UNIVERSIDAD DE PIURA
REPOSITORIO INSTITUCIONAL PIRHUA

METODOLOGÍA DE DISEÑO DE UN SISTEMA TODO-AIRE PARA EL CONTROL DE HUMEDAD EN UN ALMACÉN

Priscila Ramos-Rojas

Piura, noviembre de 2017

FACULTAD DE INGENIERÍA

Departamento de Ingeniería Mecánico-Eléctrica

Ramos, P. (2017). *Metodología de diseño de un sistema todo-aire para el control de humedad en un almacén* (Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico-Eléctrico). Universidad de Piura. Facultad de Ingeniería. Programa Académico de Ingeniería Mecánico-Eléctrica. Piura, Perú.

Esta obra está bajo una licencia
Creative Commons Atribución-NoComercial-SinDerivar 4.0 Internacional

Repositorio institucional PIRHUA – Universidad de Piura

U N I V E R S I D A D D E P I U R A

FACULTAD DE INGENIERÍA

Metodología de diseño de un sistema todo-aire para el control de humedad en un almacén

Tesis para optar el Título de
Ingeniero Mecánico - Eléctrico

Priscila Lizet Ramos Rojas

Asesor: Dr. Ing. Rafael Saavedra García Zabaleta

Piura, Noviembre 2017

A Dios y a mis padres,
por su incondicional apoyo

Prólogo

Los sistemas de refrigeración no sólo se emplean para la climatización y el confort de las personas, también tienen una gran importancia en la industria y en otros sectores como la medicina. Por ejemplo, en las salas de operación de los hospitales se deben cumplir con exigentes requerimientos en cuanto a la calidad del aire puesto que la vida de las personas está en riesgo.

Actualmente, los sistemas de aire acondicionado representan entre el 30 a 40% del consumo energético de un edificio. Es por ello que, dentro de los avances en la industria del aire acondicionado, se pone mayor atención en el ahorro y eficiencia energética de estos sistemas.

Cada año, la implementación de sistemas de aire acondicionado, tanto a nivel residencial, comercial, industrial y de procesos; aumenta, y los ingenieros deben estar preparados para afrontar diferentes requerimientos en cuanto al control de la temperatura y/o de la humedad relativa.

Este proyecto de tesis muestra, de forma general, una metodología de diseño de un sistema de aire acondicionado, se pretende que sirva de base para el mejor entendimiento de estos sistemas. La ingeniería aplicada en este trabajo servirá de aporte a la comunidad dedicada a los sistemas de aire acondicionado y ventilación.

En primer lugar, quiero agradecer a Dios por todo, sin su ayuda no hubiera sido posible redactar este trabajo de tesis. Quiero también darles las gracias a mis padres por su apoyo constante e incondicional. Agradecer además a mi asesor, el Dr. Ing. Rafael Saavedra García Zabaleta, por su guía y orientación durante la elaboración de mi proyecto.

Resumen

Los sistemas de aire acondicionado engloban diferentes sistemas, equipos, elementos para la distribución del aire, y accesorios para su buen funcionamiento. Con este proyecto de tesis se busca dar las pautas generales para el diseño de estos sistemas, específicamente, para el control de humedad en un ambiente de gran volumen.

En este proyecto de tesis se expone una metodología de diseño para sistemas de acondicionamiento de aire, la selección de una unidad de tratamiento y el dimensionamiento del sistema de distribución del mismo.

La metodología implica: el cálculo de carga térmica de un ambiente, que es el primer paso para el diseño. Como punto de partida se deben conocer los datos de ubicación geográfica, aspectos de arquitectura del edificio, cantidad de personas y equipos, potencia de iluminación, horas de funcionamiento, etc.

Mediante las ecuaciones de aire húmedo encontradas en el libro *Fundamentals* de la Asociación Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado, se han calculado todas las propiedades termodinámicas del aire a lo largo del proceso de acondicionamiento.

El sistema de distribución de aire implica: el dimensionamiento de ductos, selección de rejillas y el cálculo de la caída de presión estática a lo largo de toda la red de ductos.

Finalmente, se muestra una opción alternativa para mantener las condiciones de humedad y temperatura en el interior del almacén, para la temporada de invierno, a través de la reutilización del aire caliente que ocurre en la condensación, que normalmente se rechaza al exterior

Índice general

Introducción 1

Capítulo 1. Carga térmica Psicrometría 3
1.1 Carga térmica 3
1.2 Cálculo de cargas térmicas para edificaciones 3
1.3 Ganancias interiores de calor 5
1.3.1 Ocupantes 5
1.3.2 Iluminación 6
1.3.3 Equipos y motores eléctricos 7
1.4 Transmisión de calor a través de las estructuras del edificio 8
1.4.1 Cálculo del coeficiente global de trasferencia de calor 9
1.4.2 Cálculo de diferencia equivalente de temperatura (DTE) 13
1.4.3 Ganancias de calor a través de una superficie de vidrio 14
1.5 Almacenamiento de calor, no simultaneidad y estratificación 18
1.5.1 Almacenamiento de calor 18
1.5.2 Simultaneidad de las cargas de refrigeración 19
1.5.3 Estratificación del calor 20
1.6 Carga sensible y carga latente 21
1.6.1 Carga sensible 21
1.6.2 Carga latente 22
1.7 Hoja de cálculo de carga térmica de enfriamiento 22
1.8 Caudal de aire fresco 23
1.9 Psicrometría 24
1.9.1 Composición del aire húmedo 25
1.9.2 Parámetros de la psicrometría 26

1.9.3 Atmósfera estándar 28
1.10 Diagrama psicrométrico 28
1.10.1 Procesos psicrométricos 29
1.10.2 Mezcla adiabática de dos caudales de aire húmedo 33
1.10.3 Cálculo de los parámetros de diseño de un equipo de aire acondicionado 34
1.10.4 Factor de *by-pass* y factor de contacto 39

Capítulo 2. Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor 41
2.1 Introducción 41
2.2 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor 42
2.3 Principales componentes del ciclo de refrigeración por compresión 45
2.3.1 Compresor 45
2.3.2 Evaporador 47
2.3.3 Condensador 48
2.4 Otros elementos del ciclo de refrigeración por compresión 50
2.5 Principales flujos de aire en un sistema de acondicionamiento de aire 56
2.6 Unidades de tratamiento de aire 57
2.6.1 Módulos o secciones de una manejadora de aire 58
2.6.2 *Free cooling* 62
2.7 Clasificación de los sistemas de acondicionamiento de aire 63
2.8 Sistemas todo-aire 64
2.8.1 Clasificación de los sistemas todo-aire convencionales 65
2.8.2 Sistemas de zona-única 67
2.8.3 Sistemas de volumen de aire constante o VAC 67
2.8.4 Sistemas de volumen de aire variable o VAV 67
2.8.5 Control 69
2.9 Calor residual 70

Capítulo 3. Sistema de distribución de aire 71
3.1 Distribución del aire 71
3.1.1 Elementos para el tratamiento del aire 71
3.1.2 Ventiladores 74
3.2 Ductos para distribución de aire 75
3.2.1 Conceptos básicos 75

3.2.2 Clasificación 76
3.2.3 Montaje de los ductos 77
3.2.4 Equilibrado del sistema 80
3.2.5 Calibre de ductos metálicos y construcción recomendada 80
3.3 Cálculo y dimensionamiento de ductos de aire 82
3.3.1 Gráfico de pérdidas de carga por rozamiento 82
3.3.2 Ductos rectangulares 84
3.3.3 Velocidad del aire 87
3.3.4 Pérdida de carga 88
3.3.5 Pérdida de carga en un elemento del sistema 89
3.4 Métodos de dimensionamiento 91
3.4.1 Sistema de ductos de baja velocidad 91
3.5 Distribución del aire en espacios acondicionados 93
3.6 Clasificación de las unidades de distribución 94
3.7 Velocidad del aire en las unidades de impulsión 98
3.8 Selección de las unidades de impulsión 98
3.9 Rejillas de retorno 98

Capítulo 4. Caso de estudio: Diseño de un sistema todo-aire para control de humedad en un almacén 101
4.1 Introducción 101
4.2 Carga térmica del almacén 102
4.2.1 Condiciones exteriores 102
4.2.2 Condiciones interiores 102
4.2.3 Datos de diseño 102
4.2.4 Coeficientes globales de transmisión de calor U 103
4.2.5 Peso de la estructura 104
4.2.6 Día de mayor aportación solar 106
4.2.7 Flujo de calor por radiación a través de las claraboyas 107
4.2.8 Diferencia equivalente de temperatura 108
4.2.9 Cálculo de la carga térmica 109
4.3 Psicrometría del sistema 111
4.3.1 Ecuaciones para el cálculo de las propiedades del aire 111
4.3.2 Procedimiento de cálculo 113
4.3.3 Capacidad total del equipo 115

4.4 Selección del sistema 118
4.4.1 Temperatura de condensación 118
4.5 Especificaciones del equipo de tratamiento de aire 120
4.5.1 Gabinete 120
4.5.2 Ventiladores 120
4.5.3 Parte eléctrica 121
4.6 Selección del equipo climatizador 121
4.6.1 Funcionamiento del equipo 125
4.6.2 Componentes del equipo 126
4.7 Funcionamiento y diseño del sistema de aire acondicionado 127
4.7.1 Ubicación 127
4.7.2 Modos de funcionamiento: verano e invierno 127
4.7.3 Marcha/parada y control de humedad 132
4.7.4 Humidostato 132
4.7.5 Recomendaciones 132
4.8 Diseño de ductos y rejillas de impulsión de aire 132
4.8.1 Rejillas de impulsión de aire 133
4.8.2 Dimensionamiento de los ductos 134
4.8.3 Cálculo de la pérdida de presión estática 136
4.9 Puesta en marcha 138

Conclusiones 141

Refrencias Bibliográficas 142

Anexos 145

Introducción

El proceso para el diseño de un sistema de aire acondicionado empieza por el cálculo de la carga térmica del ambiente, para ello, es necesario conocer todos los elementos que forman parte de ese ambiente, desde la cantidad de personas, potencia de iluminación, orientación del edificio, dimensiones, paredes y techos soleados y en sombra, horas de funcionamiento, aplicación a la que sirve, condiciones exteriores del lugar y por supuesto, las condiciones interiores a las que se quiere llegar.

La Psicrometría, es la ciencia que estudia las propiedades del aire húmedo, permite estudiar el proceso que sufre el aire desde las condiciones exteriores hasta las condiciones interiores de diseño. Haciendo uso de la Psicrometría se pueden calcular diferentes aspectos del equipo climatizador, desde su capacidad de enfriamiento, hasta la cantidad de agua que se deshumecta del ambiente, el caudal de aire de suministro necesario del equipo para llegar a las condiciones de climatización exigidas. Este proceso puede hallarse gráficamente en el diagrama psicrométrico pero también pueden calcularse las propiedades del aire a través de ecuaciones, para ello, en este trabajo, se ha recurrido a las ecuaciones que proporciona la asociación americana ASHRAE.

Para la buena distribución del aire de suministro en el ambiente, existen diferentes aspectos a tomar en cuenta como la simetría de la red de ductos y las velocidades recomendadas de impulsión de aire de acuerdo a los diferentes tipos de ambientes que se puedan tener. La fabricación y montaje de la red de ductos también es importante para no generar excesivas pérdidas de carga que además dificulten el paso del aire hasta la última rejilla de impulsión de aire. También es necesario calcular la pérdida de carga presente en la red de ductos con el fin de calcular la potencia del ventilador impulsor.

Un aspecto que cabe resaltar de este trabajo, es el aprovechamiento del aire caliente proveniente de la condensación, que normalmente se rechaza al exterior, con el fin de emplearlo para climatizar el almacén en estudio en la temporada de invierno.

En el primer capítulo se desarrolla el procedimiento a seguir para el cálculo de la carga térmica de un ambiente, así como el uso de la Psicrometría para el cálculo de la capacidad del equipo.

En el segundo capítulo se enfoca en los equipos y sistemas de aire acondicionado, desde su funcionamiento a través del ciclo de refrigeración por compresión de vapor, las partes fundamentales que conforman el circuito; y finalmente, los sistemas todo-aire que emplean como equipo central a las unidades de tratamiento de aire.

En el tercer capítulo se hace referencia al sistema de distribución del aire, los métodos de dimensionamiento de los ductos, la selección de las unidades de distribución de aire, las velocidades recomendadas a través de los ductos y rejillas. Asimismo, del cálculo de la pérdida de carga a través de ductos y accesorios del sistema.

En el cuarto capítulo se aplica toda la metodología descrita en los capítulos anteriores para diseñar un proyecto de aire acondicionado, desde el cálculo de la carga térmica, de la capacidad del equipo, la selección del sistema, el dimensionamiento de los ductos y rejillas y de la pérdida de carga del sistema de distribución de aire.

Capítulo 1

Carga térmica y Psicrometría

1.1 Carga térmica

Las cargas térmicas de un edificio pueden incluir cargas térmicas de enfriamiento o de calefacción. En el presente trabajo, se hará énfasis en el estudio sobre el cálculo de cargas de enfriamiento. A continuación, se desarrolla la descripción del proceso y de los elementos que, normalmente, intervienen en la realización del cálculo de cargas de refrigeración. Esta descripción ha sido adaptada básicamente de lo que el *Manual de Aire Acondicionado*, Carrier, 2009, sugiere para este cálculo. Cabe resaltar que, para el diseño de un sistema de aire acondicionado, el cálculo de cargas térmicas es el primer paso del proceso de diseño.

1.2 Cálculo de cargas térmicas para edificaciones

La carga térmica es la cantidad de calor que se debe extraer o añadir a un ambiente para mantenerlo a determinadas condiciones internas de temperatura y humedad relativa.

Para el cálculo de la carga térmica de enfriamiento se deben considerar los meses de la temporada de verano y las condiciones exteriores de temperatura y humedad relativa más críticas.

La carga térmica está conformada por la suma del calor sensible y el calor latente:

- *Calor sensible*: es el flujo de energía que se extrae o se adiciona a un sistema con el fin de cambiar sus condiciones de estado variando su temperatura.
- *Calor latente*: es el flujo de energía que se extrae o se adiciona a un sistema para cambiarlo de fase. En el caso del aire, el calor latente es el flujo de energía que se extrae o añade para variar su humedad absoluta.

Para llevar a cabo una estimación realista de las cargas térmicas en el ambiente a climatizar es fundamental el estudio de todos los componentes que generan calor dentro del ambiente, dichos componentes son los datos de entrada que necesita el proyectista. A continuación, se enumeran estos datos:

1. *Aplicación o finalidad del ambiente*: las condiciones interiores no serán las mismas si se trata de una oficina, hospital, colegio, fábrica, taller, centro comercial, etc.

2. *Ocupación*: contar con datos como el número de personas, tiempo de ocupación y actividad física. Cuando no se cuenta con el número exacto de ocupantes, se puede estimar por metros cuadrados según las recomendaciones de la Normativa Peruana.

3. *Dimensiones del ambiente*: como ancho, largo y altura, altura del cielo raso, espacio entre cielo raso y vigas.

4. *Arquitectura del local*: conocer los materiales de la construcción, las características de las ventanas y puertas como dimensiones, tipo de marco, tipo de persianas, frecuencia de empleo. Otros elementos importantes son las escaleras y las montantes.

5. *Orientación y ubicación geográfica*: es importante conocer los puntos cardinales para considerar los efectos del sol y del viento, también es necesario conocer la existencia de edificios o construcciones vecinos y las condiciones térmicas a las que se encuentran. Además, la latitud, altitud y hemisferio.

6. *Condiciones exteriores*: temperatura de bulbo seco y humedad relativa exteriores, estos datos son muy importantes porque determinan el contenido entálpico del aire y por ende la diferencia de entalpía entre el aire interior y el aire exterior; además afectan directamente la capacidad del equipo que se está diseñando (esto se verá más adelante en el apartado de Psicrometría).

7. *Variación de la temperatura exterior a lo largo del día*: es la diferencia entre el promedio de las temperaturas más altas y el promedio de las temperaturas más bajas que se dan durante el día en los meses de verano. Por ejemplo, para la ciudad de Lima se puede considerar que la variación es de 8°C, tomando como referencia una temperatura máxima de 30°C y una temperatura mínima de 22°C.

8. *Condiciones interiores* o *condiciones de sala*: temperatura de bulbo seco y humedad relativa, requeridas en el interior.

9. *Potencia máxima instalada en iluminación*: tipo de luminarias y horario de encendido. Cuando no se cuenta con el dato de iluminación, se puede considerar un valor en vatios por metro cuadrado.

10. *Horas de funcionamiento del equipo*: indican el número de horas que trabajará el equipo de aire acondicionado, generalmente, se toman los valores de 12, 16 o 24 horas. Una buena práctica es considerar 16 horas. Además, es importante conocer el horario de funcionamiento del edificio, si es continuo o intermitente durante el día, si sólo funciona en días laborables, si funciona continuamente durante todo el año, si funciona por temporadas de verano o invierno.

11. *Almacenamiento térmico del local*: este dato considera el calor que absorbe el edificio y que almacena durante todo el día. Es función del espesor de las paredes exteriores, peso de la estructura y orientación del local.

12. *Equipos y motores*: es importante conocer su potencia nominal, calor disipado, emisión de vapor, y régimen de trabajo. Estos datos, normalmente, se encuentran en las hojas técnicas de los fabricantes, también es posible estimarlos de acuerdo a la experiencia con casos análogos.

Respecto a las condiciones interiores, en el Anexo 1 se muestra una tabla con las condiciones interiores recomendadas de acuerdo a las aplicaciones industriales que pueda tener determinada edificación. Esta tabla es sólo una guía para el ingeniero proyectista, muchas veces los requerimientos de condiciones interiores las propone el cliente.

1.3 Ganancias interiores de calor

Las ganancias interiores de calor son todas aquellas cantidades de calor latente y sensible que se producen en el interior del local a acondicionar debidas a los ocupantes, iluminación, equipos, motores, tuberías, etc.

1.3.1 Ocupantes

Cuando se desconoce la cantidad de personas que ocupará un local, se puede estimar de acuerdo a lo que se indica en la Norma Peruana A.070 Comercio, Capítulo II: Condiciones de habitabilidad, Artículo 7 (ver Tabla 1.1).

Tabla 1.1. Número de personas de una edificación comercial

Servicio	Número de personas
Tienda independiente	5,0 m^2 por persona
Salas de juegos, casinos	2,0 m^2 por persona
Gimnasios	4,0 m^2 por persona
Galería comercial	3,0 m^2 por persona
Tienda por departamentos	4,0 m^2 por persona
Locales con asientos fijos	Número de asientos
Mercados mayoristas	5,0 m^2 por persona
Supermercados	2,0 m^2 por persona
Mercados minorista	2,0 m^2 por persona
Restaurante	2,5 m^2 por persona
Discotecas	1,0 m^2 por persona
Patios de comida	2,5 m^2 por persona
Bares	1,0 m^2 por persona
Tiendas	5,0 m^2 por persona
Áreas de servicio	20,0 m^2 por persona

Los casos no expresamente mencionados considerarán el uso más parecido.
En caso de edificaciones con dos o más tipologías se calculará el número de ocupantes correspondiente a cada área según su uso. Cuando en una misma área se contemplen usos diferentes deberá considerarse el número de ocupantes más exigente.

Fuente: Norma Peruana A.070

En la Tabla 1.2 se muestran las ganancias térmicas, sensibles y latentes, de una persona según la actividad que se realice, la temperatura de bulbo seco del local y el nivel de metabolismo. La Tabla 1.2 se basa en la cantidad de calor media liberada por un hombre adulto de 68 kg de peso y una permanencia en el local de más de tres horas. Para considerar el calor desarrollado por una mujer y un niño, se considera el 85% el 75%, respectivamente, de los valores que aparecen en la tabla.

Tabla 1.2. Ganancias debidas a las personas

GRADO DE ACTIVIDAD	TIPO DE APLICACION	Metabolismo hombre adulto (W)	Metabolismo medio (W)	TEMPERATURA DE BULBO SECO DEL LOCAL									
				28°C		27°C		26°C		24°C		21°C	
				W		W		W		W		W	
				Sens.	Lat.	Sens.	Lat.	Sens.	Lat.	Sens.	Lat.	Sens.	Lat.
Sentado, en reposo	Teatro, escuela primaria	114	102	51	51	57	45	61	41	67	35	75	27
Sentado, trabajo muy ligero	Escuela secundaria	131	116	52	64	56	60	63	53	70	46	79	14
Trabajador de oficina	Oficina, hotel, departamento, escuela superior	139	131	52	79	58	73	63	68	71	60	82	49
De pie, marcha lenta	Almacén, tienda	161											
Sentado, de pie	Farmacia	161	146	52	94	58	88	64	82	74	72	85	61
De pie, marcha lenta	Banco	161											
Sentado	Restaurante	146	161	56	106	64	97	71	90	82	79	94	67
Trabajo ligero	Fábrica, taller	234	219	56	164	64	155	72	147	86	133	107	113
Baile o danza	Sala de baile	263	248	64	184	72	176	80	168	95	153	117	131
Marcha, 5 km/h	Fábrica, trabajo bastante activo	292	292	79	213	88	204	96	196	111	181	135	158
Trabajo activo	Pista de *bowling*, fábrica	438	423	131	292	136	288	142	282	153	270	176	247

Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte 1, c. 7, p. 1-69.

1.3.2 Iluminación

La iluminación en un local forma parte de la carga sensible del mismo. Los elementos de iluminación emiten calor por radiación, un porcentaje de este calor es absorbido por los materiales y elementos del local, existe también una pequeña cantidad de calor que genera estratificación del calor emitido por convección.

Los elementos de iluminación que se pueden encontrar son:

- Lámparas incandescentes, que transforman sólo un 10% de la energía consumida en luz, el resto lo disipan en forma de calor por radiación, convección y conducción. Un 80% de la energía consumida se disipa en calor por radiación y el 10% restante por convección y conducción. Cada vez están más en desuso debido a su alto consumo energético.
- Lámparas fluorescentes, transforman un 25% de la energía consumida en luz, otro 25% se disipa en forma de calor por radiación, y el resto se disipa en calor por conducción y convección. Este tipo de lámparas necesitan de dos elementos importantes, el cebador o arrancador para generar una sobretensión mediante un arco eléctrico, y del balasto o reactancia para limitar la intensidad eléctrica; el balasto disipa calor que también se debe tener en cuenta el cálculo del calor generado.
- Lámparas LED, son lámparas que emplean diodos emisores de luz o *light emitting diodes*, de ahí el nombre LED, como fuente lumínica. Son las lámparas que más se emplean actualmente debido a su considerable ahorro energético, arranque instantáneo, resistencia a los continuos encendidos y apagados, y su mayor vida útil; tienen un costo mayor que las otras lámparas, pero con los años su precio ha ido decreciendo.

