10 x 10	10 Rd	0.79	1.3		2	1.05	
12 x 12	8 Rd	0.35	3.5		6	1.2	
12 x 12	10 Rd	0.55	1.65		7	1.15	
12 x 12	12 Rd	0.79	1.3		2	1.05	
14 x 14	12 Rd	0.58	1.65		6	1.1	
14 x 14	14 Rd	0.79	1.3		2	1.05	
16 x 16	14 Rd	0.6	1.65		6	1.1	
16 x 16	15 Rd	0.69	1.4		4	1.05	
16 x 16	16 Rd	0.79	1.3		2	-*	
18 x 18	14 Rd	0.48	2		9	1.15	
18 x 18	16 Rd	0.61	1.45		5	1.1	
18 x 18	18 Rd	0.79	1.3		2	-*	
20 x 20	18 Rd	0.64	1.45		4	1.05	
20 x 20	20 Rd	0.79	1.3		2	-*	
22 x 22	22 Rd	0.65	1.45		4	1.05	
22 x 24	20 Rd	0.79	1.3		2	-*	
24 x 24	20 Rd	0.55	1.65		7	1.15	
24 x 24	22 Rd	0.65	1.33		4	1.1	
24 x 24	24 Rd	0.79	1.3		2	-*	

"-" Indicates negligible effect.

LAMINAIRE
Grilles, Diffusers and A/C Accessories

L-JS

L-JS SERIES PERFOMANCE DATA

L-JS - 4Way

	Neck Velocity	100	200	300	400	500	600	700	800	900
	Total Pressure	0.005	0.016	0.035	0.072	0.102	0.140	0.207	0.265	0.350
	Designated Throw	A	A	A	A	A	A	A	A	A
6x6	Total cfm/N.C	20/-	40/-	75/-	120/-	140/-	170/-	200/-	225/-	250/-
Ac=0.21ft²	Cfm per side	5	10	18	30	35	43	50	56	63
	Throw in feet	4	5	9	9	10	11	12	13	13
8x8	Total cfm/N.C	35/-	70/-	145/-	220/-	250/-	300/-	345/-	375/-	415/-
Ac=0.38ft²	Cfm per side	9	18	36	55	63	75	86	94	104
	Throw in feet	6	7	11	15	18	19	20	22	25
9x9	Total cfm/N.C	48/-	100/-	180/-	280/-	300/-	360/-	420/-	465/-	500/?
Ac=0.48ft²	Cfm per side	12	25	45	70	75	90	105	116	125
	Throw in feet	6	8	14	16	19	20	21	22	24
10x10	Total cfm/N.C	60/-	125/-	215/-	330/-	365/-	420/-	490/-	540/-	600/-
Ac=0.59ft²	Cfm per side	15	31	54	83	91	105	123	135	150
	Throw in feet	6	10	16	21	24	27	28	29	30
12x12	Total cfm/N.C	150/-	200/-	300/-	450/-	490/-	575/-	670/-	750/-	865/-
Ac=0.86ft²	Cfm per side	37	50	75	112	122	144	168	188	216
	Throw in feet	10	14	20	26	30	31	32	33	34
14x14	Total cfm/N.C	170/-	250/-	390/-	580/-	680/-	810/-	925/-	1055/-	1200/-
Ac=1.16ft²	Cfm per side	43	63	97	145	170	203	231	264	300
	Throw in feet	12	15	21	27	32	33	33	34	35
15x15	Total cfm/N.C	185/-	300/-	445/-	660/-	800/-	960/-	1075/-	1240/-	1400/-
Ac=1.34ft²	Cfm per side	46	75	111	165	200	240	268	310	350
	Throw in feet	13	16	21	27	33	34	34	36	40
16x16	Total cfm/N.C	200/-	350/-	500/-	735/-	900/-	1075/-	1225/-	1415/-	1600/-
Ac=1.52ft²	Cfm per side	50	88	125	183	225	268	306	353	400
	Throw in feet	13	17	22	28	34	35	37	39	44
18x18	Total cfm/N.C	250/-	450/-	620/-	900/-	1125/-	1375/-	1600/-	1800/-	2100/-
Ac=1.92ft²	Cfm per side	63	113	155	225	281	344	400	450	525
	Throw in feet	13	16	21	27	35	36	40	46	55
20x20	Total cfm/N.C	280/-	550/-	740/-	1060/-	1300/-	1640/-	1925/-	2180/-	2565/-
Ac=2.38ft²	Cfm per side	70	138	185	265	325	410	481	545	641
	Throw in feet	12	15	18	25	32	36	42	47	57
22x22	Total cfm/N.C	320/-	650/-	860/-	1235/-	1480/-	1875/-	2315/-	2675/-	2935/-
Ac=2.88ft²	Cfm per side	80	163	215	309	370	468	579	669	734
	Throw in feet	11	14	18	24	30	34	42	47	56
24x24	Total cfm/N.C	380/-	750/-	990/-	1400/-	1640/-	2060/-	2625/-	2875/-	3160/-
Ac=3.42ft²	Cfm per side	95	188	247	350	410	515	656	718	790
	Throw in feet	9	14	17	26	30	37	45	49	55