En el Anexo 2, se muestra una tabla extraída de *Standard 90.1: Energy Standard for buildings except low-rise residential buildings* de ASHRAE[1], con los valores de Vatios de iluminación LED por metro cuadrado según la aplicación del local. Esta tabla se recomienda para edificios donde se busca la certificación *LEED*[2].

1.3.3 Equipos y motores eléctricos

Algunos equipos presentes en los locales pueden ser fuente de calor sólo sensible como las computadoras y proyectores. También es posible encontrar elementos que generan vapor, en ese caso, son fuente de calor sensible y latente, se trata de los equipos que realizan funciones de cocción o secado como los hornos, secadores, o las marmitas que se encuentran en los laboratorios; se pueden incluir también elementos como los platos calientes o hervidores de agua. En algunos casos, es posible también encontrar equipos que realizan combustión, como los equipos de gas, estos equipos producen un calor latente suplementario.

Para el caso de motores eléctricos, la potencia consumida se emplea casi toda en la producción de trabajo mecánico. Las relaciones de las transformaciones de energía que se producen en un motor eléctrico son:

$$\dot{W}_m = \dot{W}_e \eta \tag{1.1}$$

$$\dot{W}_t = \dot{W}_e (1-\eta) \tag{1.2}$$

Siendo:

Símbolo	Descripción	Unidades
$\dot{W}_m$	Potencia mecánica entregada	W
$\dot{W}_e$	Potencia eléctrica absorbida	W
$\dot{W}_t$	Potencia térmica disipada	W
η	Eficiencia del motor en tanto por uno	

Dependiendo de la ubicación del motor y del equipo accionado por el mismo, se pueden presentar diferentes situaciones:

- Cuando el motor se ubica dentro del local y la máquina accionada se ubica fuera, el aporte de calor viene dado por $\dot{W}_t$.
- Cuando el motor se ubica fuera del local y la máquina accionada se ubica dentro, el aporte de calor viene dado por $\dot{W}_m$.
- Cuando tanto el motor y la máquina accionada se ubican dentro del local, el aporte de calor viene dado por $\dot{W}_e$.

El rendimiento del motor depende de las características del mismo y es proporcionado por el fabricante. En caso no se tenga el dato exacto del rendimiento, se puede tomar en cuenta los valores que muestran en la Tabla 1.3.

---

[1] ASHRAE: *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditiong Engineers*.

[2] Acrónimo de *Leadership in Energy and Environmental Design*. Es un sistema de certificación para edificios sostenibles desarrollado por el consejo *US Green Building Council*, implica diversos aspectos como empleo de energías alternativas, alta calidad de las condiciones interiores, eficiencia del consumo del agua, selección de materiales, aplicación de sistemas o equipos energéticamente eficientes, entre otros.

Tabla 1.3. Rendimiento aproximado de motores eléctricos de jaula de ardilla

Potencia (kW)	0,05	0,1	0,5	1	5	15	30	50	90
Eficiencia (%)	50	60	70	83	88	92	93	94	95

Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte I, c. 7, p. I-73

Existen también otras fuentes de ganancias internas como las debidas a tuberías que cruzan un local y depósitos cerrados que se encuentren en el interior, estos elementos pueden generar o absorber calor sensible dependiendo de si su temperatura es mayor o menor a la del local, o depósitos abiertos, cuya temperatura es superior a la temperatura del punto de rocío del aire del ambiente, en ese caso entregan un aporte de calor latente; pero su aporte de calor es muy bajo y no es relevante para el cálculo de cargas térmicas; en caso el calor generado sea significante, existen fórmulas para su cálculo.

1.4 Transmisión de calor a través de las estructuras del edificio

Como ya se mencionó anteriormente, debido a la diferencia de temperatura entre dos puntos de un mismo sistema, se establece un flujo de calor desde el punto más caliente al más frío. El cálculo de calor a través de una superficie se puede realizar con la siguiente ecuación:

$$Q = U \times A \times \Delta T \tag{1.3}$$

Siendo:

Símbolo	Descripción	Unidades
Q	Calor que atraviesa una superficie	W
U	Coeficiente global de transferencia de calor	$W / m^2 °C$
A	Área de la superficie de transferencia de calor	m^2
ΔT	Diferencia de temperaturas	$°C$

Existen dos conceptos para el valor de ΔT:

Cuando se trata de un sistema estacionario, es decir, cuando el flujo de calor a través de la superficie es constante. Es el caso de las paredes, muros o techos interiores de un edificio. El valor de ΔT es la diferencia de las *temperaturas reales en ambos lados de la pared*.

Cuando se trata de un sistema no estacionario, es decir, el flujo de calor a través de la superficie es variable en el tiempo. Este es el caso de las paredes y techos exteriores de un edificio, ya que reciben la influencia de la radiación solar y la temperatura exterior que son variables durante el día. Para resolver el inconveniente del flujo de calor variable, se determina el concepto empírico de *diferencia de temperatura equivalente* o *DTE*, definido como la diferencia de temperatura de aire exterior e interior que resulta del flujo de calor total a través de la estructura originado por las variaciones a lo largo del día de la radiación solar y la temperatura exterior. Se reescribe entonces la ecuación (1.3) de la siguiente manera:

$$Q = U \times A \times DTE \tag{1.4}$$

La diferencia equivalente de temperatura depende de la latitud del lugar, la orientación de la pared y la hora del día; sus valores se pueden encontrar en tablas. Debido a la resistencia térmica de las paredes y techos a la conducción de calor, se genera un retardo de 2 a 5 horas, dependiendo del espesor y del material, en manifestarse el efecto en el local.

Existen diversos métodos para el cálculo de cargas térmicas, el que se estudia en este trabajo es el método que considera el concepto de la DTE, el cual fue introducido por primera vez en 1972 en el *Handbook Fundamentals* de la ASHRAE. En las versiones más recientes del *Handbook Fundamentals*, 2005 se explican dos nuevos métodos: el de Balance de Calor (HB) y el de Serie Radiante en el Tiempo (RTS), los cuales consideran una teoría mucho más compleja del comportamiento de la radiación solar a lo largo del día.

La diferencia de temperaturas entre el aire exterior e interior produce un flujo de calor desde el aire exterior, que se encuentra más caliente, primero por convección hasta la superficie exterior de la pared, luego por conducción a través de la misma, y finalmente otra vez por convección hasta el aire interior del local. A este flujo de calor se le denomina *calor por transmisión*, es decir, la transmisión incluye los efectos de la conducción y la convección. Por otro lado, la *radiación solar* incidente sobre las paredes exteriores o techos provoca un aumento de energía interna en el material que se encuentra más al exterior, y por consiguiente un aumento de temperatura. Si esta temperatura es mayor que la del resto de la pared, se producirá un flujo de calor por conducción hasta el interior de la pared siguiendo hasta el aire interior del local por convección.

El flujo de calor por radiación se superpone al flujo de calor debido a la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior, también denominado de transmisión. Cuando el cálculo se realiza para las primeras horas de la mañana, puede suceder que los flujos de calor tengan sentidos contrarios.

1.4.1 Cálculo del coeficiente global de trasferencia de calor

El coeficiente de transmisión global de transferencia de calor U se determina a través de la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{R_T} \tag{1.5}$$

Siendo R_T la resistencia térmica de todos los materiales o componentes que intervienen en dicha transferencia:

$$R_T = R_1 + R_2 + R_3 + \ldots + R_n \tag{1.6}$$

Como se puede ver, el valor U es la inversa de la resistencia térmica, esto significa que se le puede considerar como un indicador del calor que permite pasar a través de una superficie: a mayor valor de U, mayor calor entra al ambiente. Es posible encontrar el valor del coeficiente en tablas, pero en el presente trabajo se desarrolla el cálculo de este valor, de esta forma se pueden considerar diversas configuraciones de construcción.

Las paredes pueden ser de dos tipos: paredes exteriores (reciben incidencia solar) y paredes interiores. En la Figura 1.1 se muestra el esquema de una pared exterior, la cual, como ya se mencionó anteriormente, se ve afectada por un flujo de calor por transmisión:

R_1 : Resistencia térmica exterior, la cual, al considerar la convección, también se le conoce como *coeficiente pelicular exterior* o $h_{exterior}$.
R_2 : Resistencia térmica del enlucido exterior.
R_3 : Resistencia térmica del muro.
R_4 : Resistencia térmica del enlucido interior.
R_5 : Resistencia térmica interior, la cual, al considerar la convección, también se le conoce como *coeficiente pelicular interior* o $h_{interior}$.

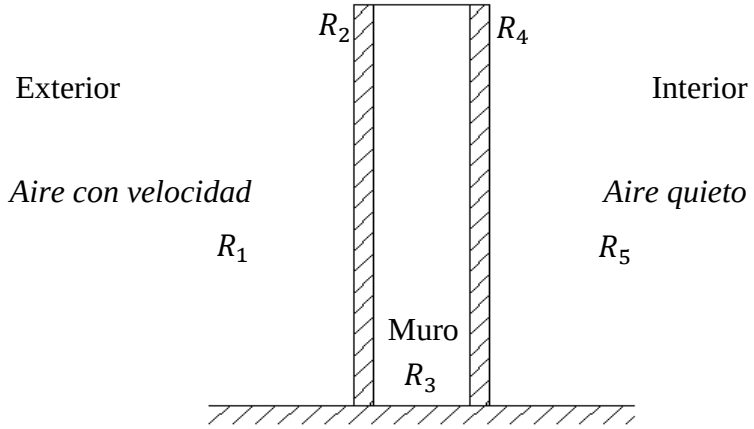


Figura 1.1. Esquema de transferencia de calor a través de un muro
Fuente: Elaboración propia

En el *Manual de Aire Acondicionado*, *2009* de Carrier, se proporciona una tabla de resistencias térmicas para materiales de construcción, materiales aislantes y el aire[3]. De esta tabla se han extraído los datos de los siguientes materiales: ladrillo, hormigón y enlucidos (Tabla 1.4), aire (Tabla 1.5).

Los valores de las resistencias R_2, R_3 y R_4 se obtienen de la Tabla 1.4 y los valores de las resistencias R_1 y R_5 de la Tabla 1.5.

La resistencia R_1, para el caso de verano, tiene un valor de 0,04472 m^2K/W (velocidad del viento 12 km/h). La resistencia R_5 puede tomar cualquiera de los valores, dependiendo de la posición de la pared, correspondientes a aire quieto. En el caso de paredes interiores, la resistencia R_1 se considera como otra resistencia R_5, es decir, como aire quieto.

En la Figura 1.2 se muestra el esquema de una edificación y algunas direcciones de calor posibles que se pueden encontrar. Por ejemplo, el valor de la resistencia que corresponde al flujo de calor Q_2 es: $R_5 = 0{,}1204\ m^2K/W$ por el espesor de la pared respectiva (en metros).

[3] Tabla 17 - Resistencia térmica R - materiales de construcción y aislamiento (m^2K/W), c. I, pI-51, I-52, I-53.

Tabla 1.4. Resistencia térmica R de materiales de construcción (m^2K/W)

Material	Descripción	Peso específico (kg/m3)	Resistencia R	
			Por m de espesor	Por el espacio considerado - $x10^{-3}$
MATERIAL DE CONSTRUCCIÓN				
Elementos de albañilería	Ladrillo ordinario	1920	1,41	0,00
	Ladrillo de paramento	2080	0,774	0,00
	Ladrillo hueco (espesor):			
	- 1 alvéolo (75mm)	960	0,00	141,04
	- 1 alvéolo (100mm)	768	0,00	196,08
	- 2 alvéolos (150mm)	800	0,00	268,32
	- 2 alvéolos (200mm)	720	0,00	325,94
	- 2 alvéolos (250mm)	672	0,00	391,3
	- 3 alvéolos (300mm)	640	0,00	447,20
Enlucidos	Cemento	1856	1,38	0,00
	Yeso:			0,00
	Ligero	720	4,47	0,00
	Ligero sobre entramado metálico	720	4,47	0,00
	Perlita	720	4,64	0,00
	Arena	1680	1,20	0,00
	Arena sobre entramado metálico	1680	1,20	0,00
	Arena sobre entramado de madera	1680	0,00	70,52
	Vermiculita	720	4,04	0,00
Materiales para techumbres	Placas de fibrocemento	1920	0,00	36,98
	Asfalto	1120	0,00	25,80
	Baldosas de asfalto	1120	0,00	77,40
	Revestimiento de terraza o azotea	1120	6,19	0,00
	Tejas planas	3216	0,00	8,60
	Metal de chapa		Despre-ciable	0,00
	Madera en planchas	640	0,00	165,98

Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte 1, c. 5, p. I-51, I-52

Se puede concluir que el valor del coeficiente global *U* depende de los materiales que constituyen la pared o techo, el espesor de la misma y los coeficientes peliculares interior y exterior.

Tabla 1.5. Resistencia térmica R del aire (m^2K/W)

Flujo de calor por convección	Posición de pared	Dirección de flujo de calor	Espesor (mm)	Resistencia R (Por el espesor considerado – x 10^{-3})
Aire quieto	Horizontal	Ascendente		*107,50*
	Inclinación de 45°	Ascendente		*109,22*
	Vertical	Horizontal		*120,40*
	Inclinación de 45°	Descendente		*135,88*
	Horizontal	Descendente		*163,40*
Viento de 29 km/h	Todas las posiciones (invierno)	Todas las direcciones		*30,10*
Viento de 12 km/h	Todas las posiciones (verano)	Todas las direcciones		*44,72*

Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte 1, c. 5, p. I-53

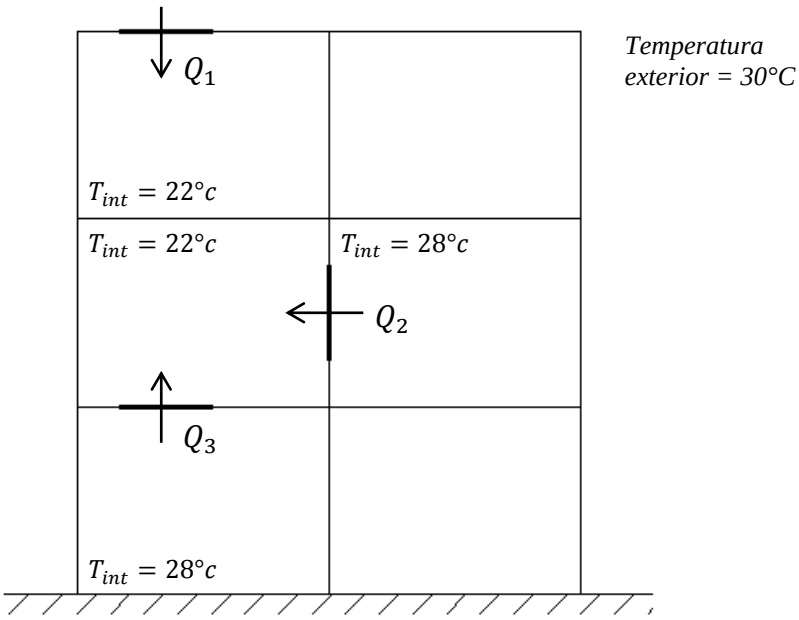


Figura 1.2. Esquema de la dirección del flujo de calor a través de una pared
Fuente: Elaboración propia

Para los vidrios, el coeficiente global de transferencia de calor U_{vidrio}, medido en $W/m^2°C$, se puede calcular con la siguiente expresión:

$$\frac{1}{U_{vidrio}} = \frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}} + \frac{e}{k} \qquad (1.7)$$

Siendo:

Símbolo	Descripción	Unidades
h_{int}	Coeficiente pelicular interior	$W/m^2°C$
h_{ext}	Coeficiente pelicular exterior	$W/m^2°C$
e	Espesor del vidrio	m
k	Conductividad térmica del vidrio	$W/m°C$

Los valores U de los diversos tipos de vidrio se pueden obtener directamente del fabricante, pero también se pueden tomar como referencia los que aparecen en tablas (ver Tabla 1.6).

Tabla 1.6. Coeficientes de transmisión global U - ventanas (W/m^2K)

	VIDRIO										
	Vertical							Horizontal			
	Sencillo	Doble			Triple			Sencillo		Doble	
Espesor de lámina de aire (mm)		6	13	20 -100	6	13	20 - 100	Verano	Invierno	Verano	Invierno
Chasis simple	6,40	3,49	0.44	3,02	2,33	1,98	1,86	4,89	7,91	2,79	3,95
Chasis doble	3,02							2,44	3,61		

Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte 1, c. 5, p. 1-50

1.4.2 Cálculo de diferencia equivalente de temperatura (DTE)

Como ya se explicó anteriormente, el concepto de DTE aplica sólo para paredes y techos expuestos al exterior. En las tablas 1.7 y 1.8 se muestran los valores de la *DTE* para paredes y techos soleados o a la sombra. Estos valores se han calculado siguiendo el método de Schmidt, que toma en cuenta las siguientes consideraciones:

- Radiación solar en el mes de Julio y a 40° de latitud norte.
- Variación máxima de 11°C de la temperatura exterior de bulbo seco a lo largo de 24 horas.
- Temperatura exterior máxima de 35°C y temperatura interior de diseño de 27°C.
- Coeficiente de absorción de paredes y techos de 0,90. Para paredes claras este coeficiente es de 0,50; para paredes de color medio de 0,70.
- Hora considerada: hora solar.

Cuando el local en estudio presenta condiciones diferentes de las que han servido como base para la construcción de las tablas 1.7 y 1.8, se deben realizar correcciones a estos valores. La *DTE* corregida se puede determinar con la siguiente expresión empírica:

$$DTE_c = a + DTE_{sombra} + b\frac{R_s}{R_m}\left(DTE_{soleado} - DTE_{sombra}\right) \qquad (1.8)$$

Siendo:

Nomenclatura	Descripción	Unidades
DTE_c	Diferencia equivalente de temperatura corregida	°C
a	Factor de corrección proporcionado en la Tabla 1.9 considerando un incremento diferente de 8°C entre la temperatura interior y temperatura exterior (tomada a las 15 horas del mes considerado para el cálculo) y una variación de la temperatura exterior a lo largo del día diferente de 11°C.	
DTE_{sombra}	DTE a la hora considerada referida a la pared a la sombra (pared sur)	ºC
$DTE_{soleado}$	DTE a la hora considerada para la pared o techo soleado (Tabla 1.7 o Tabla 1.8).	ºC
b	Coeficiente que considera el color de la pared exterior. Para colores oscuros: b=1. Para colores medios: b=0.78. Para colores claros: b=0.55.	
R_s	Máxima insolación correspondiente al mes, latitud y orientación considerados para el cálculo, a través de una superficie acristalada para la orientación en análisis; vertical en el caso de pared y horizontal en el caso de techo.	W/m^2
R_m	Máxima insolación en el mes de Julio, a 40° latitud Norte a través de una superficie acristalada para la orientación en análisis, vertical en el caso de pared y horizontal en el caso de techo.	W/m^2

Las tablas con referencia de orientaciones que aparecen en diferentes bibliografías como el *Manual de Aire Acondicionado* de Carrier, corresponden muchas veces al hemisferio norte; sin embargo, también pueden aplicarse para el hemisferio sur si se toman en cuenta estas equivalencias:

Orientación en el hemisferio norte	***Orientación en el hemisferio sur***
Noreste	Sureste
Este	Este
Sureste	Noreste
Sur	Norte (sombra)
Suroeste	Noroeste
Oeste	Oeste
Noroeste	Suroeste
Norte (sombra)	Sur

1.4.3 Ganancias de calor a través de una superficie de vidrio

Cuando un haz de luz incide sobre una superficie, una fracción del rayo se refleja, otra se transmite y otra se absorbe. La radiación que atraviesa la atmósfera y llega a la tierra es de dos tipos: *difusa* y *directa*. La radiación que sigue una trayectoria recta es directa, el resto se le conoce como difusa. Los valores de estas dos radiaciones son variables y dependen de: la distancia que deben recorrer los rayos a través de la atmósfera hasta alcanzar una superficie de la tierra y del grado de opacidad de la atmósfera, que como se sabe, no es constante sobre toda la atmósfera. La intensidad de la radiación es inversamente proporcional a la distancia de la Tierra al sol. Cuando la distancia a recorrer es mayor y/o la atmósfera es más limpia, la cantidad de calor que llega a la superficie terrestre es menor.

Cuando la radiación solar incide directamente sobre una superficie, ésta se calienta. Si dicha superficie es parte de un edificio, una fracción del calor se refleja y otra es transmitida al interior del edificio. Muchas veces el aporte de calor por radiación llega a ser el 50% de la ganancia total de calor. Es por ello que es de gran importancia un correcto análisis de la radiación solar sobre un edificio, sin embargo, también es importante la selección de los materiales de construcción y el diseño arquitectónico de las superficies que están expuestas a la radiación.

Cuando los rayos solares inciden sobre una superficie, la cantidad de calor transmitido y reflejado a dicha superficie depende principalmente de dos factores: (1) el grado de opacidad, color y rugosidad de la superficie, y (2) el ángulo de incidencia.

Una superficie de color oscuro absorbe más calor por radiación que una superficie de color claro, así como una superficie con mayor rugosidad favorece la absorción de calor. El ángulo de incidencia es el ángulo formado por la dirección los rayos del sol y la normal a la superficie. El ángulo de incidencia depende de la latitud, de la época del año y de la hora del día.