Data. Only available as 4 way pattern - Indicates less than 20 Db NC rating

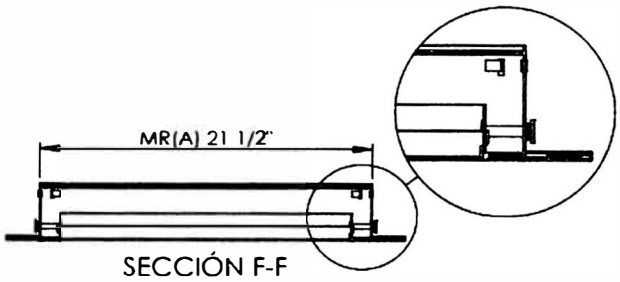
www.laminaire.net

Anexo 7: Rejilla de Retorno

LAMINAIRE

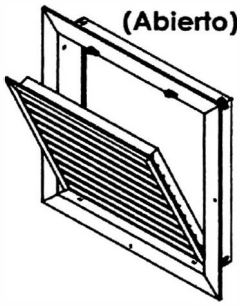
Submittal

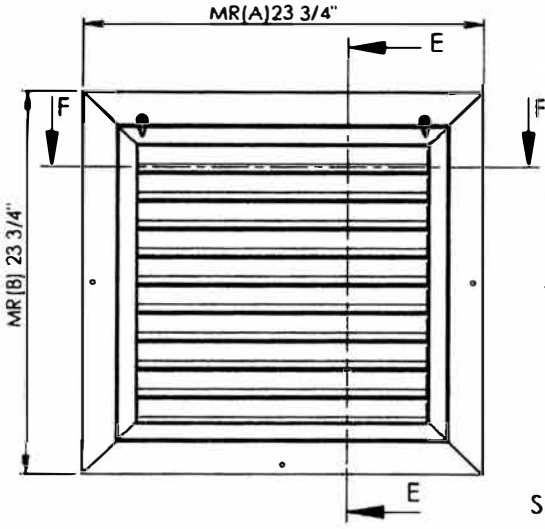
MODELO L-RF-TB

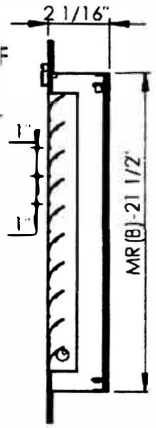


SECCIÓN F-F

L-RF-TB (Abierto)



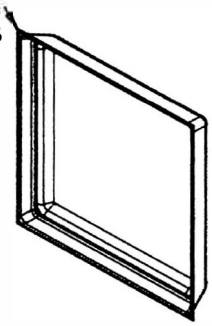




SECCIÓN E-E

L-OB Opcional
L-RF-OB-TB

FB-Opcional
L-RF-TB-FB



Termiando en:
Color blacon estandar
(opcional) Otros colores

NOTA. Media Real (A)x (B): 23 3/4"x 23 3/4" diferente a esta consultar con ingeniería

Extrusión en Aluminio

MODELO L-RF-TB
MODELO L-RF-OB-TB
MODELO L-RF-TB-FB

Nombre del proyecto: _____

Ubicación _____

Ingeniero _____

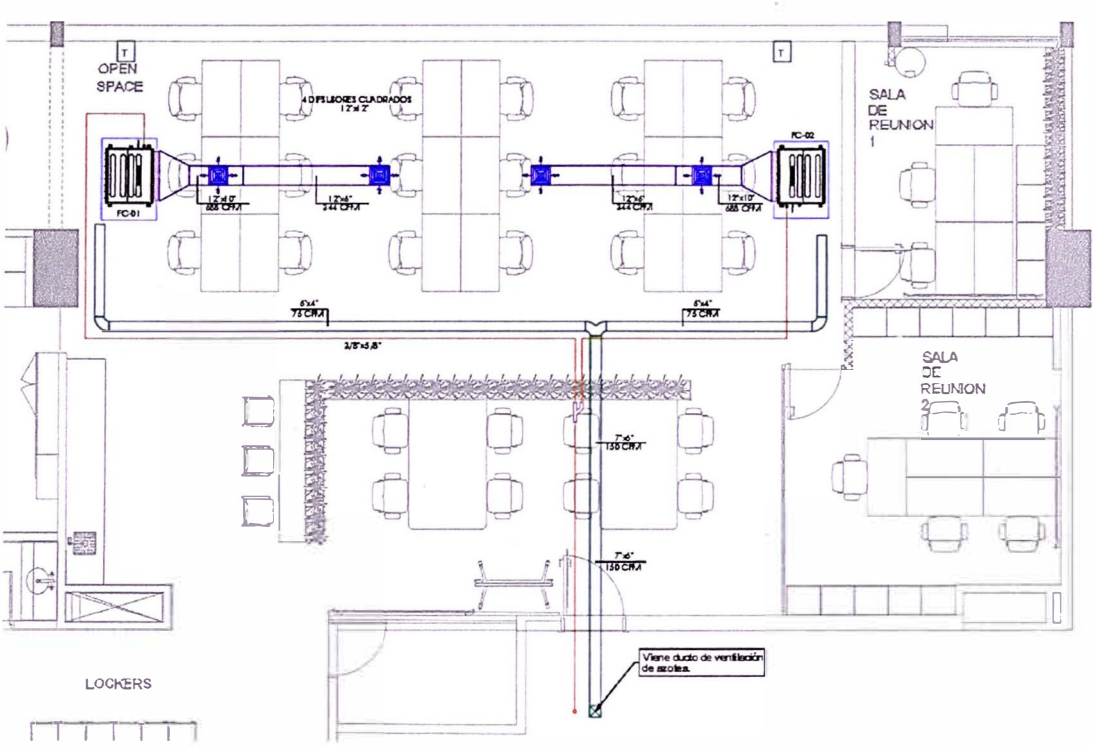
Contratista: _____

Sujeto a cambios sin notificación

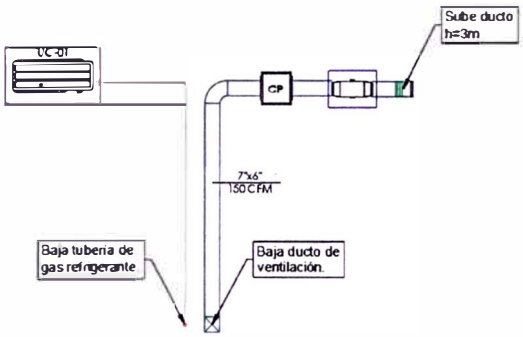
V1-2014

Anexo 8: Diseño de Proyecto en Plano

Plano en planta



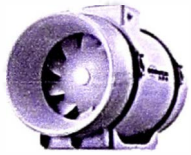
Plano en azotea



Anexo 9: Inyector de Aire

NEOLINEO 250/V 60HZ

Código: 1034787



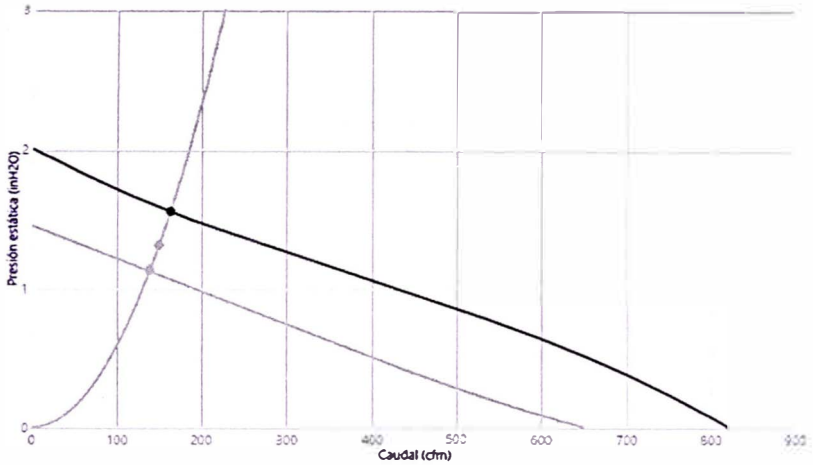
Extractores en línea para conductos con cuerpo extraíble y tamaño reducido con rodamientos a bolas de larga duración

Ventilador:
- Envolvente en material plástico autoextinguible V0.
- Caja de bornes externa, con posición variable.
- Instalación rápida y sencilla.

Motor:
- Motores con rodamientos a bolas de Larga Duración. Protección IPX4, de 2 velocidades y regulables.
- Monofásico 110-120 V 60 Hz o 220 V 60 Hz.
- Temperatura de trabajo: -10 ºC +60 ºC.

Acabado:
- En material plástico, de color blanco, autoextinguible al fuego V0.

CURVA CARACTERÍSTICA Y ACÚSTICA PARA 1,2KG/M³



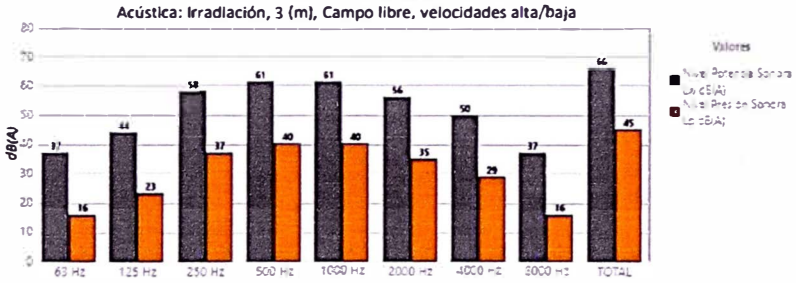
Punto Diseño

Q (cfm)	150
Pe (inH2O)	1,31

Punto Servicio (PS)

Q (cfm)	163/139,2
Pe (inH2O)	1,547/1,128
Pd (inH2O)	0,0062/ 0,0045
Pt (inH2O)	1,553/1,132
Velocidad (rpm)	2440/2440
Máx. Temp. (ºC)	60/60
Velocidad salida aire (m/s)	1,605/1,371