Tabla 1.7. Diferencia equivalente de temperatura (°C). Muros soleados o en sombra*

Orienta-ción	Peso del muro (kg/m²)	HORA SOLAR																						
		MAÑANA							TARDE												MAÑANA			
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
NE	100	2,8	8,3	12,2	12,8	13,3	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1
	300	-0,5	-1,1	-1,1	2,8	13,3	12,2	11,1	8,3	5,5	6,1	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5
	500	2,2	1,7	2,2	2,2	2,2	5,5	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,9	3,3	3,3	2,8	2,8
	700	2,8	2,8	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	5,5	7,8	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9	3,9
E	100	0,5	9,4	16,7	18,3	20,0	19,4	17,8	11,1	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7
	300	-0,5	-0,5	0	11,7	16,7	17,2	17,2	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	2,8	2,2	1,7	0,5	0,5	0
	500	2,9	2,8	3,3	4,4	7,8	11,1	13,3	13,9	13,3	11,1	10,0	8,9	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,9	3,9	3,3
	700	6,1	5,5	5,5	5,0	4,4	5,0	5,5	8,3	10,0	10,6	10,0	9,4	8,9	7,8	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	7,2	7,2	6,7	6,7	6,7
SE	100	5,5	3,3	7,2	10,6	14,4	15,0	15,6	14,4	13,3	10,6	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1
	300	0,5	0,5	0	7,2	11,1	13,3	15,6	14,4	13,9	11,7	10,0	8,3	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	4,1	8,9	9,4	10,0	10,6	10,0	9,4	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	4,4	3,9
	700	5,0	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	6,1	7,8	8,3	8,9	10,0	8,9	8,3	7,8	7,2	6,7	6,7	6,7	6,1	6,1	5,5	5,5	5,0
S	100	-0,5	-1,1	-2,2	0,5	2,2	2,8	12,2	15,0	16,7	15,6	14,4	11,1	8,9	6,7	5,5	3,9	3,3	1,7	1,1	0,5	0,5	0	0	-0,5
	300	-0,5	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	3,9	6,7	11,1	13,3	13,9	14,4	12,8	11,1	8,3	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	.0,5
	500	2,2	2,2	1,1	1,1	1,1	1,7	2,2	4,4	6,7	8,3	8,9	10,0	10,0	8,3	7,8	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	2,8
	700	3,9	3,3	2,8	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	3,9	5,5	7,2	7,8	8,3	8,9	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9
SO	100	-1,1	-2,2	-2,2	-1,1	0	2,2	3,3	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	23,3	16,7	13,3	6,7	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-0,5	-0,5
	300	1,1	0,5	0	0	0	0,5	1,1	4,4	6,7	13,3	17,8	19,4	20,0	19,4	18,9	11,1	5,5	3,9	3,3	2,8	2,2	2,2	1,7	1,7
	500	3,9	2,8	3,3	2,8	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	6,7	7,8	12,8	12,2	12,8	13,3	12,8	12,2	8,3	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9
	700	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	2,9	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	8,3	5,5	8,3	10,0	10,6	11,1	7,2	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4
O	100	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	7,8	11,1	17,8	22,2	25,0	26,7	18,9	12,2	7,8	4,4	2,8	1,1	0,5	0	0	-0,5	-0,5
	300	1,1	0,5	0	0	0	2,1	2,2	3,9	5,5	10,6	14,4	18,3	22,2	17,8	20,0	15,6	8,9	5,5	3,3	2,8	2,2	1,7	0,5	1,1
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,5	6,7	9,4	11,1	11,1	15,6	15,0	14,4	10,6	7,8	6,7	6,7	5,5	5,0	4,4
	700	6,7	6,1	5,5	4,4	4,4	4,4	4,4	5,0	5,5	5,5	5,5	6,1	6,7	7,8	8,9	11,7	12,2	12,8	12,2	11,1	10,0	8,9	8,3	7,2
NO	100	-1,7	-2,2	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	5,5	6,7	10,6	13,3	18,3	22,2	20,6	18,9	10,0	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1
	300	-1,1	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	3,3	4,4	5,5	6,7	11,7	16,7	17,2	17,8	11,7	6,7	4,4	3,3	2,2	1,7	0,5	0	0,5
	500	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,8	3,3	5,0	6,7	9,4	11,1	11,7	12,2	7,8	4,4	3,9	3,9	3,3	3,3	2,8
	700	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	7,8	5,5	10,0	10,6	11,1	8,9	7,2	6,1	5,5	5,0
N (a la sombra)	100	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	4,5	2,2	4,4	5,5	6,7	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1
	300	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	-4,5	0	1,7	3,3	4,4	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1
	500	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	2,8	2,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1	1,1	0,5
	700	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	3,9	3,3	2,2	1,7	1,1	1,1	0,5

Ecuación: Ganancias por transmisión a través de los muros (W) = Área (m^2) × Diferencia equivalente de temperatura(°C) × Coeficiente de transmisión global($W/m^2°C$)

* Válido tanto si el muro tiene o no aislamiento.

Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte 1, c. 5, p. 1-37

Tabla 1.8. Diferencia equivalente de temperatura (°C). Techo soleado o en sombra*

Condiciones	Peso del muro kg/m²	HORA SOLAR																							
		MAÑANA							TARDE												MAÑANA				
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
Soleado	50	-2,2	-3,3	-3,9	-2,8	-0,5	3,9	8,3	13,3	17,8	21,1	23,9	25,6	25,0	22,8	19,4	15,6	12,2	8,9	5,5	3,9	1,7	0,5	-0,5	-17
	100	0	-0,5	-1,2	0,5	1,1	5,0	8,9	12,8	16,7	20,0	22,8	23,9	23,9	22,2	19,4	16,7	13,9	11,1	8,3	6,7	4,4	3,3	2,2	1,1
	200	2,2	1,7	1,1	1,7	3,3	5,5	8,9	12,8	15,6	18,3	21,1	22,2	22,8	21,7	19,4	17,8	15,6	13,3	11,1	9,4	7,2	6,1	5,0	3,3
	300	5,0	4,4	3,3	3,9	4,4	6,1	8,9	12,2	15,0	17,2	19,4	21,7	21,7	21,1	20,0	18,9	17,2	15,6	13,9	12,2	10,0	8,9	7,2	6,1
	400	7,2	6,7	6,1	6,1	6,7	7,2	8,9	12,2	14,4	15,6	17,8	19,4	20,6	20,6	19,4	18,9	18,9	17,8	16,7	15,0	12,8	11,1	10,0	7,8
Cubierto de agua	100	-2,8	-1,1	0	1,1	2,2	5,5	8,9	10,6	12,2	11,1	10,0	8,9	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	0,5	-0,5	-1,1	-1,7	-2,2	-2,8
	200	-1,7	-1,1	-0,5	-0,5	0	2,8	5,5	7,2	8,3	8,3	8,9	8,3	8,3	7,8	6,7	5,5	3,9	2,8	1,7	0,5	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7
	300	.0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	1,1	2,8	3,9	5,5	6,7	7,8	8,3	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,7	1,1	0,5	0
Rociado	100	-2,2	-1,1	0	1,1	2,2	4,4	6,7	8,3	10,0	9,4	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1	-1,1	-1,7	-1,7
	200	-1,1	-1,1	-0,5	-0,5	0	1,1	2,8	5,0	7,2	7,8	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	5,0	3,9	2,8	1,7	0,5	0	0	-0,5	-0,5
	300	-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5
(En la sombra)	100	-2,8	-2,8	-2,2	-1,1	0	1,1	3,3	5,0	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	2,8	1,1	0,5	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8	-2,8
	200	-2,8	-2,8	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	6,7	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8
	300	-1,7	-1,7	-1,1	-1,1	-1,1	-0,5	0	1,1	2,2	3,3	4,4	5,0	5,5	5,5	5,5	5,0	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1

Ecuación: Ganancias por transmisión a través del techo (W) = Área (m^2) × Diferencia equivalente de temperatura (°C) × Coeficiente de transmisión global($W/m^{2}°C$)

* Si las bóvedas o buhardillas están ventiladas o si el techo está aislado, tomar el 75% de los valores precedentes.

Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte 1, c. 5, p. 1-38

Tabla 1.9. Correcciones de las diferencias de temperatura (°C)

Temperatura exterior a las 15h para el mes considerado menos temperatura interior	Variación de la temperatura exterior en 24 horas																	
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
-16	-21.2	-21,7	-22,3	--2,8	-23,3	-23,8	-24,2	-24,7	-25,1	-25,6	-26,0	-26,5	-27,0	-27,9	-27,9	-28,8	-29,3	-29,8
-12	-17,2	-17,7	-18,3	-18,8	-19,3	-19,8	-20,2	-20,7	-21,1	-21,6	-22,0	-21,5	-23,0	-23,9	-23,9	-24,8	-25,3	-25,8
-8	-13,2	-13,7	-14,3	-14,8	-15,3	-15,8	-16,2	-16,7	-17,1	-17,6	-18,0	-18,5	-19,0	-19,9	-19,9	-20,8	-21,3	-21,8
-4	-9,2	-9,7	-10,3	-10,8	-11,3	-11,8	-12,2	-12,7	-13,1	-13,6	-14,0	-14,5	-15,0	-15,4	-15,9	-16,8	-17,3	-17,8
0	-5,0	-5,5	-6,1	-6,1	-7,1	-7,6	-8,0	-8,5	-8,9	-9,4	-9,8	-10,3	-10,8	-11,2	-11,7	-12,6	-13,1	-13,6
+2	-3,1	-3,6	-4,2	-4,7	-5,2	-5,6	-6,1	-6,6	-7,0	-7,5	-7,9	-8,4	-8,9	-9,3	-9,8	-10,6	-11,1	-11,7
+4	-1,1	-1,6	-2,2	-2,7	-3,2	-3,6	-4,1	-4,6	-5,0	-5,5	-5,9	-6,4	-6,9	-7,3	-7,8	-8,6	-9,1	-9,7
+6	0,8	0,3	-0,3	-0,8	-1,3	-1,77	-2,2	-2,7	-3,1	-3,6	-4,0	-4,5	-5,0	-5,4	-5.9	6,7	-7,2	-7,8
+8	2,8	2,3	1,7	1,2	0,7	0,3	0	-0,7	-1,1	-1,6	-2,0	-2,5	-3,0	-3,4	-3,9	-4,7	-5,2	-5,8
+10	4,7	4,2	3,6	3,1	2,6	2,2	1,7	1,2	0,8	0,3	-0,1	-0,6	-1,1	-1,5	-2,0	-2,8	-3,3	-3,9
+12	6,8	6,3	5,7	5,2	44,7	4,3	3,8	3,3	2,9	2,4	1,8	1,3	0,8	0,4	-0,1	-0,7	-1,2	-1,8
+14	8,8	8,3	7,7	7,2	6,7	6,3	5,8	5,3	4,9	4,4	3,8	3,3	2,8	2,4	1,9	1,4	0,8	0,2
+16	10,8	10,3	9,7	9,2	8,7	8,3	7,8	7,3	6,9	6,4	5,8	5,3	4,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2
+18	12,8	12,3	11,7	11,2	10,7	10,3	9,8	9,3	8,9	8,4	7,8	7,3	6,8	6,4	5,9	5,3	4,8	4,2
+20	14,8	14,3	13,7	13,2	12,7	12,3	11,8	11,3	10,9	10,4	9,8	9,3	8,8	8,4	7,9	7,3	6,8	6,2
+22	16,9	16,4	15,8	15,3	14,8	14,4	13,9	13,4	13,9	12,5	11,9	11,4	10,9	10,5	10,0	9,4	8,9	8,3

Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte 1, c. 5, p. 1-38

En los vidrios, el estudio de la radiación solar incidente es muy importante ya que son las superficies que más calor permiten pasar al edificio. La ganancia de calor a través de un vidrio ordinario depende de su situación geográfica (latitud), hora y mes considerados, y de la orientación. La componente de radiación directa origina ganancia de calor cuando los rayos solares la atraviesan directamente, mientras que la componente de radiación difusa origina ganancia de calor cualquiera que sea la posición de la ventana respecto al sol.

En el *Manual de Aire Acondicionado*, 2009 de Carrier, se pueden encontrar las tablas de aportaciones de calor por radiación, a través de vidrio sencillo, aplicadas a diferentes latitudes: 0°, 10°, 20°, 30°, 40° y 50°, para el día de mayor incidencia solar de cada mes del año y a cada hora del día.

Los valores de dichas tablas comprenden la radiación directa y difusa, el porcentaje de calor absorbido por el cristal, y el transmitido al local; pero no incluyen la transmisión de calor debida a la diferencia de temperatura exterior e interior. Es por ello que, para determinar la carga total a través de una ventana expuesta al sol, se debe sumar el *aporte de calor por radiación* más la *transmisión de calor por diferencia de temperaturas* entre el exterior y el interior.

Para la obtención de los valores de las tablas de aportación de calor por radiación para vidrios ordinarios, se han considerado las siguientes hipótesis:

- La superficie acristalada ocupa el 85% de la abertura en la pared, mientras que el marco de madera representa el 15%. Si se trata de un marco metálico, se puede considerar un factor de corrección debido a que los metales tienen mayor conductividad térmica y calor absorbido por el marco se transmite instantáneamente al local.
- Se cuenta con una atmósfera limpia.
- La altitud es 0 metros.
- Condiciones exteriores estándares: nivel del mar, 35°C de temperatura de bulbo seco, 24°C de temperatura de bulbo húmedo (19.5°C de punto de rocío).

Si estas hipótesis no corresponden a las condiciones del proyecto, se emplean los factores de corrección que se encuentran al pie de las tablas de aportaciones solares.

Existen también tablas que consideran factores de reducción de la radiación solar cuando se tienen vidrios termo-absorbentes (almacena más calor y no permite pasar tanto calor al interior como lo haría un vidrio ordinario), persianas exteriores o interiores, etc.

La ciudad de Lima se encuentra a 12° latitud sur, para obtener los valores de radiación solar, se puede interpolar los valores de las tablas que se muestran en el *Manual del Aire Acondicionado* de Carrier (latitud 10° y latitud 20°).

1.5 Almacenamiento de calor, no simultaneidad y estratificación

Generalmente, la demanda real de enfriamiento en un edificio es menor a la ganancia máxima de calor instantánea total, por lo tanto, se requiere un equipo de menor capacidad para cubrir la demanda del local, y esto se debe a tres factores:

- El almacenamiento de calor en la estructura del edificio.
- Los valores máximos de los componentes que generan carga térmica no ocurren de manera simultánea.
- Estratificación del calor, algunas veces.

Al seleccionar un equipo de menor capacidad, se mejora el comportamiento del equipo puesto que aumenta el número de horas trabajando a una carga cercana la nominal, el consumo energético anual es menor y por consiguiente la factura debida a la energía empleada también es menor. Por consiguiente, los caudales de agua, aire, refrigerante, y sus respectivas instalaciones también serán menores.

Cuando se trata de un sistema grande como un edificio, esta flexibilidad se aplica a la carga térmica total, mientras que la carga térmica de cada ambiente se trata de mantener máxima. De esta forma, el equipo puede satisfacer las necesidades del edificio la mayor parte del tiempo, a excepción de las horas punta, pero estos picos de carga térmica ocurren por periodos muy cortos de tiempo.

1.5.1 Almacenamiento de calor

La ganancia de calor en un ambiente se debe a distintos aportes como: calor por radiación, por transmisión a través de paredes, iluminación, personas, equipos, infiltraciones, aire de ventilación. Gran parte de este aporte instantáneo de calor se debe a la radiación, pero este calor no constituye una carga instantánea para el equipo de refrigeración, puesto que, al incidir sobre una superficie sólida, paredes y techos expuestos al sol, ésta absorbe una parte, elevando la temperatura de la superficie con respecto a la cara interior y la del aire contiguo a dicha superficie. Esta diferencia de temperaturas hace que el calor se transmita por conducción hasta la cara interior y por convección desde la superficie hacia el aire. El calor transmitido por conducción se almacena en la pared o techo exterior durante un determinado tiempo, durante este tiempo se genera una tasa de calor transmitido por convección al aire interior que sí se convierte en carga instantánea. La fracción de calor por radiación que se almacena en la estructura exterior depende de la resistencia térmica del material y de los coeficientes de película exterior e interior.

En la mayoría de materiales de construcción, su resistencia térmica es mucho menor que la resistencia térmica del aire, por lo que la mayor parte del calor por radiación se almacena.

Como se puede observar en la Figura 1.3, la curva de ganancia instantánea de calor por radicación presenta un máximo en el momento de mayor aportación solar. La curva de carga real de refrigeración representa la carga térmica instantánea que se produciría en un edificio cuya temperatura interior se mantenga constante. Después de un tiempo, pasado el momento de mayor aportación solar, el calor almacenado en la estructura del edificio se elimina. Lo que

se debe garantizar, al seleccionar el equipo de acondicionamiento, es que todo el calor almacenado sea eliminado.

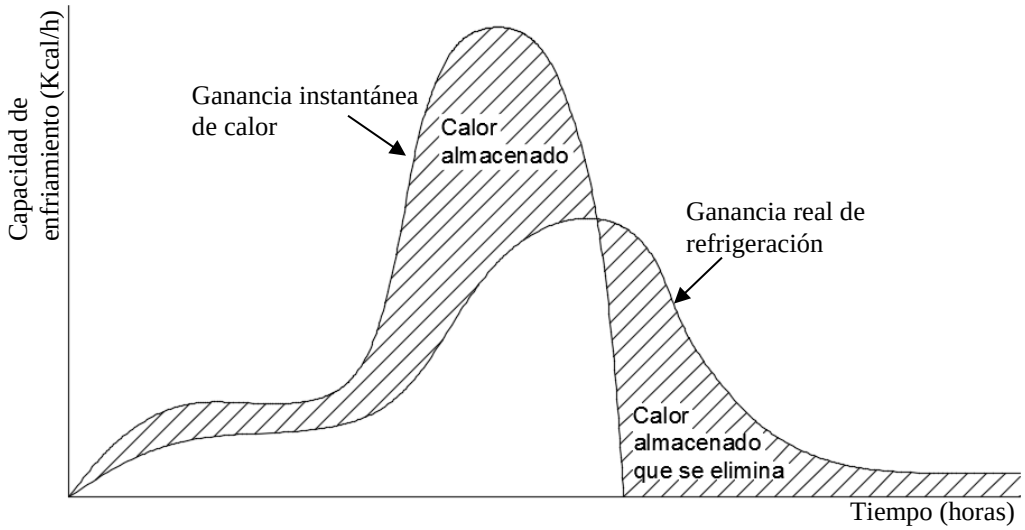


Figura 1.3. Carga real de refrigeración y ganancia de calor solar, con orientación al Oeste, construcción del tipo medio
Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte I, c. 2, p. I-16

1.5.2 Simultaneidad de las cargas de refrigeración

Cuando se realiza un estudio de cargas térmicas en un sistema de gran volumen como un edificio, por ejemplo, la posibilidad de que en todos los ambientes del mismo ocurra la máxima demanda de refrigeración no es del cien por ciento, y esto se debe a muchos factores como:

- El aporte máximo de calor por radiación no necesariamente tiene lugar a la misma hora que ocurre la temperatura exterior máxima, que normalmente es la hora solar escogida por el proyectista. Por ejemplo: una pared con una ventana de vidrio orientada hacia el este, recibe el mayor aporte de calor por radiación a la primera hora de la mañana, mientras que la temperatura exterior máxima podría ocurrir a las 14 horas y esto no depende de la orientación de la pared.
- Los ambientes no tienen la misma orientación y por tanto el mayor aporte de calor por radiación no ocurre a la misma hora para cada ambiente.
- Normalmente, cada ambiente tiene su propia función: oficinas, comedores, recepciones, salas de reuniones, salas de estar, etc., y por tanto cada uno tendrá su propio horario de funcionamiento y de ocupación, la posibilidad de la presencia total de los ocupantes no es del cien por ciento.

Esto da lugar a la definición del *factor de simultaneidad*, también llamado *factor de diversidad*, el cual encierra todas las posibilidades que puedan originar que en todos los ambientes no se llegue a la demanda máxima de refrigeración. Es por ello que se establecen un día específico del año, en este caso, el periodo de verano; y una hora solar determinada que se consideren representativos para el cálculo de la carga máxima.

El valor del factor de simultaneidad depende de las características del edificio y del criterio del proyectista al tomar en cuenta las circunstancias que ocurren en él. Por ejemplo, en una oficina pequeña con una ventana que recibe radiación solar y que normalmente siempre tiene un ocupante, el factor de simultaneidad se puede considerar uno. En hoteles y departamentos, normalmente no hay muchas personas en la hora de máxima carga solar, además las luces están encendidas únicamente después de la puesta del sol. Es por ello que en los hoteles y departamentos, el factor de simultaneidad puede ser mucho menor que en los edificios de oficinas.

El factor de simultaneidad influye sobre la potencia del equipo de acondicionamiento.

En la Tabla 1.10 se muestran algunos factores de simultaneidad que se pueden aplicar sobre la cantidad de ocupantes y la potencia de iluminación del local:

Tabla 1.10. Factores de simultaneidad para edificios grandes

Tipo de aplicación	Factor de simultaneidad	
	Ocupantes	Luces
Oficinas	0,75 a 0,90	0,70 a 0,85
Departamentos, hoteles	0,40 a 0,60	0,30 a 0,50
Grandes tiendas	0,80 a 0,95	0,90 a 1,00
Industrial	0,85 a 0,95	0,80 a 0,90

Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 1980, Parte 1, c. 3, p. 1-33

A nivel industrial, el factor de simultaneidad también se puede aplicar a la maquinaria que opera dentro del local, ya que muchas veces no todos los equipos trabajan en simultáneo.

1.5.3 Estratificación del calor

Normalmente existen dos situaciones en las que se estratifica el calor en un local, lo que resulta en una reducción de la carga de enfriamiento:

- El calor se estratifica en locales donde la altura de piso a techo es elevada, o en los locales donde el retorno o extracción del aire se hace a través del techo.
- El calor también puede estratificarse en los espacios entre el cielo raso y el techo debido a las luces indirectas y/o sistemas de retorno por *plenum*[4] situados en el techo.

El primer caso se da en industrias, iglesias, salas de espectáculos, e instalaciones semejantes. El segundo en oficinas, hoteles y departamentos. En ambos casos, el aire caliente tiende a elevarse debido a su menor densidad, originándose la estratificación.

Cuando el retorno del aire se realiza a través del techo, por encima de la corriente de aire fresco[5], se reduce la carga dentro del ambiente, lo que conlleva a una reducción de la

[4] Los sistemas de retorno por *plenum* se emplean cuando hay falso cielo raso, las rejillas de retorno de aire se colocan directamente sobre el cielo raso de manera que el espacio entre el techo y falso cielo queda ligeramente en sobrepresión respecto a la habitación. Debido a que el aire de retorno está más caliente, éste tiende a subir. Se emplea muchas veces con equipos *fan coil*, las rejillas se colocan cerca al retorno de cada *fan coil*.

[5] El aire fresco es el aire exterior filtrado, se estudia en el Subcapítulo 1.8.

capacidad del equipo. Cuando existen techos suspendidos, el calor por convección debido a la iluminación, al calor emanado de las personas y el calor debido a la radiación solar, entra en la cámara del *plenum* (espacio entre el cielo raso y el techo), este calor contenido en el espacio del *plenum*, tiende a atenuar la carga del equipo de acondicionamiento.