Acústica: Irradiación, 3 (m), Campo libre, velocidades alta/baja



Banda	Lw dB(A)	Lp dB(A)
63 Hz	37	16
125 Hz	44	23
250 Hz	58	37
500 Hz	61	40
1000 Hz	61	40
2000 Hz	56	35
4000 Hz	50	29
8000 Hz	37	16
TOTAL	66	45

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Caudal máximo (cfm)	821,1
Velocidad (rpm)	2440
Presión estática máxima (inH2O)	2,003
Presión total máxima (inH2O)	2,003

DATOS DEL MOTOR

Potencia Eléctrica Máx. (kW)	0,18/0,12
Hz/fases	60/1
Motor (rpm)	2440
Corriente máx. (A) 220 V	0,54/0,79
Protección del motor	IPX4

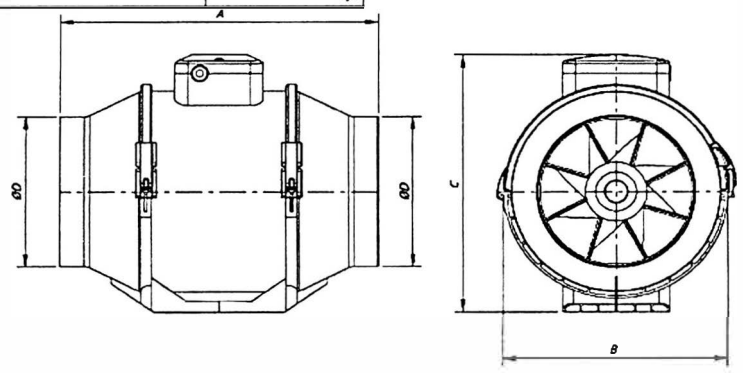
Los datos pueden cambiar, por favor consulte la placa del motor

DIMENSIONES

A	B	C	øD
383	256	320	247

Las dimensiones sin unidades definidas explícitamente se muestran en milímetros (mm). Dimensiones dependientes del motor son aproximadas

Peso aprox. (kg)	7,1



Fuente: Sodeca

Anexo 10: Ficha Técnica del sistema de Aire Acondiconado

SAMSUNG

DVM Pro 2.0

Product Specification

System1

Outdoor Unit

Model Name						AM050HXMDBC/TC
Power Supply					Ø, #, V, Hz	1 | 2 | 220 | 60
Mode						CO
Performance	HP					5
	Capacity	Cooling	Nominal		Btu/h	49476
Power	Power Input	Cooling	Nominal		kW	3.9
	Current Input	Cooling	Nominal		A	19
	Current	MCA			A	24
		MFA			A	30
Efficiency	Cooling	EER			W/W	3.72
Casing	Material	Body				EGI Steel Plate
		Base				EGI Steel Plate
Heat Exchanger	Type					Fin & Tube
	Material	Fin				Al
		Tube				Cu
Compressor	Quantity				EA	1
Fan	Type					Propeller
	Discharge direction					Horizontal
	Air Flow Rate	High			CMM	60
Fan Motor	Type					BLDC
	Quantity				EA	1
	Output				W	125
Piping Connections	Liquid Pipe	Type				Welding
		Diameter			mm	9.52
	Gas Pipe	Type				Welding
		Diameter			mm	15.88
Wiring connections	Communication	Min.				0.75
		Comm.Layer				F1, F2
Refrigerant	Type					R410A
	Factory Charging				kg	2
External Dimension	Net Weight				kg	76
	Shipping Weight				kg	79
	Net Dimensions	W			mm	940
		H			mm	998
		D			mm	330

Fuente: DVM Pro 2.0

SAMSUNG

DVM Pro 2.0

Product Specification

System1 (Continued)

Outdoor Unit

External Dimension	Shipping Dimensions	W	mm	995
		H	mm	1136
		D	mm	426
Operating Temp. Range	Cooling	Min.	°C	-5
		Max.	°C	48
Maximum number of connectable indoor units			EA	8

Fuente: DVM Pro 2.0

SAMSUNG

DVM Pro 2.0

Product Specification

System1 (Continued)

Indoor Unit

Model Name					AM024ANHPKH/AZ
Power Supply				Ø, #, V, Hz	1 | 2 | 220-240 | 50/60
Mode					HP/HR
Performance	kW				7.1
	Capacity	Cooling	Nominal	Btu/h	24226
		Heating	Nominal	Btu/h	27297
Power	Power Input	Cooling	Nominal	kW	0.11
		Heating	Nominal	kW	0.11
	Current Input	Cooling	Nominal	A	1
		Heating	Nominal	A	1
	Current	MCA		A	1.48
		MFA		A	15
Heat Exchanger	Type				Fin & Tube
	Material	Fin			Al
		Tube			Cu
	Fin Treatment				hydrophilic
Fan	Type				Sirocco Fan
	Air Flow Rate	High		CMM	21
		Mid		CMM	18
		Low		CMM	13
	External Static Pressure	Min		Pa	0
		Standard		Pa	29.42
		Max		Pa	147.1
Fan Motor	Type				BLDC
	Quantity			EA	1
	Output			W	153
Piping Connections	Liquid Pipe	Type			Flaring
		Diameter		mm	9.52
	Gas Pipe	Type			Flaring
		Diameter		mm	15.88
	Drain Pipe	Diameter			VP20
Wiring connections	Communication	Min.		㎟	0.75
		Comm.Layer			F1, F2
Refrigerant	Type				R410A
	Control Type				EEV included