1.6 Carga sensible y carga latente

La carga térmica en un local está formada por una carga sensible y una carga latente.

1.6.1 Carga sensible

El calor sensible de un local $\dot{Q}_s$ se puede expresar de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_s = radiación\,solar + estructuras + personas\,sensible + iluminación + equipos \tag{1.9}$$

Calor por radiación solar

Las ventanas expuestas al sol dejan pasar un flujo de calor por radiación y un flujo de calor por transmisión, cada flujo tiene su propia expresión de cálculo:

$$Q_{radiación} = \left(máx.aportación\,solar\right) \times \left(área\,de\,claraboyas\right) \times f_{corrección} \tag{1.10}$$

El valor de máxima aportación solar se obtiene de las tablas del *Manual de Aire Acondicionado* de Carrier para la latitud considerada. El factor de corrección está conformado por el producto de diversos factores, en el Capítulo 4 se explica cada factor que interviene, sus valores y sus ecuaciones de cálculo.

Estructuras

El flujo de calor a través de las estructuras considera el flujo debido a la transmisión y el flujo debido al efecto combinado de la transmisión y la radiación:

Calor por transmisión y radiación

Este flujo de calor ocurre en los elementos exteriores como paredes y techos expuestos al sol:

$$Q_{trans,radiac.} = \left(área\,elemento\,exterior\right) \times DTE \times U \tag{1.11}$$

Como ya se explicó anteriormente, el concepto de DTE encierra los efectos de los dos fenómenos: radiación y transmisión. La DTE se calcula para cada orientación.

Calor por transmisión

Los elementos interiores como paredes o techos no expuestos al sol, dejan pasar sólo un flujo de calor: por transmisión, el cual considera la diferencia de temperaturas entre la pared de un ambiente o techo contiguo y la temperatura interior:

$$Q_{transmisión,\ elementos\ interiores} = \left(área\ elemento\ interior\right) \times \Delta T \times U \tag{1.12}$$

$$\Delta T = t_{habitación\ o\ techo\ contiguo} - t_{\text{int}erior} \tag{1.13}$$

El flujo de calor por transmisión a través de ventanas exteriores considera la diferencia de temperaturas a ambos lados de la ventana, es decir, la diferencia entre la temperatura exterior e interior:

$$Q_{transmisión,ventanas\ exteriores} = \left(área\ ventana\ exterior\right) \times \Delta T \times U \tag{1.14}$$

Personas, iluminación y equipos

Se considera el flujo de calor sensible generado por las personas, por la potencia de iluminación y el flujo generado por equipos o motores eléctricos.

1.6.2 Carga latente

La carga latente $\dot{Q}_l$ en un local, está conformado por todas las fuentes que generan vapor de agua, es decir, que aumentan el contenido de humedad en el interior del local. Normalmente, está conformado por la carga sensible debida a las personas y a los equipos o elementos que generen vapor como platos calientes, marmitas, hornos, secadores, etc.

$$\dot{Q}_l = personas\ latente + elementos\ que\ generen\ vapor \tag{1.15}$$

1.7 Hoja de cálculo de carga térmica de enfriamiento

De acuerdo a todos los conceptos y criterios vistos antes, se puede tener una idea clara de todos los aspectos que se consideran dentro del cálculo de cargas térmicas. Actualmente, existen *softwares* específicos para el cálculo de cargas térmicas, este tipo de programas brindan información adicional como gráficos con la distribución a lo largo del día de las cargas térmicas, gráficos con los porcentajes de cada fuente de calor (radiación, transmisión, personas, luminarias, equipos, etc.) involucrada en el local de estudio, permiten ingresar datos más complejos como la variación de la cantidad de personas a lo largo del día, la posición del ventilador para calcular el calor generado por el motor, etc.

Realizar el cálculo de la carga térmica de refrigeración de un local no es complejo, pero sí laborioso si se lleva a cabo individualmente de forma analítica, si se requiere rapidez y son muchos locales, se recomienda emplear un programa para el cálculo.

En la Tabla 4.6 se muestra la hoja de cálculo que se implementó en *Excel* para el cálculo de la carga térmica de este trabajo. La hoja propuesta cuenta con celdas determinadas para cada fuente de calor, y los respectivos factores que intervienen en su cálculo.

1.8 Caudal de aire fresco

Cuando los ambientes son cerrados, el aire se vicia y se genera un malestar tanto a nivel de confort como de salubridad, es por ello que las normas de ventilación recomiendan introducir un determinado caudal de *aire fresco*, que es aire exterior tras un proceso de filtrado.

El caudal de aire fresco se puede determinar bajo diferentes criterios definidos por el proyectista o por el cliente mismo:

- Según los *cambios* o *renovaciones por hora* o *cph*, en inglés *changes per hour*. Este número de cambios indica la cantidad de veces que debe renovarse o cambiarse el volumen de aire interior de un local en una hora. Existen dos posibilidades respecto al volumen de aire que debe renovarse:
    - Realizar la mezcla de un determinado caudal de aire fresco y otro de aire de retorno proveniente del local, es lo más empleado. Muchas veces este dato se maneja en porcentajes, por ejemplo, un equipo con 20% de aire fresco.
    - Introducir cien por ciento aire exterior, estos sistemas son más caros de instalar, se aplica en casos especiales como las salas de operaciones de hospitales.

  El número de cambios por hora puede tomarse de normativas (Norma Técnica E.M. 030 Instalaciones de ventilación), recomendaciones, o ser un requerimiento del cliente.
- Según la cantidad de personas y el área del local.

El aire proveniente del exterior que se introduce en el local, puede ser simplemente filtrado, en ese caso se le denomina aire fresco; o se le acondicione la temperatura antes de ser inyectado al interior del local (calentarlo en invierno con una resistencia eléctrica, por ejemplo).

El aire de ventilación tiene una temperatura diferente al aire del local y ello genera una carga térmica que debe considerarse para el cálculo de la capacidad del equipo de acondicionamiento.

El aire inyectado también sirve para poner en sobrepresión el local con respecto al exterior o locales contiguos, con el fin de evitar la introducción de olores (cocinas o baños cercanos, por ejemplo), de polvo o corrientes de aire indeseadas.

La Tabla 1.11 proporciona los caudales de aire fresco mínimos recomendados, para diferentes ambientes.

El caudal total de ventilación q_{total} , expresado en l/s , se calcula con la siguiente expresión:

$$q_{total} = A \times R_a + p \times R_p \qquad (1.16)$$

Donde R_a y R_p son las constantes que se muestran en la Tabla 1.11. La cantidad de personas está representada por *p* y el área por *A*.

Tabla 1.11. Caudales de aire exterior mínimos recomendados

Categoría de ocupación	Índice de aire fresco por persona R_p		Índice de aire fresco por área R_a	
	cfm/persona	l/s/persona	cfm/persona	l/s/persona
Instalaciones educativas				
Jardín de niños (4 años)	10	5	0,18	0,9
Salón de clases (de 5 años a más)	10	5	0,12	0,6
Salón de conferencias	7,5	3,8	0,06	0,3
Laboratorio de ciencias/ lab. de universidad	10	5	0,18	0,9
Laboratorio de cómputo	10	5	0,12	0,6
Centro de medios	10	5	0,12	0,6
Música/teatro/danza	10	5	0,06	0,3
Salón multi-usos	7,5	3,8	0,06	0,3
Servicio de comida y bebidas				
Restaurante/cafetería/comida rápida/bar	7,5	3,8	0,18	0,9
General				
Sala de descanso/sala de conferencias/reuniones	5	2,5	0,06	0,3
Edificios de oficinas				
Oficina/ recepción/ lobby principal	5	2,5	0,06	0,3
Espacios misceláneos				
Banco/cajeros	5	2,5	0,06	0,3
Computadoras	5	2,5	0,06	0,3
Salas de equipos eléctricos	--	--	0,06	0,3
Farmacia (área de preparación)	5	2,5	0,18	0,9
Salas de embarque	0,18	0,9	0,06	0,3
Almacenes	--	--	0,06	0,3
Residenciales				
Vivienda	5	2,5	0,06	0,3
Corredores comunes	--	--	0,06	0,3

Fuente: ASHRAE. *Standard 62.1-2007: Ventilation for acceptable indoor air quality*, p. 6-1

1.9 Psicrometría

La psicrometría es la ciencia que emplea la termodinámica para analizar y controlar las condiciones y procesos relacionados con el aire húmedo y el efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales, productos y el confort humano.

Muchos investigadores han desarrollado fórmulas para tratar las propiedades térmicas del aire húmedo considerándolo como un gas real, sin embargo, para dar solución a la mayoría de problemas del aire acondicionado, se puede considerar el aire húmedo como gas perfecto. Los estudios demuestran que, considerando el valor de la presión atmosférica estándar, los cálculos de la humedad relativa, entalpía y volumen específico del aire saturado se tiene un error menor del 0.7% para un rango de temperatura de -50 ºC a 50 ºC.[6]

[6] ASHRAE. *Fundamentals,* c. 1, p. 1.1.

1.9.1 Composición del aire húmedo

El aire atmosférico es una mezcla de gases, vapor de agua y otros agentes como humo, polen y gases generados por fuentes de contaminación. En general, se puede decir que el aire húmedo está formado por aire seco y vapor de agua.

Aire seco

El aire seco tiene la misma composición que el aire atmosférico, pero con la remoción del vapor de agua y contaminantes. La composición del aire seco es casi constante; pero la ubicación geográfica, altitud y el transcurso de los años, pueden causar ligeras variaciones.

En la Tabla 1.12 se muestra la composición del aire seco en volumen.

Tabla 1.12. Composición del aire seco.

Gas	Porcentaje (%)
Nitrógeno	78.084
Oxígeno	20.9476
Argón	0.934
Neón	0.01818
Helio	0.000524
Metano	0.00015
Dióxido de Sulfuro	0 a 0.0001
Hidrógeno	0.00005
Otros (Kriptón, Xenón y Ozono)	0.0002

Fuente: ASHRAE. *Fundamentals*, c. 1, p. 1.1

Aire húmedo

Es la mezcla de aire seco más vapor de agua. La cantidad de vapor de agua varía desde cero (aire seco), hasta un valor máximo (aire saturado) que depende de la temperatura y presión. La saturación del aire es un estado de equilibrio entre el aire húmedo y el agua condensada, ya sea en fase líquida o sólida.

Suponiendo una mezcla de gases perfectos y aplicando la Ley de Presiones Parciales de Dalton, se cumple que la presión del aire húmedo es igual a la suma de las presiones parciales del aire seco (subíndice a) y del vapor de agua (subíndice w):

$$p = p_a + p_w \tag{1.17}$$

Las ecuaciones de gas perfecto del aire seco y del vapor de agua son:

$$p_a V = n_a RT \tag{1.18}$$

$$p_w V = n_w RT \tag{1.19}$$

Siendo:

Símbolo	Descripción	Unidades
p	Presión de la mezcla	*Pa*
p_a	Presión parcial del aire seco	*Pa*
p_w	Presión parcial del vapor de agua	*Pa*
V	Volumen de aire	m^3
n_a	Número de moles de aire seco	*kmol*
R	Constante universal de los gases	*8314,472 J/kmolK*
T	Temperatura absoluta	*K*
n_w	Número de moles de vapor de agua	*kmol*

La mezcla también cumple con la ecuación de gas perfecto. Además, el número de moles de la mezcla es igual a la suma de los números de moles del aire seco y del vapor de agua:

$$pV = nRT \tag{1.20}$$

$$n = n_a + n_w \tag{1.21}$$

De lo anterior se puede deducir que las fracciones molares del aire seco y del vapor de agua son respectivamente:

$$x_a = \frac{p_a}{\left(p_a + p_w\right)} = \frac{p_a}{p} \tag{1.22}$$

$$x_w = \frac{p_w}{\left(p_a + p_w\right)} = \frac{p_w}{p} \tag{1.23}$$

1.9.2 Parámetros de la psicrometría

Parámetros básicos

Temperatura seca (t): es la temperatura que registra un termómetro ordinario, medida en °C.
Presión (p): es la presión de una mezcla de aire húmedo, medida en Pa.
Volumen (V): es el volumen de una mezcla de aire húmedo, medido en m^3.

Parámetros de humedad

Relación de humedad (W): es la relación entre la masa de vapor de agua m_w y la masa de aire seco m_a, también se le denomina humedad absoluta o humedad específica.

$$W = \frac{m_w}{m_a} \;\; ; \left[\frac{kg_w}{kg_a}\right] \tag{1.24}$$

Considerando que la masa de un gas es el producto del número de moles del gas x por su peso molecular $\bar{m}$, se obtiene que:

$$W = \frac{\bar{m}_w \times x_w}{\bar{m}_a \times x_a} = \frac{18,015268 \times x_w}{28,9645 \times x_a} = 0,621945 \times \frac{x_w}{x_a} \quad (1.25)$$

Densidad (ρ) : la densidad de una mezcla de aire húmedo es la relación entre la masa total del aire húmedo y el volumen del mismo:

$$\rho = \frac{m_a + m_w}{V} \; ; \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (1.26)$$

Parámetros de humedad que envuelven saturación

Temperatura húmeda (t_w): es la temperatura medida con un termómetro cuyo bulbo está cubierto con un paño de algodón húmedo y expuesto a una corriente de aire. Es una medida indirecta de la humedad contenida en el aire, si el aire no se encuentra saturado, la temperatura húmeda siempre será menor que la seca.

Temperatura de rocío o punto de rocío (t_r): es la temperatura a la cual el vapor de agua empieza a condensarse cuando el aire se enfría a presión constante, en otras palabras, el vapor de agua empieza a condensarse cuando la temperatura del aire es menor que la temperatura de rocío. Cuando el aire está saturado, las temperaturas seca, húmeda y de rocío, son iguales.

Humedad relativa (HR): es la relación entre la presión parcial del vapor de agua contenido en el aire húmedo p_w y la presión de saturación del vapor de agua p_{ws} a la misma temperatura:

$$HR = \frac{p_w}{p_{ws}} \times 100 \quad (1.27)$$

En términos de acondicionamiento de aire, la humedad relativa se puede definir como la *capacidad que tiene el aire para absorber vapor de agua* o humedad. Normalmente se expresa en porcentaje.

La presión de saturación del vapor de agua es la presión que ejercería el vapor de agua si el vapor de agua contenido en el aire estuviera saturado a la temperatura del aire. Su valor se puede encontrar en la tabla de las propiedades del aire húmedo o se puede calcular mediante la expresión:

$$p_{ws} = e^{14.283 - \frac{5.291}{T}} \quad (1.28)$$

Donde p_{ws} está expresado en bar y la temperatura T en Kelvin.

Otros parámetros

Volumen específico (υ): es el volumen de aire húmedo en m^3 que corresponde a 1kg de aire seco, se mide en m^3/kg_a.

Entalpía (h): se emplea para determinar la cantidad de calor contenida en un flujo de aire. Se puede determinar a partir del diagrama psicrométrico, pero se recomienda emplear la siguiente expresión:

$$h = c_{pa}t + W\left(h_{fg0} + c_{pw}t\right) \tag{1.29}$$

Siendo:

Símbolo	Descripción	Unidades
h	Entalpía específica	kJ/kg_a
c_{pa}	Calor específico del aire seco	1,006 kJ/kg_aK
h_{fg0}	Calor latente de vaporización del agua a 0°C	2501 kJ/kg_w
c_{pw}	Calor específico del vapor de agua	1,86 kJ/kg_wK

Factor de calor sensible (FCS): es la relación entre el calor sensible y el total, sensible más latente:

$$FCS = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_s + \dot{Q}_l} \tag{1.30}$$

Aunque la definición del FCS es sencilla, este factor es muy importante para el cálculo de la potencia de enfriamiento del equipo acondicionador.

Punto de referencia o foco: es un punto de referencia, normalmente se ubica a los 26,7ºC y 50% de humedad relativa en el diagrama psicrométrico. Se emplea junto con la escala de factores de calor sensible para trazar las líneas del proceso de acondicionamiento del aire.

1.9.3 Atmósfera estándar

La temperatura y la presión barométrica del aire varían considerablemente de acuerdo a factores como la altitud, ubicación geográfica y condiciones climáticas. El concepto de aire estándar permite establecer un estándar de referencia para estimar propiedades del aire a diferentes altitudes. A la temperatura estándar de 20 °C y la presión barométrica estándar de 101325 Pa, la densidad del aire atmosférico estándar es 1,2 kg/m^3.[7]

1.10 Diagrama psicrométrico

En la Figura 1.4 se muestra un esquema del diagrama psicrométrico y de los principales parámetros que pueden obtenerse gráficamente trazando líneas paralelas, verticales y horizontales; hay algunos parámetros que también pueden determinarse mediante ecuaciones obteniéndose resultados más exactos que con el diagrama. La temperatura del punto de rocío, por ejemplo, puede obtenerse gráficamente situando el estado termodinámico del aire húmedo correspondiente y trazando una línea horizontal hasta interceptar la curva de saturación.

[7] Los datos del aire estándar son los que se consideran en la Norma Europea EN 12792:2003, p. 340.

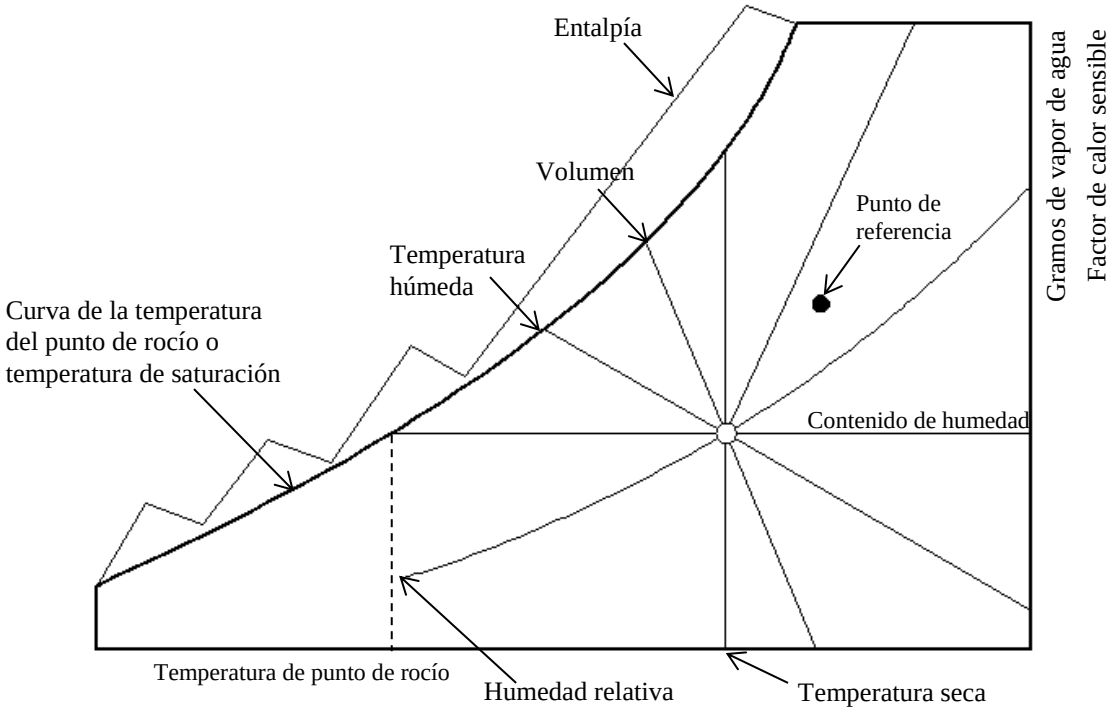


Figura 1.4. Esquema de del diagrama psicrométrico
Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte I, c. 8, p. I-80

1.10.1 Procesos psicrométricos

A continuación, se definen los procesos psicrométricos que se emplean para el diseño o estudio de sistemas de acondicionamiento de aire.

Calentamiento sensible

El calentamiento sensible consiste en calentar el aire atmosférico hasta alcanzar una temperatura determinada sin modificar su contenido de humedad, es decir, sin quitar ni añadir agua. Este proceso se consigue a través del empleo de resistencias eléctricas o mediante un quemador, ambos métodos ya no son recomendables debido a que no representan un ahorro energético. En este proceso se requiere conocer la potencia térmica necesaria para elevar la temperatura del aire a las condiciones requeridas.

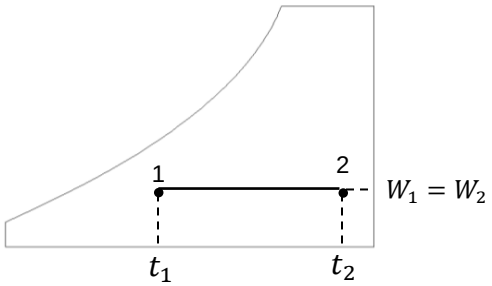


Figura 1.5. Representación en el diagrama psicrométrico del calentamiento sensible
Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte I, c. 8, p. I-82

En la Figura 1.5 se representa el esquema del calentamiento sensible, como puede observarse, la humedad se mantiene constante: $W_1 = W_2$.

La potencia térmica necesaria se puede calcular con la siguiente expresión:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a \left(h_2 - h_1 \right); \left[W \right] \tag{1.31}$$

Calentamiento con humidificación

Este proceso consiste en humidificar el aire con vapor de agua a una temperatura mayor que la del aire de entrada. Este proceso se emplea en las cámaras de lavado de aire, también conocidas como *air washers*, estas cámaras tienen el objetivo de limpiar el aire eliminando el polvo y otras sustancias disueltas en el aire, mediante agua caliente. En la cámara queda un exceso de agua que se recircula y regresa a la cámara, pero antes se debe calentar debido a que perdió temperatura durante la evaporación. Por otro lado, se gasta agua debido a que el aire sale de la cámara más húmedo, así que es necesario ir reponiendo agua en la cámara. En la Figura 1.6 se muestra un esquema del proceso de calentamiento con humidificación.

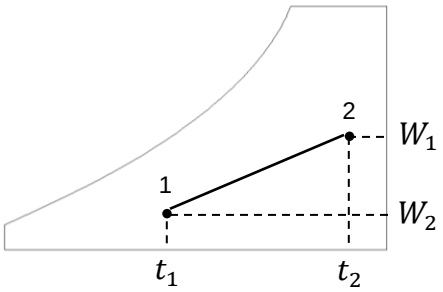


Figura 1.6. Esquema del proceso de calentamiento con humidificación
Fuente: Elaboración propia

Humidificación

Este proceso consiste en humidificar el aire inyectando vapor de agua a la misma temperatura que la del aire de entrada. En la Figura 1.7 se muestra un esquema del proceso de humidificación.

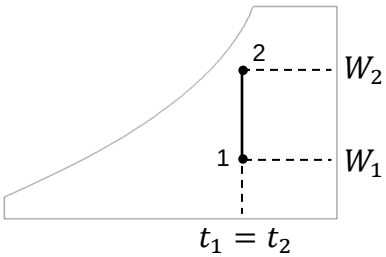


Figura 1.7. Esquema del proceso de humidificación
Fuente: Elaboración propia

Enfriamiento con humidificación

Este proceso es análogo a los dos anteriores, salvo que el vapor de agua inyectado tiene una temperatura menor que la del aire de entrada. En la Figura 1.8 se muestra un esquema del proceso de enfriamiento con humidificación.

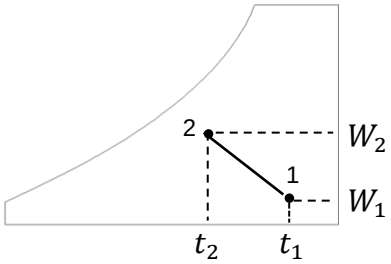


Figura 1.8. Esquema del proceso de enfriamiento con humidificación
Fuente: Elaboración propia

Enfriamiento sensible

El enfriamiento sensible consiste en enfriar aire evitando la producción de vapor de agua presente en el mismo, para ello es necesario que la temperatura máxima de enfriamiento sea mayor que la temperatura de rocío, en otras palabras, antes de cortar la curva de saturación.

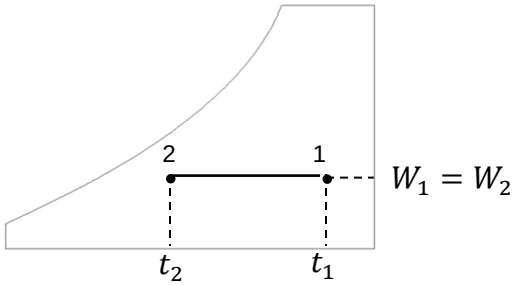


Figura 1.9. Representación en el diagrama psicrométrico del enfriamiento sensible
Fuente: Elaboración propia

Como se puede observar en la Figura 1.9, la humedad permanece constante. Para el cálculo del calor extraído al aire, se puede aplicar la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a \left(h_1 - h_2 \right); \left[W \right] \tag{1.32}$$

En la práctica, el enfriamiento sensible se consigue haciendo pasar el aire a través de una *batería de enfriamiento* cuya temperatura es mayor que la temperatura de rocío del aire.

Enfriamiento con deshumidificación

Este proceso consiste en hacer pasar el aire a través de una batería de enfriamiento cuya temperatura es mucho menor que la temperatura de punto de rocío del aire. Es el proceso que

siguen los equipos de aire acondicionado. En la Figura 1.10 se muestra el esquema del proceso de enfriamiento con deshumidificación.

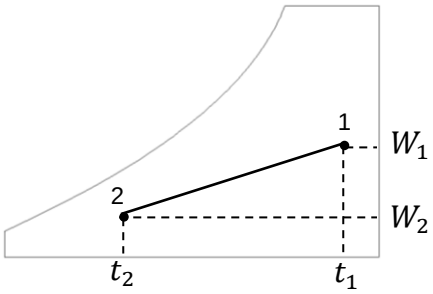


Figura 1.10. Esquema del proceso de deshumidificación por enfriamiento
Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte I, c. 8, p. I-84

La batería está compuesta por un conjunto de tubos provistos de aletas, por el interior de los tubos circula un refrigerante a baja temperatura; el aire se hace pasar a través de los tubos y al contacto con los tubos y las aletas, se enfría. Debido a que la temperatura de la batería es menor que la del punto de rocío del aire, el vapor de agua contenido en el aire condensa, es por ello que las baterías de los equipos de aire acondicionado tienen una *bandeja de condensados*.

Saturación adiabática

Se le llama saturación adiabática porque este proceso no implica intercambio de calor y la temperatura del aire a la salida del proceso es la *temperatura de saturación adiabática*.

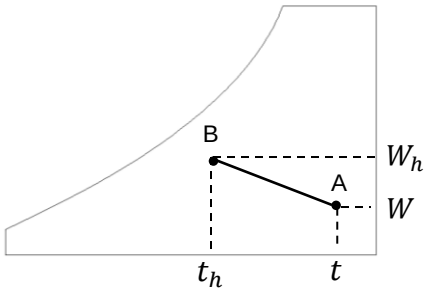


Figura 1.11. Esquema del proceso de saturación adiabática
Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte I, c. 8, p. I-83

El proceso de saturación adiabática consiste en elevar las condiciones del aire desde una temperatura t y humedad W, hasta una temperatura húmeda t_h y humedad de saturación W_h $(W_h > W)$, como se puede observar en la Figura 1.11.

Existen otros procesos para aplicaciones especiales como la deshumidificación química y el rociado higroscópico donde el aire se somete a soluciones químicas para quitarle o agregarle humedad.

1.10.2 Mezcla adiabática de dos caudales de aire húmedo

Cuando se trabaja con sistemas de acondicionamiento de aire es muy común trabajar con este proceso, la idea consiste en mezclar dos flujos de aire con diferentes temperaturas y humedades con el fin de obtener una mezcla de aire con propiedades intermedias.

En la Figura 1.12 se muestra un esquema de tres flujos de aire, dos flujos de entrada que se mezclan y que han sido referenciados con los subíndices E y R; y el flujo de mezcla o de salida, referenciado con subíndice M. Cada flujo representa un estado de aire húmedo que se puede graficar en el diagrama psicrométrico.

El subíndice E se refiere al aire exterior, el subíndice R al aire de retorno y el subíndice M al aire de mezcla, que son los principales flujos que intervienen en un equipo de aire acondicionado.

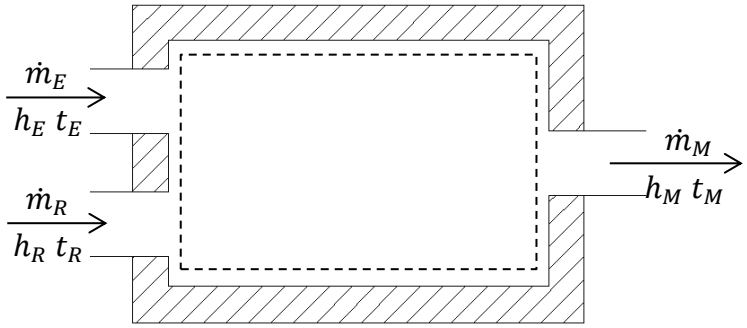


Figura 1.12. Mezcla de dos flujos de aire húmedo
Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte I, c. 8, p. I-81

Aplicando el principio de la Conservación de la Energía se obtiene que:

$$\dot{m}_{aE}h_E + \dot{m}_{aR}h_R = \dot{m}_{aM}h_M \tag{1.33}$$

Haciendo el balance de masa del aire seco:

$$\dot{m}_{aE} + \dot{m}_{aR} = \dot{m}_{aM} \tag{1.34}$$

Haciendo el balance de masa del vapor de agua:

$$\dot{m}_{WE} + \dot{m}_{WR} = \dot{m}_{WM} \tag{1.35}$$

De las dos primeras expresiones se puede obtener:

$$\frac{\dot{m}_{aE}}{\dot{m}_{aR}} = \frac{h_R - h_M}{h_M - h_E} \tag{1.36}$$

Despejando para h_M se obtiene:

$$h_M = h_R + \left(\frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_E + m_R} \right) \times \left(h_E - h_R \right) = h_R + \left(\frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_M} \right) \times \left(h_E - h_R \right) \quad (1.37)$$

A la relación $\left(\frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_M}\right)$ se le denomina *porcentaje de aire exterior*. Lo mismo se puede aplicar a la relación de humedad y a la temperatura:

$$W_M = W_R + \left(\frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_E + m_R} \right) \times \left(W_E - W_R \right) \quad (1.38)$$

$$T_M = T_R + \left(\frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_E + m_R} \right) \times \left(T_E - T_R \right) \quad (1.39)$$

En la Figura 1.13 se muestra la representación de en el diagrama psicrométrico de la mezcla de dos flujos de aire húmedo.

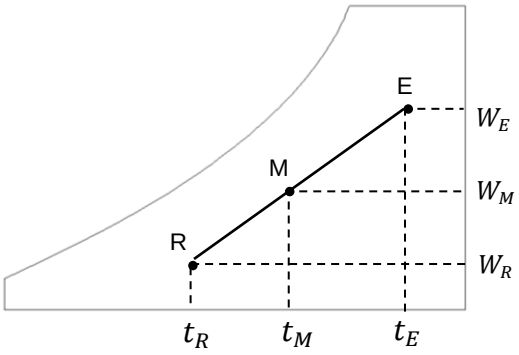


Figura 1.13. Representación en el diagrama psicrométrico de la mezcla de dos flujos de aire húmedo
Fuente: Elaboración propia

1.10.3 Cálculo de los parámetros de diseño de un equipo de aire acondicionado

Para climatizar un local en verano, es decir, obtener una temperatura interior menor a la temperatura exterior; lo que se hace es bajar la temperatura a un fluido que puede ser: aire, agua, simultáneamente aire y agua, u otro fluido diferente al aire y al agua. A excepción del aire, cualquier fluido al que se le extrae calor para enfriarlo, se encuentra canalizado y no se mezcla con el aire del local. En el caso del aire, éste sí se mezcla con el aire de la habitación. El aire es un fluido muy frecuente y es el que se va a estudiar a continuación, es decir, cuando se extrae calor al aire de suministro y éste se mezcla con el aire de la habitación.

La mezcla de un caudal de aire exterior con aire de retorno del local tiene lugar en los equipos denominados UTA o *unidad de tratamiento de aire*, y desde ahí se impulsa el aire enfriado a la habitación. Estos equipos se estudian en el Capítulo 2.

En la Figura 1.14 se muestra el esquema de una manejadora de aire (como lo podría ser un *fan coil* de agua helada). Se puede ver una rejilla que realiza la toma de aire fresco, una rejilla de retorno de aire instalada en el interior del local extrae el aire proveniente de la habitación, a la manejadora entra la mezcla de aire. Un ventilador hace pasar la mezcla de aire por el serpentín de enfriamiento donde el aire reduce su energía térmica y humedad. A la salida de la manejadora, el ducto de suministro de aire se aísla térmicamente para evitar que el aire incremente su temperatura hasta la llegada al difusor. El difusor, instalado en el interior del local, inyecta el aire con las condiciones interiores requeridas de temperatura y humedad. Además, se debe instalar una bandeja de condensados donde se recibe el agua de la deshumidificación y una tubería de drenaje para conducir el agua.

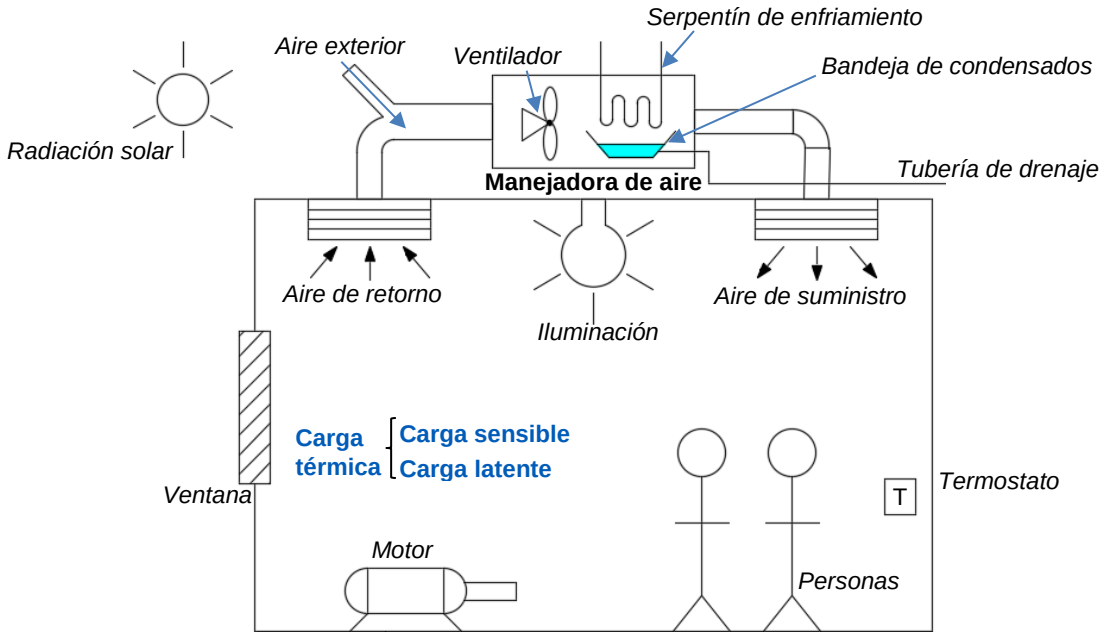


Figura 1.14. Esquema de una manejadora de aire
Fuente: Elaboración propia

La metodología gráfica utilizando el diagrama psicrométrico que se sigue para el cálculo de los parámetros de diseño de un equipo es la siguiente:

Datos generales

1. Calor sensible del local
2. Calor latente del local
3. Condiciones exteriores de temperatura y humedad relativa
4. Condiciones interiores de temperatura y humedad relativa
5. Altitud (msnm)

6. Caudal de ventilación
7. Factor de incremento de ventilación (aplica sólo cuando se desea un mayor caudal de aire para cumplir con recomendaciones de calidad del aire, como por ejemplo, proyectos que aspiren a la certificación LEED).

Cálculos y método gráfico

El procedimiento a seguir es el siguiente:

1. Definir el factor de calor sensible o FCS

2. Graficar en el diagrama los puntos E (aire exterior) y S (aire de retorno de la habitación que tiene las condiciones interiores también conocidas como *condiciones de sala*). Unirlos mediante una recta, sobre esta recta se encuentra el punto de mezcla M.

3. Determinar el punto de insuflamiento o de suministro, punto I, para ello:

- Se traza la recta que une el foco (o punto de referencia del diagrama psicrométrico) y el valor de FCS, a esta recta se le conoce como *recta de referencia*.
- Se traza una recta paralela a la recta de referencia que pasa por el punto de sala S, a esta recta se le conoce como *recta de condiciones I.*
- El punto I, de acuerdo a las condiciones del aire en un equipo de aire acondicionado, tiene una humedad relativa que se encuentra entre 90 y 100% HR (se elige 95% HR como referencia).
- Se debe verificar que la diferencia entre las temperaturas de sala y la de insuflamiento ($T_S - T_I$) se encuentre entre 8,3°C y 16,6°C. Una diferencia de temperaturas más alta ocasionaría el *choque térmico*, que es el malestar que sufrirían las personas si tuvieran una temperatura muy baja en el interior y al salir les afectaría la alta temperatura exterior.

4. Calcular el caudal de aire de insuflamiento

Se analiza el proceso que sigue el aire en la sala o el local: el aire pasa de las condiciones del punto I a las condiciones del punto S.

El flujo másico del punto I, expresado en kg/s, se obtiene a partir de la carga térmica expresada en W y de la diferencia entre la entalpía de la sala y la de insuflamiento, expresada en kJ/kg, a través de la siguiente ecuación:

$$Q_{carga\ térmica} = \dot{m}_I \times \left(h_S - h_I\right) \tag{1.40}$$

Además, el flujo volumétrico o caudal se puede calcular a partir del volumen específico:

$$\dot{V}_I = \dot{m}_I \times \upsilon_I \tag{1.41}$$

5. Calcular el flujo másico del aire exterior

Se puede calcular el flujo volumétrico o caudal de aire exterior considerando el número de personas y área, o según las renovaciones por hora. Y a partir de ahí el flujo másico del aire fresco:

$$\dot{m}_E = \frac{\dot{V}_E}{\upsilon_E} \tag{1.42}$$

Además, se considera que la masa del aire de mezcla es igual a la masa del aire de insuflamiento. Con el flujo másico $\dot{m}_E$ se puede calcular el porcentaje de aire exterior:

$$\%AE = \frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_I} \times 100 \tag{1.43}$$

6. Determinar el punto de mezcla M

La temperatura del aire de mezcla se calcula a partir de:

$$T_M = T_S + \%AE \times \left(T_E - T_S\right) \tag{1.44}$$

El punto M tiene la temperatura T_M y se encuentra sobre la recta $\overline{ES}$.

7. Calcular la capacidad total del equipo.

Se analiza el proceso que sigue el aire en el equipo: el aire pasa de las condiciones del punto M a las condiciones del punto I.

La capacidad total del equipo, expresada en *W*, se calcula con la ecuación:

$$Q_{total,equipo} = \dot{m}_I \times \left(h_M - h_I\right) \tag{1.45}$$

8. Calcular la capacidad de enfriamiento sensible del equipo.

En el diagrama psicrométrico, a partir del punto M se traza una vertical y a partir del punto I se traza una horizontal. Hasta formar un ángulo recto con la vertical trazada. En la intersección se ubica el punto X. El segmento $\overline{IX}$ corresponde a la capacidad sensible del equipo, el segmento $\overline{MX}$ a la capacidad latente del equipo.

Analíticamente, la capacidad sensible del equipo se calcula tomando en cuenta que la temperatura de la mezcla es igual a la temperatura del punto X, y que la humedad absoluta del punto X es igual a la humedad absoluta del aire de insuflamiento. A partir de ahí se puede calcular la entalpía del punto X.

La capacidad sensible del equipo, medida en *W*, se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$Q_{sensible,equipo} = \dot{m}_I \times \left(h_X - h_I\right) \tag{1.46}$$

La capacidad latente del equipo, medida en *W*, se calcula a partir de:

$$Q_{latente,equipo} = \dot{m}_I \times \left(h_M - h_X\right) \tag{1.47}$$

El equipo también tiene un factor de calor sensible, análogo al de la sala:

$$FCS_{equipo} = \frac{Q_{sensible,equipo}}{Q_{total,equipo}} \tag{1.48}$$

9. Calcular la cantidad de agua deshumectada.

La cantidad de agua que se deshumecta depende de la diferencia de contenido de humedad entre el punto *M* y el punto *I* y se calcula con la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{agua\ drenada} = \dot{m}_I \times \left(W_M - W_I\right) \tag{1.49}$$

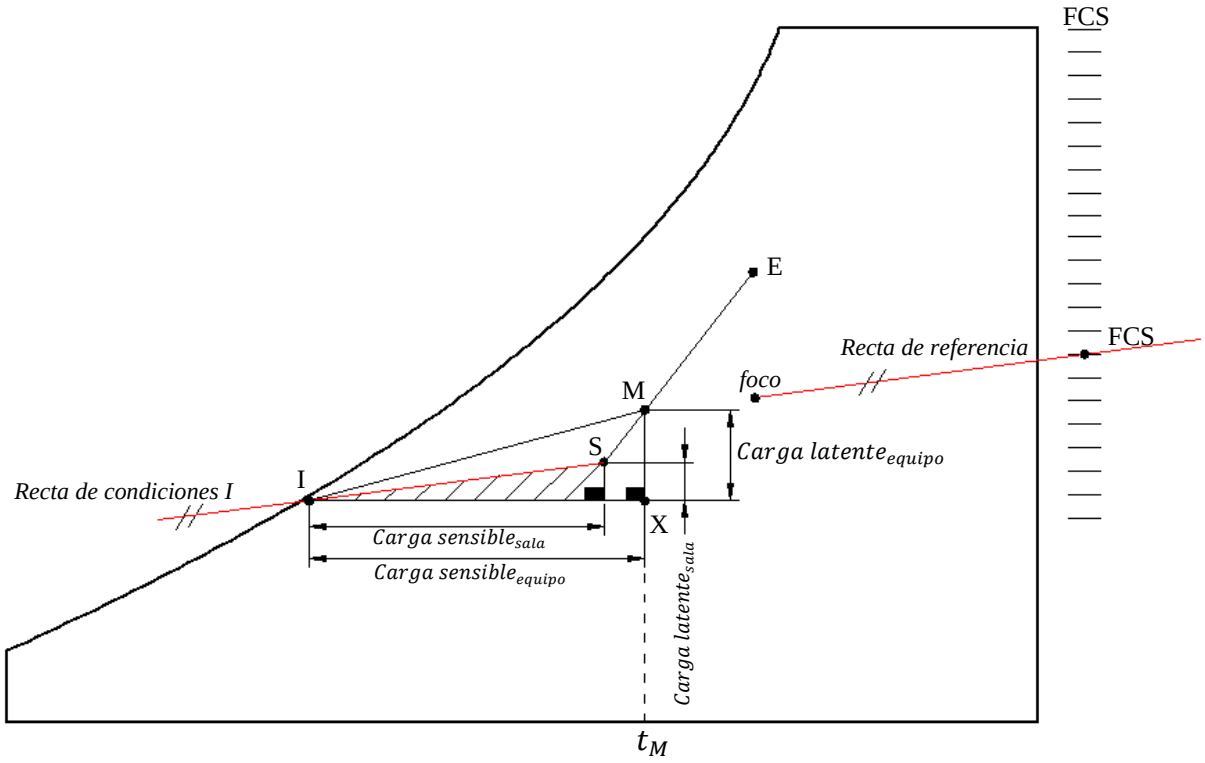


Figura 1.15. Proceso de enfriamiento de un equipo de aire acondicionado en el diagrama psicrométrico
Fuente: Elaboración propia

1.10.4 Factor de *by-pass* y factor de contacto

Cuando el aire atraviesa la batería de enfriamiento, su temperatura baja y se deshumidifica, la calidad de este proceso depende de la eficiencia de la batería. Una forma de medir la eficiencia de la batería es mediante el *factor de by-pass*, que se define como el tanto por uno del aire que pasa a través de la batería sin sufrir ningún cambio en su estado. En ese sentido, también se define el factor de contacto, que es el tanto por uno del aire que pasa a través de los tubos del serpentín y que sale a la temperatura deseada.

De esta forma se tiene que:

$$f_{by-pass} + f_{contacto} = 1 \qquad (1.50)$$

La temperatura en toda la superficie de la batería es variable, sin embargo, se supone una temperatura media de superficie que daría como resultado las mismas condiciones de salida del aire que la temperatura real variable. A esta temperatura media se le llama *temperatura equivalente de superficie*. Si el aire entrase en perfecto contacto con la superficie de la batería, podría salir idealmente, saturado y a la temperatura equivalente de superficie. A este estado ideal se le llama *temperatura de punto de rocío de la batería*.