Fuente: DVM Pro 2.0

SAMSUNG

DVM Pro 2.0

Product Specification

System1 (Continued)

Indoor Unit

Sound	Sound Pressure Level	High	dB(A)	36
		Mid	dB(A)	32
		Low	dB(A)	27
	Sound Power Level	Cooling	dB(A)	60
External Dimension	Net Weight		kg	27.5
	Shipping Weight		kg	31
	Net Dimensions	W	mm	850
		H	mm	250
		D	mm	700
	Shipping Dimensions	W	mm	1064
		H	mm	320
		D	mm	784

Fuente: DVM Pro 2.0

SAMSUNG

DVM Pro 2.0

Piping

System (System1)

Design Condition

Design Condition (Air)	Outdoor		Indoor	
	CM	HM	CM	HM
Temperature (DB/WB) [°C]	29.9 / 24.1	14.5 / 9.3	23.0 / 16.2	20.0 / 15.0
Altitude Correction	-			

Installation

Type	Floor	Room Name	Equip. Name	Model Code
ODU	R	-	System1	AM050HXMDBC/TC
IDU	1F	-	UE-01	AM024ANHPKH/AZ
		-	UE-02	AM024ANHPKH/AZ

Outdoor Unit

Equip. Name	Model Code	CR [%]	Max. Capa. [Btu/h]		Corr. Capa. [Btu/h]	
			CM	HM	CM	HM
System1	AM050HXMDBC/TC	97.93	38235.00	-	38235.00	-

Indoor Unit

Equip. Name	Model Code	AM	Des Temp[°C]		Max. Capa. [Btu/h]			Corr. Capa. [Btu/h]		
			CM	HM	CM		HM	CM		HM
			IN WB	IN DB	TC	SHC	TC	TC	SHC	TC
UE-01	AM024ANHPKH/AZ	H	16.20	0.00	20155.00	17064.00	-	19117.00	16186.00	-
UE-02	AM024ANHPKH/AZ	H	16.20	0.00	20155.00	17064.00	-	19117.00	16186.00	-

Accessory

Equip. Name	Model Code	Address				Accessory
		Main		RMC		
System1	AM050HXMDBC/TC	-	-	-	-	
UE-01	AM024ANHPKH/AZ	-	-	-	-	
UE-02	AM024ANHPKH/AZ	-	-	-	-	

Fuente: DVM Pro 2.0

Anexo 11: Cálculos según Elite Chvac

Tesis
HVAC Load Analysis

for

Elite Software

CHVAC COMMERCIAL HVAC LOADS

Prepared By:

viernes, 22 de Diciembre de 2023

General Project Data Input

General Project Information

Project file name:	C:\Users\admin\Desktop\TESIS\TESIS\CÁLCULOS\Cálculos_Tesis.CHV
Project title:	Tesis
Project date:	viernes, 22 de Diciembre de 2023
Weather reference city:	LIMA, PERU

Barometric pressure:	29.799	in.Hg.
Altitude:	113	feet
Latitude:	-12	Degrees
Mean daily temperature range:	11.5	Degrees
Starting & ending time for HVAC load calculations:	7am - 8pm	
Number of unique zones in this project:	1	

Building Default Values

Calculations performed:	Cooling loads only	
Lighting requirements:	1.00	Watts per square foot
Equipment requirements:	1.00	Watts per square foot
People sensible load multiplier:	250	Btuh per person
People latent load multiplier:	200	Btuh per person
Zone sensible safety factor:	5	%
Zone latent safety factor:	5	%
Zone heating safety factor:	5	%
People diversity factor:	100	%
Lighting profile number:	2	
Equipment profile number:	3	
People profile number:	1	
Building default ceiling height:	9.84	feet
Building default wall height:	9.84	feet

Internal Operating Load Profiles (C = 100)

	hr 1	hr 2	hr 3	hr 4	hr 5	hr 6	hr 7	hr 8	hr 9	hr 10	hr 11	hr 12	hr 13	hr 14	hr 15	hr 16	hr 17	hr 18	hr 19	hr 20	hr 21	hr 22	hr 23	hr 24
1	0	0	0	0	0	0	0	20	60	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	60	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	40	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	70	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	90	70	0	0	0
4	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
5	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
6	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
7	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
8	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
9	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
10	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C

General Project Data Input (cont'd)

Building-Level Design Conditions

Design Month	Outdoor Dry Bulb	Outdoor Wet Bulb	Indoor Rel.Hum	Indoor Dry Bulb	Grains Diff	In/Outdoor Correction
January	86	75	50%	73	51.20	0
February	86	75	50%	73	50.39	0
March	86	74	50%	73	47.68	0
April	83	72	50%	73	37.73	-4
May	79	69	50%	73	30.15	-7
June	77	68	50%	73	28.11	-9
July	77	67	50%	73	24.55	-9
August	75	67	50%	73	25.05	-11
September	75	67	50%	73	24.54	-11
October	74	65	50%	73	19.28	-12
November	77	68	50%	73	25.26	-9
December	81	72	50%	73	39.76	-5
Winter	57			75		

Master Roofs

Roof No.	ASHRAE Roof#	Roof U-Fac	Dark Color	Susp. Ceil
1	4	0.384	No	No

Master Partitions

Partition No.	Partition U-Factor	Cool T-D	Heat T-D
1	0.200	2	2
Partition #1 Description: Muro			
2	0.200	2	2
Partition #2 Description: Piso			
3	0.900	2	2
Partition #3 Description: Vidrio			

Master Glass

Glass No.	Summer U-Factor	Winter U-Factor	Glass Shd.Coef.	Interior Shading	Interior Shd.Coef
1	0.900	0.910	0.340	2	0.000

Air Handler Input

Air Handler Number 1 Input Data

Name:	Oficina
Terminal type:	Variable Air Volume
Supply fan type:	Draw-thru fan
Calculations performed:	Cooling loads only
Excess supply air:	Adjust
Occurrences:	1
People profile number:	0
Lighting profile number:	0
Equipment profile number:	0
Exhaust may not exceed supply air:	No
Leaving heating coil temp (deg.F):	95.0
Leaving cooling coil RH (%):	95
Cooling coil CFM	0
Misc. Btuh gain - supply side:	0
Misc. Btuh gain - return side:	0
Combined fan & motor efficiency:	80
Static pressure across fan (in.wg.):	1.00
Summer supply duct temp rise (deg.F):	0.000
Summer return duct temp rise (deg.F):	0.000
Winter supply duct temp drop (deg.F):	0.000
Winter return duct temp drop (deg.F):	0.000
Chilled water temp difference (deg.F):	0.000
Hot water temp difference (deg.F):	0.000
Cooling ventilation:	0 Direct
Cooling infiltration:	0 AC/Hr
Heating ventilation:	0 Direct
Heating infiltration:	0 AC/Hr
Pretreated outside air:	none
Pretreated air Summer DB (deg.F):	0
Pretreated air Summer WB (deg.F):	0
Pretreated air Winter DB (deg.F):	0

Design Month	Outdoor Dry Bulb	Outdoor Wet Bulb	Indoor Rel.Hum	Indoor Dry Bulb	Grains Diff	In/Outdoor Correction
January	86	75	50%	73	51.20	0
February	86	75	50%	73	50.39	0
March	86	74	50%	73	47.68	0
April	83	72	50%	73	37.73	-4
May	79	69	50%	73	30.15	-7
June	77	68	50%	73	28.11	-9
July	77	67	50%	73	24.55	-9
August	75	67	50%	73	25.05	-11
September	75	67	50%	73	24.54	-11
October	74	65	50%	73	19.28	-12
November	77	68	50%	73	25.26	-9
December	81	72	50%	73	39.76	-5
Winter	57			75		

Building Summary Loads

Building peaks in February at 5pm.

Bldg Load Descriptions	Area Quan	Sen Loss	%Tot Loss	Lat Gain	Sen Gain	Net Gain	%Net Gain
Roof	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Wall	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Glass	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Floor Slab	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Skin Loads		0	0.00	0	0	0	0.00
Lighting	485	0	0.00	0	1,737	1,737	5.52
Equipment	3,600	0	0.00	0	12,898	12,898	41.02
People	18	0	0.00	3,780	4,725	8,505	27.05
Partition	811	0	0.00	0	409	409	1.30
Cool. Pret.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Heat. Pret.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Vent.	150	0	0.00	5,561	1,906	7,467	23.75
Heat. Vent.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Infil.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Heat. Infil.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Draw-Thru Fan	0	0	0.00	0	428	428	1.36
Blow-Thru Fan	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Reserve Cap.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Reheat Cap.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Supply Duct	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Return Duct	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Misc. Supply	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Misc. Return	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Building Totals		0	0.00	9,341	22,103	31,444	100.00

Building Summary	Sen Loss	%Tot Loss	Lat Gain	Sen Gain	Net Gain	%Net Gain
Ventilation	0	0.00	5,561	1,906	7,467	23.75
Infiltration	0	0.00	0	0	0	0.00
Pretreated Air	0	0.00	0	0	0	0.00
Zone Loads	0	0.00	3,780	19,768	23,548	74.89
Plenum Loads	0	0.00	0	0	0	0.00
Fan & Duct Loads	0	0.00	0	428	428	1.36
Building Totals	0	0.00	9,341	22,103	31,444	100.00

Check Figures

Total Building Supply Air (based on a 21° TD):	861	CFM
Total Building Vent. Air (17.42% of Supply):	150	CFM
Total Conditioned Air Space:	485	Sq.ft
Supply Air Per Unit Area:	1.7764	CFM/Sq.ft
Area Per Cooling Capacity:	185.0	Sq.ft/Ton
Cooling Capacity Per Area:	0.0054	Tons/Sq.ft
Heating Capacity Per Area:	0.00	Btuh/Sq.ft
Total Heating Required With Outside Air:	0	Btuh
Total Cooling Required With Outside Air:	2.62	Tons