La Tabla 1.13 muestra los factores de *by-pass* de acuerdo a la aplicación que se tenga, esta tabla puede servir de guía para el diseño del proyecto.

Tabla 1.13. Valores usuales de los factores de *by-pass*

Factor de by-pass	Tipo de aplicación	Tipo de local
0,30 a 0,50	Balance térmico bajo o medio con FCS bajo	Departamentos
0,20 a 0,30	Acondicionamiento de confort clásico, balance térmico relativamente bajo, o algo mayor pero con FCS bajo	Tiendas pequeñas, fábricas
0,10 a 0,20	Acondicionamiento de confort clásico	Tiendas grandes, bancos, fábricas
0,05 a 0,10	Ganancias sensibles grandes o caudal de aire exterior grande	Tiendas grandes, restaurantes, fábricas
0 a 0,10	Funcionamiento con 100% aire fresco	Hospitales, quirófanos, fábricas

Fuente: Carrier, *Manual de Aire Acondicionado*, 2009, Parte I, c. 8, p. I-94

Capítulo 2

Ciclo de refrigeración y unidades de tratamiento de aire

2.1 Introducción

La refrigeración es un área donde se unen la ciencia y la ingeniería con la finalidad de solucionar las necesidades del hombre para controlar la temperatura. El campo de aplicación de la refrigeración es muy amplio, algunas de las aplicaciones son:

- La *climatización de espacios,* o acondicionamiento de aire, para lograr el confort térmico humano.
- La *creación de climas controlados* como en el caso de invernaderos y zoológicos.
- La *producción de hielo* para la conservación de alimentos, medicamentos u órganos en medicina.
- La industria del *transporte de alimentos perecederos*.
- El *enfriamiento de dispositivos electrónicos*, que muchas veces se hace a través de ventilación.
- El control de la temperatura y la humedad en *procesos industriales* para garantizar un correcto funcionamiento y obtención de productos.
- La *criogénesis* o enfriamiento a muy bajas temperaturas.
- El enfriamiento de *motores de combustión interna*.

Existen dos ciclos de refrigeración: por compresión de vapor y de absorción.

Los componentes principales del ciclo de compresión de vapor son: el compresor, condensador y evaporador. Mientras que el ciclo de absorción cuenta, principalmente, con una cámara de absorción, generador, evaporador y condensador.

En un ciclo de compresión de vapor, el compresor incrementa la presión del refrigerante desde la presión existente en el evaporador hasta la existente en el condensador. En un ciclo de absorción, el aumento de presión se debe al calor suministrado por un vapor u otro fluido que circula por una batería. La cámara de absorción-generación se puede comparar con el compresor, la cámara de absorción realiza el efecto de la carrera de aspiración, mientras el

generador el efecto de la carrera de compresión. El colector de pulverizadores del evaporador de una máquina de absorción se puede comparar con la válvula de expansión. El condensador y el evaporador de ambos sistemas son los mismos.

El acondicionamiento del aire es el proceso de alterar las propiedades del aire (temperatura, humedad, movimiento del aire, calidad) con el fin de obtener condiciones de confort humano o las necesarias para determinados procesos industriales.

Los sistemas encargados de la climatización de espacios, ya sea a nivel residencial, comercial, o industrial, se les conoce también como sistemas *HVAC*, por las siglas en inglés de *Heating, Ventilation Air Conditioning* (calefacción, ventilación, aire acondicionado).

El ciclo se sigue llamando de refrigeración, aunque las temperaturas de los sistemas de acondicionamiento de aire sean más altas que las empleadas en sistemas de refrigeración industrial como es el caso de la producción de hielo, muy aplicada para la conservación de alimentos.

El presente trabajo se enfoca en el acondicionamiento del aire a través de una unidad de tratamiento de aire.

2.2 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

El ciclo de refrigeración es un circuito cerrado por donde circula un refrigerante, todos los elementos que intervienen en el proceso se encuentran conectados a través de tuberías de cobre.

En este ciclo suceden dos fenómenos muy importantes:

- El refrigerante pasa del estado líquido al vapor si, su presión disminuye o si su temperatura se eleva. En cualquiera de los dos casos, se le debe agregar calor, es debido a esto que la temperatura del aire que lo rodea baja.
- El refrigerante pasa del estado vapor al líquido si, su presión aumenta o si su temperatura disminuye. En cualquiera de los dos casos, se le debe quitar calor, es debido a esto que la temperatura del ambiente que lo rodea se eleva.

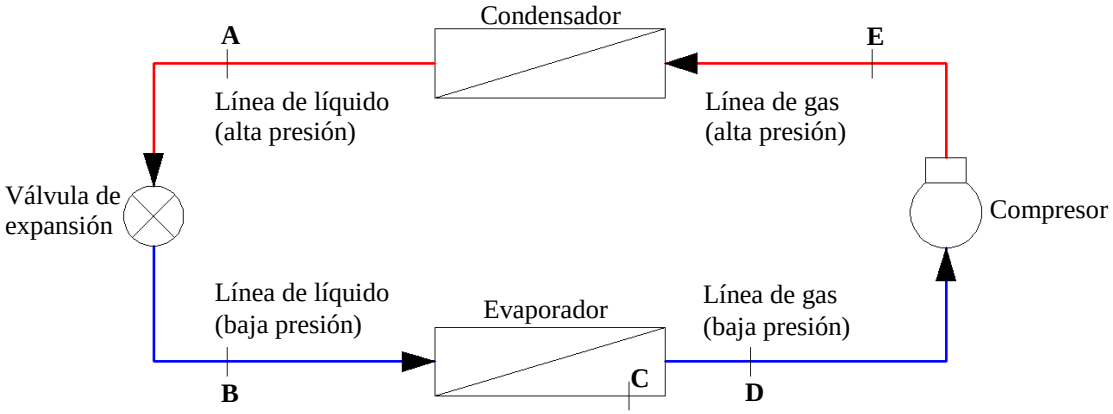


Figura 2.1. Esquema simplificado del ciclo de refrigeración por compresión de vapor
Fuente: Elaboración propia

En la Figura 2.1 se muestra un esquema del ciclo de refrigeración por compresión de vapor. En la Figura 2.2 se muestra el diagrama presión-entalpía del ciclo de compresión.

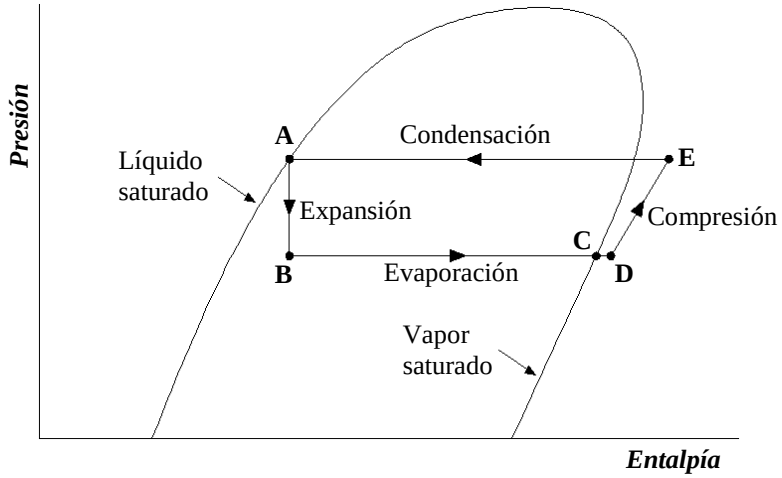


Figura 2.2. Diagrama presión - entalpía del ciclo de compresión
Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte IV, c. 1, p. IV-6, f. 4

El proceso, de acuerdo a los principales elementos que intervienen, ocurre de la siguiente forma:

Válvula de expansión

Existen diferentes elementos de expansión, en este caso, se considera la *válvula de expansión termostática*, también llamada *VET*. El punto A se ubica justo antes de la válvula de expansión termostática, en este punto el refrigerante se encuentra en estado líquido. La VET es un dispositivo accionado por la presión y la temperatura que regula la cantidad de líquido que entra al serpentín del evaporador. La VET recibe la señal del bulbo sensor que mide la temperatura del vapor y que se ubica a la salida del evaporador (punto D), de acuerdo a ello, la válvula regula la cantidad de líquido que debe entrar al serpentín del evaporador. A mayor temperatura leída, la válvula debe abrir más y permitir mayor paso de refrigerante.

Además de esto, la válvula de expansión también cumple otra función, hace descender la presión del refrigerante desde la presión existente en el condensador, punto A, hasta la presión en el evaporador, punto B. Es por ello que la válvula actúa como un regulador de los límites de alta y baja presión en los que trabaja el evaporador.

Otra función importante de la válvula de expansión es que, al reducir la presión, también baja la temperatura de ebullición del gas refrigerante, en otras palabras, es la encargada de darle la capacidad de hervir o evaporarse a bajas temperaturas. Por ejemplo, el gas R-22 se evapora a 0°C a una presión de 414 kPa (60 psig).

Estado del refrigerante a la entrada de la válvula de expansión: líquido a alta presión.
Estado del refrigerante a la salida de la válvula de expansión: líquido a baja presión y temperatura.

Evaporador

En el punto B, a la entrada del evaporador, el refrigerante se encuentra en estado líquido-vapor. En el evaporador, la presión es tan baja que el refrigerante hierve y se evapora. Para favorecer la ebullición, se hace pasar sobre la superficie del serpentín del evaporador el aire caliente de retorno del ambiente a acondicionar y éste cede su calor al refrigerante que se encuentra hirviendo a una temperatura mucho más baja que el aire. El refrigerante que circula por la tubería de cobre del serpentín del evaporador se encuentra en estado líquido y vapor, y continúa hirviendo hasta que sale del evaporador en estado vapor, que es donde se ubica el punto C.

Desde el punto C al punto D ocurre el sobrecalentamiento del vapor (medido a la salida del evaporador), este sobrecalentamiento lo mide el bulbo sensor de temperatura y lo controla la válvula de expansión.

Estado del refrigerante a la entrada del evaporador: líquido a baja presión y temperatura.
Estado del refrigerante dentro del serpentín del evaporador: mezcla líquido-vapor.
Estado del refrigerante a la salida del evaporador: vapor sobrecalentado a baja presión.

Compresor

El refrigerante sobrecalentado a baja presión entra al cilindro del compresor a través de la tubería de succión (o aspiración). El compresor comprime el gas, aumentando su presión y temperatura. Finalmente, se expulsa, punto E, a través de la tubería de descarga, la presión producida hace que el gas caliente fluya hacia el condensador.

Existe un segundo sobrecalentamiento del vapor que ocurre en la línea de succión del compresor con el fin de asegurar que no entre líquido refrigerante al compresor.

Estado del refrigerante a la entrada del compresor: vapor sobrecalentado a baja presión.
Estado del refrigerante a la salida del compresor: vapor sobrecalentado a alta presión y temperatura.

Condensador

Sobre la superficie del serpentín del condensador pasa el medio de condensación, aire o agua, y absorbe el calor del refrigerante mientras éste, que se encuentra en estado gaseoso va condensando. El refrigerante en estado líquido se recoge en un depósito receptor, que puede o no ser parte del condensador. Luego, el líquido se impulsa por la tubería hasta la válvula de expansión, punto A, empezando nuevamente el ciclo.

Estado del refrigerante a la entrada del condensador: vapor sobrecalentado a alta presión y temperatura.
Estado del refrigerante dentro del serpentín del condensador: mezcla vapor-líquido.
Estado del refrigerante a la salida del condensador: líquido saturado a alta presión.

2.3 Principales componentes del ciclo de refrigeración por compresión

Los componentes principales del ciclo de refrigeración por compresión que se van a estudiar a continuación son el compresor, el evaporador y el condensador.

2.3.1 Compresor

Como se ha mencionado anteriormente, este trabajo se enfoca en los equipos de refrigeración por comprensión de vapor, las máquinas de absorción no se estudian aquí debido a que son menos empleadas en la industria de la refrigeración.

Los compresores son máquinas que cumplen la función de elevar la presión de un gas desde el estado de la succión hasta el de descarga. Durante este proceso se consume energía y además de elevarse la presión, también se eleva la temperatura del refrigerante. En la Tabla 2.1 se muestra la clasificación más común de los compresores.

El compresor comprime el gas por dos motivos importantes:

- Elevar la temperatura del refrigerante para hacerlo condensable (volverse líquido) a la temperatura ambiente.
- Darle al refrigerante la energía necesaria para recorrer todo el circuito del ciclo de refrigeración.

Tabla 2.1. Clasificación de los compresores

Tipos de compresores		
Compresores volumétricos o de desplazamiento positivo	Alternativos o reciprocantes	Abierto
		Hermético
		Semi-hermético
	Rotativos	De paletas
		Tornillo o *screw* (en inglés)
		Espiral o *scroll* (en inglés)
Compresores dinámicos o turbocompresores	Axial	
	Radiales o centrífugos	

Fuente: Elaboración propia

Los compresores *scroll* son de alta eficiencia y se emplean con frecuencia en equipos de acondicionamiento de aire de potencias medianas.

Compresor volumétrico rotativo

El concepto básico de funcionamiento de los compresores rotativos es el mismo que el de los compresores alternativos:

- Se aspira un volumen determinado de gas a baja presión que queda confinado en un espacio cerrado.
- El volumen de este espacio se reduce por acción de una fuerza exterior con lo que aumenta la presión del gas confinado en su interior.

- El gas comprimido se envía a la zona de alta presión.

Existe una notable diferencia entre los compresores alternativos y los rotativos. En los compresores alternativos, el volumen inicial que es el volumen del cilindro, es siempre el mismo, pero el volumen final depende de la apertura de la válvula de expansión, por lo que es un volumen variable. En los compresores rotativos, tanto el volumen inicial como el final son determinados, la relación entre ambos volúmenes depende de la geometría del compresor, por lo que el compresor tiene su propia relación de compresión.

El rendimiento global de un compresor volumétrico, para relaciones de compresión próximas a las de diseño, suele ser mucho mayor que el de un compresor alternativo equiparable.

Compresor de espiral

También llamados *scroll* por su nombre en inglés, son compresores de bajo consumo energético, bajos niveles de ruido y vibración, son compactos y de bajo peso, tiene pocas piezas móviles. Su fabricación se realiza a través de procesos de control numérico ya que requiere de estrechas tolerancias debido a su geometría compleja, en especial los espirales.

El compresor *scroll* está formado por dos platos, uno fijo y uno móvil que tienen un sobre relieve en espiral, como se muestra en la Figura 2.3. Los dos espirales encajan uno dentro del otro dejando un espacio libre entre ellos.

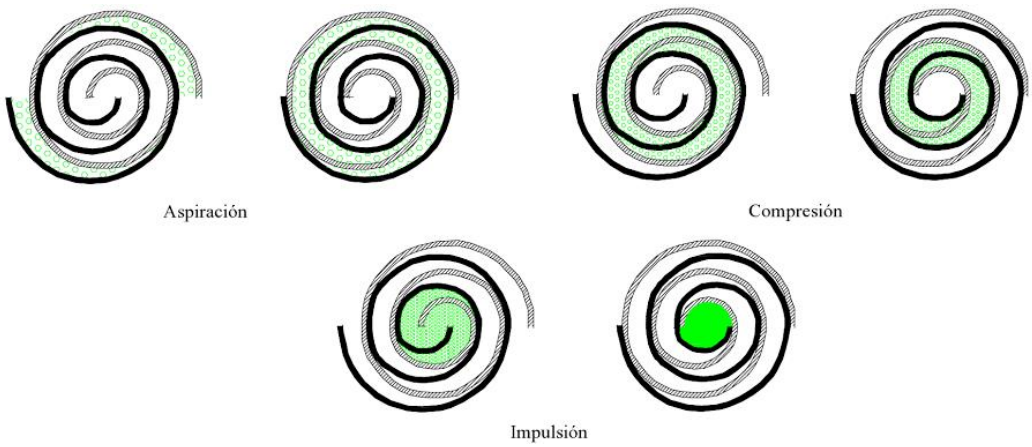


Figura 2.3. Compresor en espiral
Fuente: UNED. *Tecnología Frigorífica*, 2015, p. 219, f. 36

El eje de giro del plato móvil es excéntrico respecto al eje de giro del plato fijo, de manera que los dos espirales presentan una línea de tangencia cada media vuelta. Entre dos líneas de tangencia y la base de los platos delimitan un espacio cerrado cuyo volumen va disminuyendo a medida que se acerque al centro del plato fijo. El gas se aspira desde la periferia del plato móvil, entra en el espiral debido al giro del plato móvil, y la masa de gas aspirado se empuja hacia el centro de los platos. Como el volumen del espacio hueco va disminuyendo, el gas se comprime y sale por el eje a una presión que depende de la relación volumétrica entre la entrada y salida.

2.3.2 Evaporador

El evaporador es un intercambiador de calor que se emplea tanto en los sistemas de refrigeración por compresión de vapor como por absorción. Su función principal es extraer el calor del recinto a climatizar, la extracción del calor la realiza el fluido refrigerante que cambia de estado de líquido a gaseoso. En aplicaciones de aire acondicionado, el fluido al que se le extrae calor es, generalmente, aire o agua. Los evaporadores se emplean en diversas aplicaciones industriales y de procesos, y de acuerdo a ello existen diferentes tipos. Para aplicaciones de aire acondicionado, se les puede dividir de la forma como se muestra en la Tabla 2.2:

Tabla 2.2. Tipos de evaporadores según el fluido a extraer calor

Evaporadores para acondicionamiento de aire o refrigeración doméstica	Para enfriar aire	De expansión seca
	Para enfriar líquidos	De expansión seca
		Inundados
		Sobrealimentados

Fuente: Elaboración propia

En los evaporadores de expansión seca, la válvula de expansión regula la cantidad de refrigerante en estado líquido que debe entrar al evaporador, este control lo hace a través de un bulbo sensor que mide la temperatura del vapor a la salida del evaporador, ver Figura 2.4.

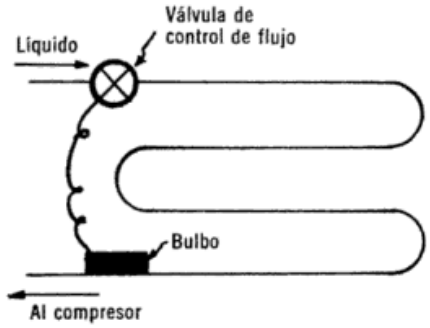


Figura 2.4. Esquema de un evaporador de expansión seca
Fuente: Limusa. *Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración*, 2009, c. XII, f. XII-2, p. 391

En aplicaciones de aire acondicionado, cuando se enfría aire, la diferencia de temperatura del aire a la entrada y a la salida del evaporador se encuentra generalmente, entre 4 y 14°C. Cuando se enfría aire, el evaporador más común es el llamado *coil* o serpentín en español, que se muestra en la Figura 2.5. Está formado por una batería con aletas que alberga y sostiene todo un haz de tubos. El aire puede tener circulación natural o ser impulsado por un ventilador en forma perpendicular al haz de tubos y circular por los canales que forman las aletas. Existen otras disposiciones como de tubos lisos o planchas de tubos yuxtapuestas o de placas. Todas las disposiciones se tratan de evaporadores de tipo DX o *dry-ex*, o expansión seca, también se le conoce como expansión directa.

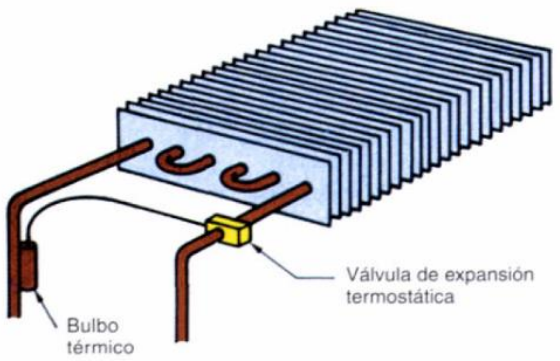


Figura 2.5. Esquema del evaporador de tubos y aletas
Fuente: Paraninfo. *Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado, Volumen 2*, 2000, c. 1, f. 1.15, p. 8

2.3.3 Condensador

En el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, el calor absorbido en el evaporador más el calor equivalente al trabajo necesario para elevar la presión del refrigerante, se disipan en el condensador, devolviendo al mismo tiempo el estado líquido al refrigerante. Este calor es extraído del condensador por un fluido que, generalmente, es aire o agua.

Los condensadores se clasifican de acuerdo al medio de disipación de calor. Por consiguiente, existen tres tipos de condensadores de uso convencional:

- condensador refrigerado por aire
- condensador evaporativo
- condensador refrigerado por agua.

Normalmente, para la selección de un condensador se toma en consideración los costos del equipo y los costos de funcionamiento del sistema. Algunos de los factores que afectan la elección son las condiciones exteriores del aire, del agua, y la aplicación del sistema. En la Tabla 2.3 se muestra un cuadro resumen con algunos aspectos que ayudan a la selección del condensador.

Condensador enfriado por aire

Un condensador enfriado por aire se compone de unos serpentines, un chasis que aloja a los serpentines, ventiladores y los motores de los ventiladores. En la Figura 2.6 se muestra una enfriadora de agua o equipo *chiller* con condensador enfriado por aire. En una unidad de tratamiento de aire, la sección del condensador presenta los mismos elementos, como se verá más adelante cuando se estudien este tipo de equipos.

El gas refrigerante condensa por medio de la transferencia de calor sensible al aire que pasa sobre la superficie del serpentín.

Como se puede apreciar en la Tabla 2.3, un condensador refrigerado por aire se emplea para sistemas de bajas capacidades de refrigeración.