Air Handler #1 - Oficina - Summary Loads

Zn No	Description Zone Peak Time	Area People Volume	Htg.Loss Htg.CFM CFM/Sqft	Sen.Gain Clg.CFM CFM/Sqft	Lat.Gain S.Exh W.Exh	Htg.O.A. Req.CFM Act.CFM	Clg.O.A. Req.CFM Act.CFM
1	Oficina	485	0	19,768	3,780	Direct	Direct
	7pm December	18	0	861	0	0	150
		4,770	0.00	1.78	0	0	150
	Zone Peak Totals:	485	0	19,768	3,780		
	Total Zones: 1	18	0	861	0	0	150
	Unique Zones: 1	4,770	0.00	1.78	0	0	150

Air Handler #1 - Oficina - Total Load Summary

Air Handler Description:	Oficina Variable Air Volume
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.17 HP
Fan Input:	80% motor and fan efficiency with 1 in. water across the fan
Sensible Heat Ratio:	0.84 — This system occurs 1 time(s) in the building. —
Air System Peak Time:	5pm in February.
Outdoor Conditions:	Clg: 85° DB, 75° WB, 113.75 grains
Indoor Conditions:	Clg: 73° DB, 50% RH

Because of the diversity in zone, plenum and ventilation loads, the zone sensible peak time in December at 7pm is different from the total system peak time, hence the air system CFM was computed using a zone sensible load of 19,768.

Summer: Ventilation controls outside air, —— Winter: Exhaust controls outside air.

Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (.996 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	19,768 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	428 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			20,196 Btuh
Cooling Supply Air: 20,196 / (.996 X 1.1 X 21) =		861 CFM	
Summer Vent Outside Air (17.4% of supply) =		150 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	1,906 Btuh	150 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			1,906 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			22,103 Btuh
Zone space latent gain:	3,780 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	5,561 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			9,341 Btuh
Total system sensible and latent gain:			31,444 Btuh

Check Figures

Total Air Handler Supply Air (based on a 21° TD):	861	CFM
Total Air Handler Vent. Air (17.42% of Supply):	150	CFM
Total Conditioned Air Space:	485	Sq.ft
Supply Air Per Unit Area:	1.7764	CFM/Sq.ft
Area Per Cooling Capacity:	185.0	Sq.ft/Ton
Cooling Capacity Per Area:	0.0054	Tons/Sq.ft
Heating Capacity Per Area:	0.00	Btuh/Sq.ft
Total Heating Required With Outside Air:	0	Btuh
Total Cooling Required With Outside Air:	2.62	Tons

Zone Detailed Loads (At Zone Peak Times)

Load Description	Unit Quan	-SC- CFAC	CLTD SHGF	U.Fac -CLF-	Sen. Gain	Lat. Gain	Htg. Mult.	Htg. Loss
Zone 1-Oficina peaks (sensible) in December at 7pm, Air Handler 1 (Oficina), Group 0, 45.1 x 10.8, Construction Type: 1 (Light)								
Partition-1-1	485.112		2/2	0.200	233		0.480	233
Partition-2-2	326.1356		2/2	0.200	157		0.480	157
Lights-Prof=2	485	1.000			1,654			
Equipment-Prof=3	3,600	1.000			12,284	0		
People-Prof=1	18.0	1.000			4,500	3,600		
Sub-total					18,827	3,600		0
Safety factors:					+5%	+5%		+5%
Total w/ safety factors:					19,768	3,780		0

Air System #1 (Oficina) Psychrometric Analysis

System Load Analysis	Latent	Grains	Sensible	Temp	CFM
Leaving Coil Condition		54.861		51.991	
Draw-Thru Fan			428	0.454	18
Misc Load on Supply Side			0	0.000	0
Supply Air Duct			0	0.000	0
Zone Loads	3,780	6.482	19,768	20.956	843
Sensible Reserve			0	0.000	0
Zone Condition	3,780	61.343	20,196	73.400	861
Return Air Duct			0	0.000	
Return Air Plenum			0	0.000	
Misc Load on Return Side			0	0.000	
Vent Air 150 CFM	5,561	9.413	1,906	2.021	
Blow-Thru Fan			0	0.000	
Entering Coil Condition	9,341	70.757	22,103	75.421	861

General Psychrometric Equations Used In Analysis:

PR = (Barometric pressure of site / Standard ASHRAE pressure of 29.921)
TSH = PR x 1.10 x CFM x (DB entering - DB leaving)
TLH = PR x 0.68 x CFM x (Grains entering - Grains leaving)
GTH = PR x 4.50 x CFM x (Enthalpy entering - Enthalpy leaving)

TSH	=	0.996	x	1.10	x	861	x (	75.421	-	51.991	) =	22,102	Btuh
TLH	=	0.996	x	0.68	x	861	x (	70.757	-	54.861	) =	9,269	Btuh
SUM	=											31,372	Btuh
GTH	=	0.996	x	4.50	x	861	x (	29.166	-	20.976	) =	31,608	Btuh
Total System Load											=	31,444	Btuh