Figura 2.6. *Chiller* con condensador enfriado por aire
Fuente: Sitio web de la marca Carrier

Tabla 2.3. Resumen de principales características de los condensadores según el tipo de disipación de calor

	Condensador enfriado por aire	**Condensador evaporativo**	**Condensador enfriado por agua**
Rango de potencia recomendable	Capacidades menores a 260 kW	Capacidades comprendidas entre <175; 525> kW	Capacidades mayores a 350 kW
Costos	- Alto costo de instalación para capacidades altas (no se recomienda). - Bajo costo de mantenimiento de los condensadores. - Bajo costo de funcionamiento	- Bajo costo de instalación - Debido a que las temperaturas de condensación son bajas, para una misma capacidad de enfriamiento, se obtiene respecto al condensador enfriado por aire, un compresor de menor potencia.	- Se adiciona el costo de la torre de enfriamiento, sólo se recomienda para grandes capacidades.
Instalaciones adecuadas	- Para las capacidades recomendadas, en instalaciones con muchas horas de funcionamiento y cargas ligeras. - Adecuado cuando se tienen bajas temperaturas exteriores, no hay problema con la congelación del agua. - Altas temperaturas secas exteriores en verano.	- Adecuado cuando se tienen bajas temperaturas húmedas y altas temperaturas secas (humedad baja). - Disponibilidad de agua a buen precio y de buena calidad.	- Se cuenta con agua suficiente y a precio razonable. - Adecuado cuando se tienen bajas temperaturas húmedas y altas temperaturas secas (humedad baja)
Temperaturas de condensación	En promedio, entre 43 a 57°C.	En promedio, entre 43 a 46°C.	En promedio, entre 37 a 45°C.
Equipos	Enfriadores de aire por expansión directa. Enfriadoras de agua condensadas por aire.		Enfriadoras de agua condensadas por agua.

Fuente: Elaboración propia

Normalmente, el costo inicial de instalación se ve determinado por la elección de la combinación de compresor y condensador a temperaturas ordinarias de condensación, esto es:

- A mayor temperatura de condensación, mayor capacidad del condensador, obteniéndose un ahorro en el costo inicial del condensador (menor tamaño).
- A mayor temperatura de condensación, también aumenta la potencia de consumo del compresor.
- El aumento de la potencia del compresor, se puede ver total o parcialmente compensado por la menor potencia del motor del ventilador del condensador.

A esto se puede añadir que, muchas veces, los condensadores enfriados por aire se construyen con circuitos de sub-enfriamiento, lo que conlleva a aumentar la capacidad total del equipo con un ligero aumento de la potencia consumida por el compresor.

2.4 Otros elementos del ciclo de refrigeración por compresión

Existen otros elementos que forman parte del ciclo de refrigeración y que también son importantes para el correcto funcionamiento del mismo (ver Figura 2.7).

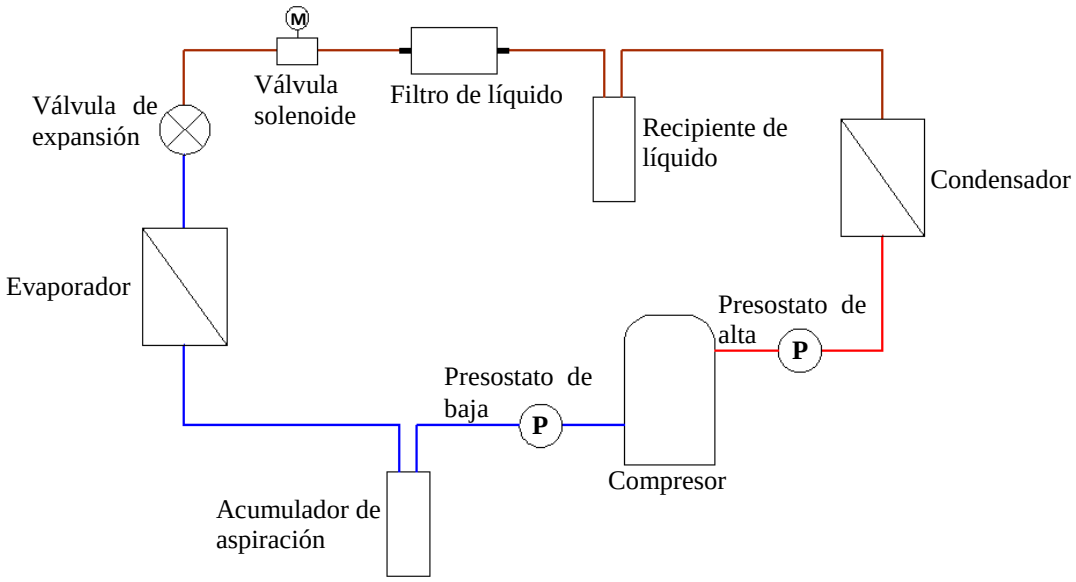


Figura 2.7. Esquema de los elementos de un equipo con ciclo por compresión de vapor
Fuente: Elaboración propia

<u>Presostato de baja y alta presión</u>

Como se mencionó anteriormente, el fluido está sometido a cambios de presión, una parte se encuentra a alta presión y otra a baja presión:

- La parte que corresponde a la alta presión está comprendida entre la descarga del compresor y la entrada al dispositivo de expansión. La temperatura del refrigerante en este tramo no es la misma:
    - Entre la salida del compresor y la entrada del condensador, el fluido se encuentra en estado gaseoso (vapor sobrecalentado).

- El fluido se condensa a una temperatura menor y sale del condensador a esa misma temperatura o menor si se subenfría, por tanto, la temperatura del fluido a la entrada del elemento de expansión puede ser igual o menor que la temperatura de condensación.

- La parte correspondiente a la baja presión, es la comprendida entre la salida del dispositivo de expansión y la entrada al compresor. En este tramo, la temperatura también varía, aumenta desde el evaporador hasta la entrada del compresor.

Los presostatos son unos interruptores eléctricos que trabajan por presión, abren o cierran el circuito a través de uno o varios contactos normalmente abiertos o normalmente cerrados, de acuerdo a la presión con la que trabajan se diferencian dos tipos:

- El presostato de alta presión se ubica a la descarga del compresor y su función es impedir que en la zona de alta presión se alcancen valores que afecten el rendimiento de la instalación o la misma seguridad de las personas. Se configuran a una determinada presión y cuando se alcanza este valor, el presostato detiene el compresor.
- El presostato de baja presión se instala en la aspiración del compresor y su función es evitar que la presión en la zona de baja, caiga por debajo de la presión atmosférica o que descienda por debajo de la presión normal de funcionamiento, ya que igualmente el rendimiento se vería afectado. Su configuración siempre está por encima de la presión atmosférica. Si la presión desciende hasta el valor de consigna, el presostato detiene el compresor.

La instalación puede disponer de un manómetro en el lado de alta presión y otro en el lado de baja, pero es más práctico instalar un solo manómetro que mida la diferencia de presiones entre ambas líneas, esto evita errores en la medición. Por ello es que muchas veces se prefiere instalar un sólo dispositivo para la presión, denominado *presostato diferencial*, el cual tiene tres escalas de medición: alta presión, baja presión y diferencial de presiones, la cual mide la diferencia entre la presión de arranque y la de parada (ver Figura 2.8).

Figura 2.8. Presostato diferencial
Fuente: Sitio web de la marca Danfoss

Válvula solenoide

La válvula solenoide es una electroválvula y es el dispositivo más básico para controlar el flujo del refrigerante, puede ser de dos tipos: completamente abierta o completamente cerrada. Se instala antes del elemento de expansión (ver Figura 2.9).

La válvula de solenoide es una válvula que se cierra ya sea por gravedad, por presión, o por la acción de un resorte; y es abierta por el movimiento de un émbolo operado por la acción magnética de la bobina cuando está energizada eléctricamente, o viceversa (apertura y cierre).

Está compuesta por dos partes accionantes distintas, pero integrales: un solenoide o bobina eléctrica y el cuerpo de la válvula.

Las válvulas solenoide son de acción instantánea, abren o cierran muy rápidamente frente a la acción de la corriente eléctrica que se aplica a la bobina magnética.

Esta válvula es la responsable del cierre o apertura del flujo del refrigerante, y siempre lleva una flecha grabada por el fabricante que indica la dirección del flujo de refrigerante. Se instala en la tubería de cobre con el fin de evitar fugas de refrigerante.

El principio de control de la temperatura en el interior del local es el siguiente:

- Baja la temperatura en el interior del local, el termostato detecta esta bajada y corta la corriente a la válvula solenoide y ésta se cierra. Como ya no hay fluido, el compresor tiene cada vez menos flujo de refrigerante que aspirar, con lo que su presión empieza a bajar hasta llegar al valor fijado en el presostato de baja y éste detiene el compresor.
- Debido a la constante entrada de calor al local (trasmisión por paredes, techo, suelo, etc.), la temperatura interior empieza a subir. Cabe resaltar, que durante el día, la mayor parte del trabajo del compresor es para eliminar el calor por transmisión.
- El termostato detecta el aumento de temperatura, cierra sus contactos, da paso de corriente a la válvula solenoide y ésta se abre. El fluido, que se encuentra a la entrada de la válvula a alta presión, pasa por el dispositivo de expansión y entra al evaporador. A medida que va entrando, extrae calor del interior del local, mientras que su presión y temperatura aumentan hasta alcanzar un valor que corresponde al fijado en el diferencial del presostato y el compresor vuelve a arrancar.

Figura 2.9. Válvula solenoide
Fuente: Sitio web de la marca Danfoss

Este modo de funcionamiento no es el óptimo para el compresor, ya que trabaja con arranques y paradas que además de generar desgastes mecánicos excesivos, la sensación de confort debida a la temperatura es incómoda para los ocupantes ya que se mantiene subiendo y bajando constantemente.

Separador de aceite

Es un dispositivo que se instala en la tubería de descarga, después del compresor. El refrigerante sale del compresor mezclado con el aceite de lubricación y se debe asegurar que éste regrese al cárter de aceite principal por dos razones:

- Porque el nivel de aceite en el cárter iría disminuyendo.
- Porque el aceite, una vez llegue al circuito de baja presión, podría tener problemas de retorno, ya que deja de ser miscible y puede generar problemas en el evaporador como de transmisión o taponamientos.

El aceite se va decantando en el fondo del separador hasta alcanzar un nivel tal que el regulador del separador, que puede ser un flotador de nivel, lo detecta y abre el paso de retorno hacia el cárter. En la Figura 2.10 se muestra la línea de retorno de aceite.

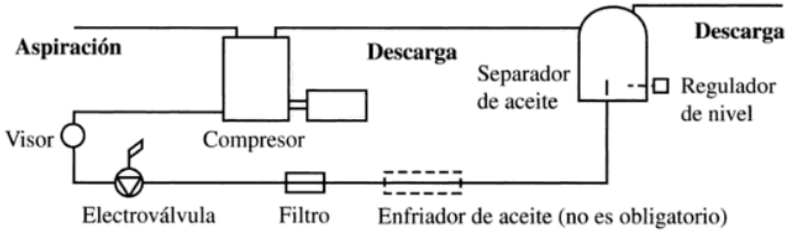


Figura 2.10. Línea de retorno de aceite
Fuente: J. M. Franco. *Manual de refrigeración*, p. 12

Cuando el nivel de aceite en el interior del separador llega al límite, el regulador de nivel abre la electroválvula y el aceite retorna gracias a que la presión en el interior del separador es mayor que la que hay en el cárter.

Un separador de aceite no tiene una eficiencia del 100%, siempre quedará una pequeña cantidad de aceite circulando por el circuito, pero es beneficioso ya que se mantienen lubricados elementos como válvulas y electroválvulas. En la Figura 2.11 se muestra un separador de aceite.

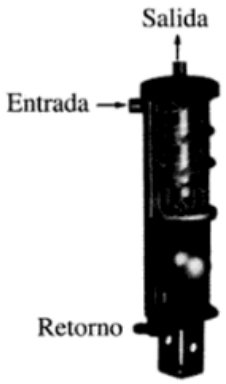


Figura 2.11. Separador de aceite
Fuente: J. M. Franco. *Manual de refrigeración*, p. 11

Existen diversos tipos de separadores, como los que aprovechan la fuerza centrífuga de la descarga del compresor para realizar la separación, como el que se muestra en la Figura 2.11, o los que aprovechan la caída de velocidad a la entrada del separador para efectuar la separación.

Recipiente de líquido

También se le conoce como *acumulador de líquido*, puede tener dos disposiciones: horizontal o vertical. Se instala a la salida del condensador, aunque también hay bloques condensador-recipiente que forman un solo componente.

El líquido que sale del condensador no va directamente a la válvula de expansión, sino que se almacena en el recipiente para cumplir dos finalidades:

- Mantener una reserva de líquido para restituirlo luego según la demanda.
- Recoger el refrigerante de la instalación en caso de avería, mantenimiento o desmontaje de algún elemento.

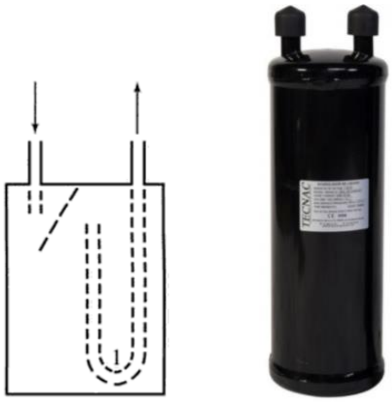
Al ser un recipiente que almacena líquido a alta presión, lleva dispositivos de seguridad para evitar que se llegue a presiones perjudiciales, estos dispositivos puede ser válvulas de seguridad o tapones fusibles. Suelen estar provistos de un visor o nivel de líquido (ver Figura 2.12).

Figura 2.12. Recipiente de líquido
Fuente: Sitio web de la marca ARL

Acumulador de aspiración o succión

Es un recipiente metálico que se instala en el lado de baja presión, antes del compresor. Su función es evitar que llegue el refrigerante en estado líquido al compresor. Está provisto de un tubo de entrada y otro de salida, el fabricante indica la dirección del flujo. El tubo de entrada se conecta a la tubería que viene del evaporador, y el de salida, a la que va al compresor.

La depresión origina por la aspiración del compresor facilita la evaporación del líquido dentro del acumulador, ver Figura 2.13.



(a) (b)

Figura 2.13. (a) Esquema de un acumulador de aspiración. (b) Acumulador de aspiración
Fuente: (a) J. M. Franco. *Manual de refrigeración*, p. 17. (b) Sitio web de la marca Tecnac

Filtro secador o deshidratador

Es un recipiente que contiene un filtro de malla y un filtro molecular. Tiene una doble función:

- Filtrar las partículas que se hayan podido introducir en el circuito de refrigeración y evitar que el elemento de expansión se obstruya, es por ello su posición antes del elemento de expansión. Para cumplir con esta función, el recipiente está provisto de una malla a la entrada en forma cilíndrica y un filtro a la salida en forma circular, como se muestra en la Figura 2.14.

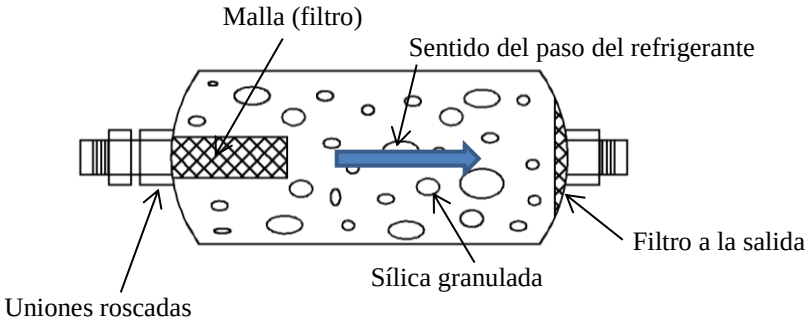


Figura 2.14. Esquema de un filtro secador
Fuente: Elaboración propia

- Absorber la humedad que pueda haberse introducido en el circuito. Debido a su posición en la línea de líquido, enseguida del condensador, la sustancia desecante actúa rápidamente absorbiendo la humedad que se haya quedado dentro del sistema, siempre que esta humedad no sea superior a la que la sustancia desecante puede absorber. La sustancia más utilizada para remover la humedad en aplicaciones domésticas e industriales es sílica-gel, que normalmente se encuentra en forma granulada.

2.5 Principales flujos de aire en un sistema de acondicionamiento de aire

En la Tabla 2.4 se brinda una breve explicación de los principales flujos de aire presentes en sistemas de acondicionamiento de aire y de ventilación.

Tabla 2.4. Principales flujos de aire en un sistema de acondicionamiento

Número	Tipo de flujo	Color	Definición
1	Aire fresco o exterior	Verde	Es el aire del exterior que entra a la UTA o al sistema para ser tratado según las condiciones interiores de diseño que se requieran. También se considera como aire exterior las infiltraciones al edificio o local ya que es un aire que no ha recibido aún ningún tratamiento.
2	Aire de inyección o de suministro	Azul	Es el aire tratado en la UTA que es inyectado o descargado en el ambiente a climatizar.
3	Aire interior (en Inglés, "*indoor air*"; su abreviatura, IDA)	Gris	Es el aire dentro de la zona o local climatizado.
4	Aire transferido	Gris	Es el aire interior que pasa de una habitación tratada a otra habitación tratada.
5	Aire de extracción	Amarillo	Es el aire viciado que es extraído de la zona tratada.
6	Aire de recirculación o de retorno	Naranja	Es el aire de extracción que es retornado a la UTA y reutilizado en la inyección de aire a la habitación. Debido a que la temperatura del aire de extracción es mayor a la temperatura del aire de inyección, cuando se emplea un recuperador de calor en la UTA, se aprovecha esta diferencia de temperaturas para emplear menos energía en aumentar la temperatura del aire de inyección, este ahorro de energía depende de entre otros factores, de la eficiencia del recuperador de calor que se emplea.
7	Aire de expulsión	Marrón	Es el aire expulsado al exterior, normalmente a la atmósfera.
8	Aire secundario	Naranja	Es el aire extraído del local y retornado al mismo local sin recibir ningún tratamiento adicional.
9	Fugas	Gris	Es el flujo de aire que se escapa del sistema de acondicionamiento a lo largo del proceso.
10	Infiltraciones	Verde	Son fugas de aire que entran al edificio a través de aberturas, o intersticios, se diferencian del flujo de aire exterior.
11	Exfiltraciones	Gris	Son fugas de aire que salen del edificio a través de aberturas, o intersticios, se diferencian del flujo de aire exterior.
12	Aire de mezcla	Flujos de diferentes colores	Es el aire que resulta de la mezcla de dos o más flujos de aire. El más significativo es la mezcla del aire de recirculación y aire exterior.

Fuente: Norma Europea EN 13779:2007, tabla 2: *Specification of types of air*

Cada flujo de aire tiene su propio color, principalmente, para identificarlos y diferenciarlos en esquemas o planos de sistemas de acondicionamiento de aire. Cabe resaltar que los colores que se indican en la tabla anterior, pertenecen exclusivamente a la Norma Europea EN 13779, otras normas, bibliografías o empresas particulares, pueden considerar otros colores para identificar cada flujo de aire (ver Figura 2.15).

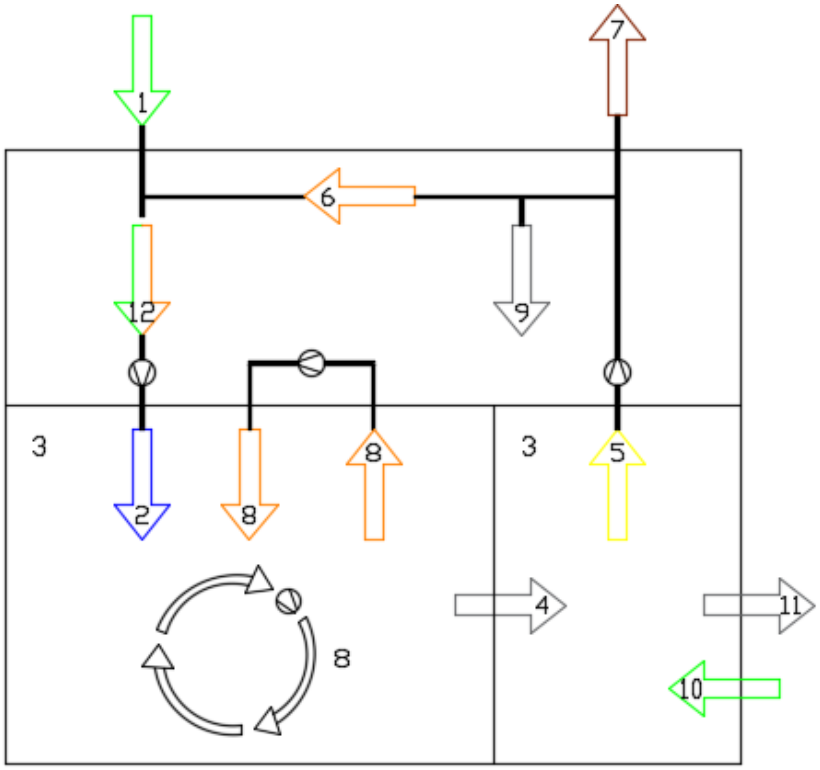


Figura 2.15. Esquema de los principales flujos de aire que intervienen en un sistema de acondicionamiento
Fuente: Norma Europea EN 13779: 2007, f. 1, p. 16

2.6 Unidades de tratamiento de aire

Las unidades de tratamiento de aire o UTA, también conocidas en inglés como *air handling units* o AHU, o unidades manejadoras de aire, son los componentes más grandes en un sistema de ventilación, entregan aire tratado al edificio o local de manera directa a través de difusores o equipos terminales como unidades VAV y vigas (estas unidades terminales no se emplean en Perú).

La función de una UTA es acondicionar el aire que proviene del exterior del edificio y luego, tras un proceso dentro del equipo, la UTA distribuye el aire acondicionado al edificio a través de dispositivos terminales. El acondicionamiento incluye procesos de filtrado, de enfriamiento o de calefacción, de humidificación o deshumificación, dependiendo de los requerimientos del edificio. Después el aire se impulsa a través del sistema de distribución mediante un ventilador impulsor.

Las unidades de tratamiento pueden tener tres tipos de funcionamiento:

- Recibir agua helada de una central de enfriamiento o *chiller*, en este caso se comportan como unidades terminales.
- Enfriamiento a través de una central de condensación (torre de enfriamiento).
- Condensadas por aire y ser completamente auto-contenidas, son las que se estudian a continuación.

Las manejadoras de aire compactas, se encuentran disponibles comercialmente en diferentes capacidades, tamaños, y configuraciones para llevar a cabo diferentes tratamientos: enfriamiento, calentamiento, humidificación, filtración, etc. Para capacidades grandes (caudales de aire mayores a 85000 m3/h), las UTA son, normalmente, diseñadas por el proyectista y son fabricadas para cumplir con determinadas aplicaciones.