Chilled and Hot Water Flow Rates and Steam Requirement

Cooling GPM	=	31,608	/ (	0.00	x	500	)	= 0.0 GPM
Heating GPM	=	0	/ (	0.00	x	500	)	= 0.0 GPM
Steam Req.	=	0	/	970				= 0.0 lb./hr

Entering Cooling Coil Conditions

Dry bulb temperature:	75.42	
Wet bulb temperature:	63.92	
Relative humidity:	53.68	
Enthalpy:	29.17	Btu/lbm

Entering Heating Coil Conditions

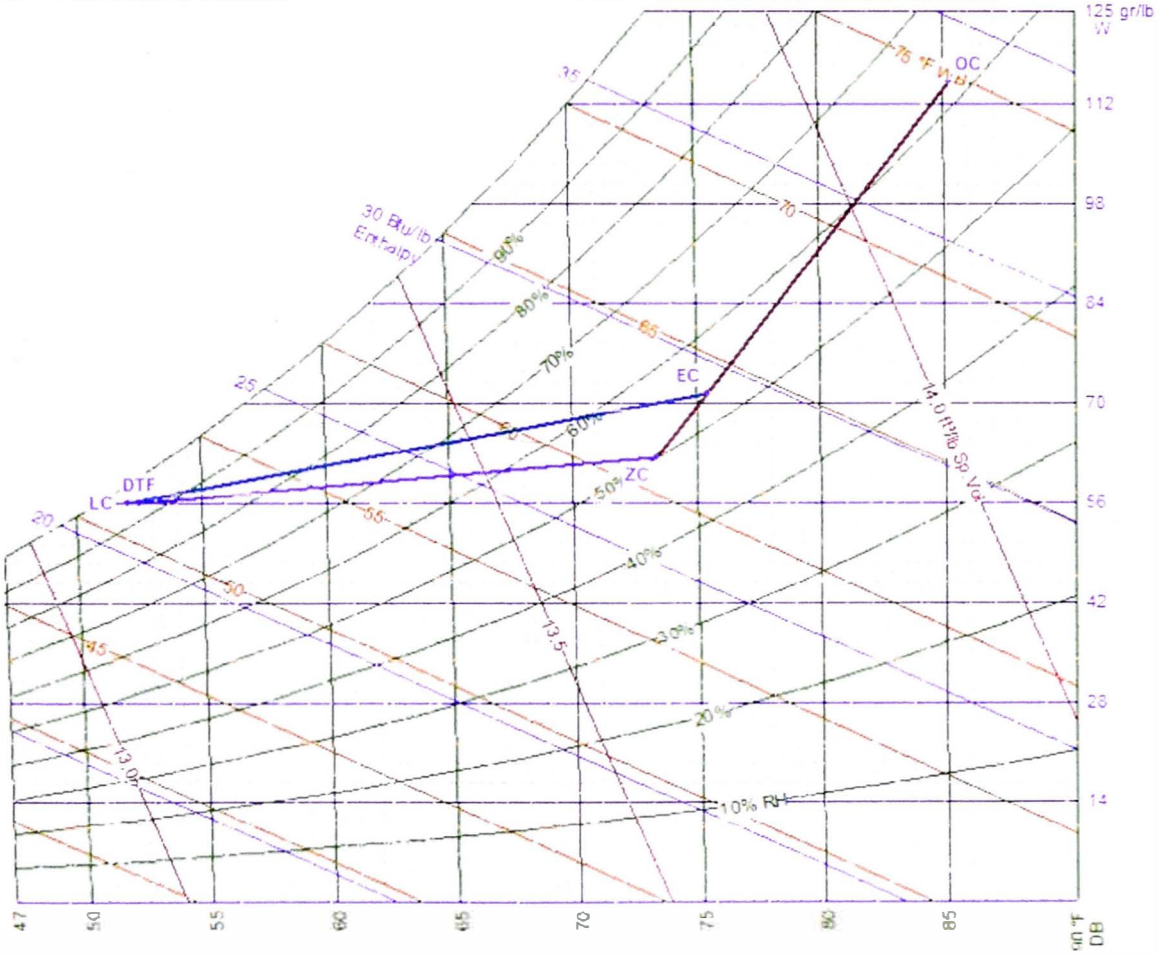
Dry bulb temperature: 75.20

Leaving Cooling Coil Conditions

Dry bulb temperature:	51.99	
Wet bulb temperature:	51.21	
Relative humidity:	95.00	
Enthalpy:	20.98	Btu/lbm

Leaving Heating Coil Conditions

Dry bulb temperature: 75.20

Air System #1 (Oficina) Psychrometric Chart

ZC	Zone Condition	OC	Outdoor Condition
LC	Leaving Coil Condition	EC	Entering Coil Condition
SD	Supply Duct Temperature Rise	RD	Return Duct Temperature Rise
DTF	Draw Through Fan Sensible Gain	BTF	Blow Through Fan Sensible Gain
RE	Reserve or Reheat Sensible Gain	PL	Return Air Plenum Sensible Gain
SM	Supply Side Miscellaneous Sensible Gain	RM	Return Side Miscellaneous Gain
PRE	Pretreated Air Condition	HRV	Heat Recovery Ventilator Condition