Las UTA pueden ser equipos complejos de especificar u ordenar, debido a que existe una vasta gama de opciones disponibles, y porque no hay un solo dato técnico que las identifique y que describa adecuadamente el producto. Por ejemplo, una manejadora de 50 TR[8] o 68000 m3/h. Sin importar el tamaño o tipo, el proyectista debe determinar la temperatura y volumen del aire de suministro, además de las condiciones del aire exterior, condiciones de presión interior, capacidad de enfriamiento o calentamiento, capacidad de humidificación o deshumectación, volumen del aire de retorno, de descarga por sobrepresión, de expulsión, eficiencia en el filtrado, caída de presión del ventilador impulsor; todos estos datos deben ser entregados al fabricante de equipos.

Existen unos dispositivos llamados *recuperadores de calor*, que se pueden instalar dentro de una UTA con el fin de recuperar un poco de la energía presente en el aire de extracción y transferirla al aire de suministro. La importancia de estos dispositivos radica en la alta reducción energética que supone cuando se implementan en los sistemas. La incorporación de estos dispositivos recuperadores de calor aumenta el factor SFP (potencia específica del ventilador; en inglés, *specific fan power*). Según la Parte L de *Building Regulations in England*, Sección 10: Tabla 37, una rueda entálpica de 75% de eficiencia puede reducir la demanda en calderas en más de 95 % en Inglaterra[9].

El equipo *roof top* que se estudia en el capítulo 4 es un tipo de UTA.

2.6.1 Módulos o secciones de una manejadora de aire

Las UTA están conformadas por diferentes secciones y componentes. A continuación, se mencionan los más importantes:

1. Sección de entrada o de mezcla

Esta sección es muy parecida a una caja, se sitúa a la entrada del equipo. Puede tener una o dos compuertas, según el equipo deba trabajar con *cien por ciento aire exterior*, o con una *mezcla de aire* exterior y aire proveniente de la habitación, respectivamente.

Estas cajas de mezcla pueden tener los siguientes accesorios: compuerta o dámper de aire exterior, compuerta de alivio, compuerta de aire de retorno (para poder realizar la mezcla de aire), filtros, actuadores (para realizar la regulación del caudal de cada flujo de aire).

[8] TR o tonelada de refrigeración, es la unidad más empleada comercialmente para equipos de refrigeración. Conversión: 1 TR ≡ 12000 btu/h ≡ 3,52 kW
[9] CBCA. *Introduction to Chiller Beams*, página 22.

2. Sección de filtración

Esta sección contiene un conjunto de filtros, normalmente, fabricados con materiales sintéticos, fibra de vidrio, y en algunos casos, papel. En el Anexo 4 se presenta una explicación más extensa sobre la filtración de aire, mecanismos de funcionamiento, métodos de prueba de eficiencia, tipos de filtros y una guía básica para la selección de filtros de acuerdo al tamaño de partícula y aplicación.

3. Baterías

Las baterías son intercambiadores de calor diseñados para la transferencia de energía desde un medio, que puede ser agua o por evaporación de un refrigerante, al aire. Las baterías pueden ser de: enfriamiento, pre-calentamiento, y calentamiento. Las baterías de enfriamiento no sólo bajan la temperatura al aire, también se pueden emplear para reducir el contenido de humedad en el aire (función de deshumidificación). Las de pre-calentamiento se emplean normalmente cuando las temperaturas exteriores son demasiado bajas y las de calentamiento para aplicaciones de calefacción.

Dependiendo del sistema, las baterías pueden ser condensadas con agua, de expansión directa, o eléctricas mediante resistencias de apoyo a la calefacción (están cada vez más en desuso por su alto consumo energético que va en contra de los requerimientos actuales de ahorro energético).

4. Sección de recuperación de energía

Esta sección está conformada por un dispositivo recuperador de calor. Existen diversos tipos de recuperadores de calor y todos ellos pueden reducir significativamente la energía empleada para acondicionar el aire a los parámetros requeridos.

Estos dispositivos transfieren la energía contenida en el aire de extracción al aire de suministro. La mayoría de los dispositivos transfieren sólo energía sensible, pero los recuperadores de calor de *rueda entálpica* también pueden transferir energía latente en forma de humedad.

Las eficiencias de los recuperadores de calor se encuentran normalmente entre el 40 y 80%, en zonas donde las temperaturas exteriores son propicias para la instalación de estos dispositivos. A pesar de sus virtudes energéticas, su eficiencia depende de la temperatura exterior, por ejemplo para la ciudad de Lima, donde la temperatura exterior mínima en invierno es de 12°C aproximadamente, no es recomendable su instalación, puesto que el ahorro energético que supone no llega a compensar el tiempo de retorno de la inversión en el equipo, además, la energía eléctrica en Perú es de bajo costo comparada con la de muchos países del hemisferio norte como EE.UU o de Europa, donde las temperaturas exteriores son extremas y el consumo de la energía eléctrica es algo que se procura cuidar. Las eficiencias que se muestran a continuación, corresponden a países del hemisferio norte, donde estos equipos se instalan con mucha frecuencia.

Existen cuatro tipos principales de recuperadores de calor empleados en las UTA:

4.1. De circulación, doble batería, o aire/agua

Está compuesto por dos baterías, una ubicada en el flujo de aire de suministro, y la otra ubicada en el flujo de aire de extracción, ver Figura 2.16. Se establece un circuito cerrado de agua entre ambas baterías mediante una red de tuberías y una bomba de circulación. La ventaja de este tipo de baterías es que los dos flujos de aire no se mezclan, garantizando mayor salubridad en el sistema. Es un sistema bastante simple, su eficiencia es baja, entre 40 a 50%.

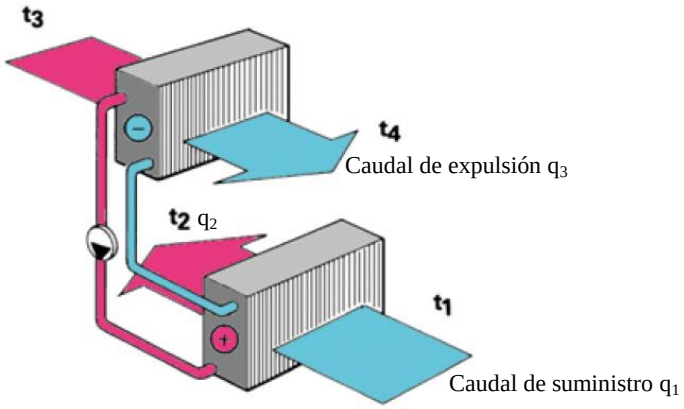


Figura 2.16. Recuperador de calor de circulación
Fuente: CBCA. *Introduction to Chiller Beams*, p. 23

4.2. Tubos de calor

Son similares a los de circulación, pero los tubos de calor emplean refrigerante como medio de transferencia. Su eficiencia se encuentra alrededor del 50%.

4.3. Intercambiadores de calor de placas estáticas (aire/aire)

El aire de extracción pasa a través de las placas metálicas de los canales del intercambiador, le transfiere la energía a las placas de aluminio y esta energía se recoge por el aire de suministro mientras pasa también a través de las placas.

Figura 2.17. Recuperador de calor de placas de flujo cruzado
Fuente: CBCA. *Introduction to Chiller Beams*, p. 23

Existen intercambiadores de calor de placas de flujo paralelo y de flujo cruzado. Las eficiencias se encuentran normalmente entre el 50 al 60%. En la Figura 2.17 se muestra un recuperador de calor de flujo cruzado.

4.4. Panel rotativo (aire/aire)

Este tipo suele ser el dispositivo de recuperador de calor más eficiente. Están conformados por una rueda giratoria dividida en dos secciones semicirculares que constituyen el *acumulador de masa*, o rotor, que es donde ocurre la transferencia de energía. Cada uno de los flujos de aire (retorno y suministro) pasa a través de un semicírculo de la rueda mientras ésta se mantiene girando. El aire de retorno pasa a través de un semicírculo de la rueda, el acumulador de masa absorbe la energía contenida en el aire de extracción y al girar, se la cede al aire de suministro que pasa por el otro semicírculo de la rueda. Las eficiencias se encuentran entre un 70 a 80%.

Dependiendo del rotor, puede haber recuperadores rotativos entálpicos o de *rueda entálpica*, es decir, que transfieren calor y humedad (por ejemplo, rotor de aluminio higroscópico) o simplemente *recuperadores rotativos de calor sensible* (por ejemplo, rotor de aluminio).

Un recuperador de calor entra en funcionamiento en invierno, como se mencionó anteriormente estos dispositivos se emplean en lugares donde las temperaturas exteriores en invierno son muy bajas. El modo de funcionamiento es el siguiente:

En la época de invierno los componentes de la UTA que entran en funcionamiento son el ventilador de impulsión, la compuerta de retorno y el recuperador de calor.

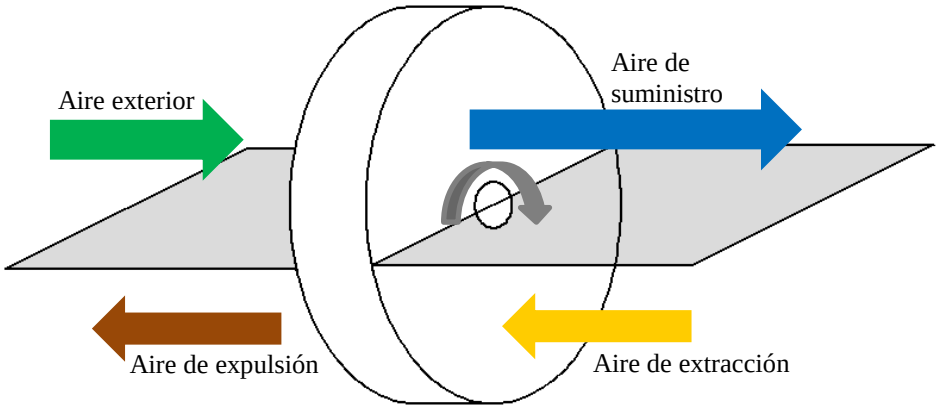


Figura 2.18. Recuperador de calor de rueda entálpica
Fuente: Elaboración propia

El aire pasa por la sección de filtrado, luego pasa al recuperador de calor donde se precalienta (toda la energía obtenida en el precalentamiento es gratuita, ya que se está aprovechando el calor interior del edificio), luego se calienta en la batería de calefacción hasta alcanzar la temperatura de consigna requerida. En lugares donde la humedad exterior en invierno es más baja que la requerida en el interior, a veces se opta por colocar una sección de humectación de

vapor. Finalmente, el aire tratado se impulsa por el ventilador al interior del local a través de la red de ductos del sistema de distribución de aire.

5. Sección de impulsión

El aire se impulsa al local mediante un ventilador a través del sistema de distribución de aire. El ventilador se acciona por un motor, que va situado encima de una base amortiguadora de vibraciones. En los últimos años se pueden encontrar motores con inversores de frecuencia que garantizan una eficiencia energética tanto en el arranque como en el funcionamiento, ajustando el caudal y la pérdida de presión según los requerimientos del sistema.

El ventilador impulsor tiene dos posibles ubicaciones:

- Después del serpentín de enfriamiento, a esta disposición se le conoce como *draw-through* ya que hace que el aire sea arrastrado o inducido a través del serpentín. Este sistema permite una mejor distribución del aire a través de las aletas del serpentín, sin embargo, algo del calor generado por el motor del ventilador se añade al flujo de aire. Debido a ello, se debe tomar en cuenta este aspecto para el cálculo de la carga térmica y de la temperatura del aire de suministro. Esta disposición tiene un mayor efecto de deshumidificación. Se emplea en las manejadoras de capacidades mayores a 5 TR.

- Antes del serpentín de enfriamiento: a esta disposición se le conoce como *blow-through*, ya que al aire se le hace pasar impulsado por el ventilador hacia el serpentín. Esta disposición se encuentra en los equipos *fan coil*, ya que al ser equipos de bajas capacidades, es más conveniente para el ventilador ir antes del serpentín para no tener que vencer la pérdida de presión que generaría el serpentín.

Otras secciones o componentes que se pueden encontrar en las UTA son los silenciadores, humidificadores, rociadores, bombas de calor, calderas y bombas.

2.6.2 *Free cooling*

El enfriamiento gratuito o *free cooling* es un principio de funcionamiento que aprovecha las bajas temperaturas exteriores, durante la temporada estival, para disminuir el consumo energético de los equipos de aire acondicionado. El sistema entra en funcionamiento cuando la temperatura del aire exterior es menor que la interior, y la aprovecha para disminuir la temperatura del local sin consumo energético.

Si la temperatura exterior es menor que la temperatura en el interior del ambiente, como puede suceder en las noches y a las primeras horas de la mañana en temporada de verano, se cierra la compuerta de *by-pass* y se abre la compuerta de toma de aire exterior, garantizando que el aire exterior sea inyectado directamente en el ambiente, mientras que el aire de retorno se expulsa directamente al exterior. Luego, cuando la temperatura exterior sea mayor que la del interior, como sucede casi todo el día en temporada de verano, se abre la compuerta de *by-pass* y se cierra la compuerta de expulsión de aire, garantizando que el aire de retorno pase a través del equipo (ver Figura 2.19).

Algunas veces la compuerta de *by-pass* no se cierra ni se abre al cien por ciento, sino que el sistema modula las compuertas hasta lograr que la mezcla del aire exterior con el aire de retorno o recirculado alcance la temperatura de consigna del interior, siendo innecesaria la producción de frío, por lo que, el enfriamiento es gratuito.

El enfriamiento gratuito se puede adaptar a diferentes situaciones como grandes almacenes comerciales, centros de investigación, salas de computación, edificios residenciales, de oficinas, etc.

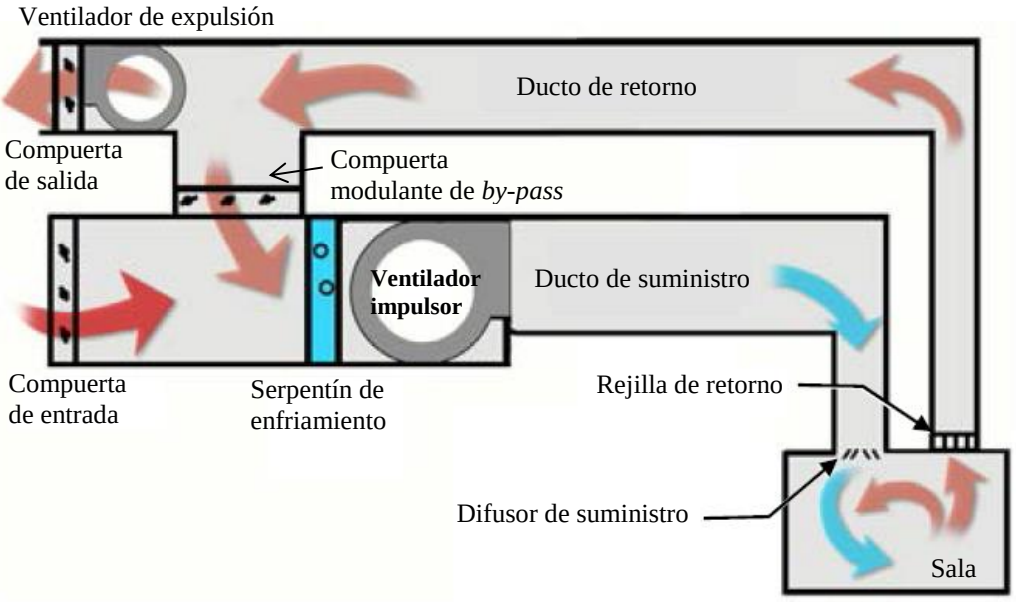


Figura 2.19. Esquema de una UTA con compuerta modulante para *free cooling*
Fuente: Trane. *Air Conditioning Clinic, Air Conditioning Fans, 2012*, p. 17, f. 25

2.7 Clasificación de los sistemas de acondicionamiento de aire

Los sistemas de aire acondicionado se clasifican en dos grupos según sea la fuente de calor, ver Tabla 2.5.

Tabla 2.5. Clasificación de sistemas de acondicionamiento de aire

	Fuente de calor	Descripción	Tipos
Sistemas centralizados	Todo-aire	El equipo central es una UTA	- Única zona/multi-zona - VAC/VAV - Ducto único/ducto dual
	Aire-agua o combinados	Una UTA alimentada por un *chiller*	Sistema de unidades de inducción
	Todo-agua	El equipo central es un *chiller*	Sistema de *fan coils* de agua helada
	Expansión de un refrigerante		Sistemas de flujo variable de refrigerante o VRF (en inglés, *variable refrigerant flow*).
Sistemas individuales	Expansión de un refrigerante	Equipos *split*	- *Split* unitarios - Multi-*split*
		Compactos	- Equipos tipo ventana - Equipos paquete

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 2.20 se muestran los esquemas de algunos de estos sistemas.

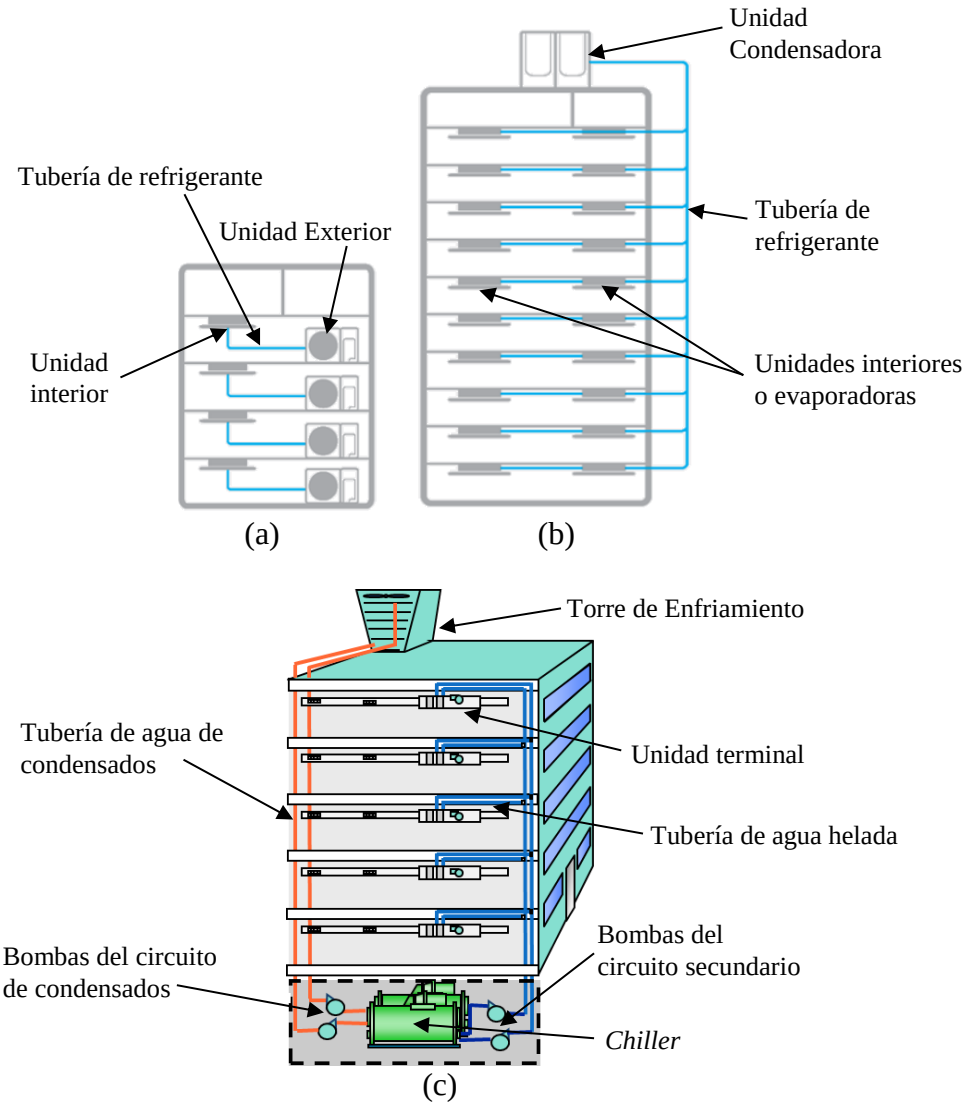


Figura 2.20. Esquema simplificado de: (a) equipos *split* de expansión directa, (b) sistema de flujo variable de refrigerante, (c) sistema todo-agua
Fuente: Sitio web de la marca Samsung

El sistema de aire acondicionado que se diseña en este trabajo es un sistema todo-aire que acondiciona a una sola zona, se procede a estudiar este tipo de sistemas.

2.8 Sistemas todo-aire

Los sistemas todo-aire utilizan el aire como único fluido portante de calor. Los sistemas todo-aire convencionales están constituidos por una *unidad de tratamiento de aire*, una *red de ductos* para la distribución del aire, *dispositivos terminales* para el suministro de aire y un *control directo* sobre las condiciones del local. Estos sistemas se pueden emplear tanto en ambientes de condiciones constantes, como en ambientes con condiciones variables como oficinas o tiendas comerciales, donde no se requiere un control preciso de temperatura y

humedad. Pero también pueden ser empleados en aplicaciones que requieren un control más exacto de las condiciones como salas de operaciones de hospitales, salas de cómputo, centros de investigación, plantas industriales o de procesos.

Las principales ventajas de los sistemas todo-aire convencionales son:

- La *simplicidad*, los sistemas son de fácil diseño, instalación y operación.
- El *costo inicial es bajo*, la simplicidad del diseño, los requerimientos simples y las exigencias físicas mínimas de los componentes, hacen que el costo inicial de la instalación sea bajo.
- *Economía de funcionamiento*, durante las estaciones o temporadas intermedias, se puede apagar el equipo y trabajar con el aire exterior para enfriar el local.
- Tienen un *funcionamiento silencioso*, la unidad de tratamiento de aire se puede ubicar alejada de la zona a climatizar.
- *Funcionamiento* y *mantenimiento centralizado*, todos los componentes que forman parte del sistema se pueden ubicar en una misma zona no ocupada, lo que centraliza las operaciones de servicio y de mantenimiento. Esto además permite que los mecanismos para disminuir los niveles de vibración y de ruido sean centralizados.
- *Eficiencia en el filtraje*, debido a que el filtrado se realiza en el mismo equipo central, se puede conseguir que el filtrado tenga mayores niveles de eficiencia
- La *deshumectación es centralizada*, la deshumectación ocurre en el equipo central, así que ya no es necesario una extensa red de tuberías de drenaje.
- Se pueden diseñar para controlar la *humificación* o *deshumidificación* del aire en temporadas donde las cargas latentes son altas.

Algunas de las desventajas de estos sistemas son:

- Se requiere espacio para la instalación de los ductos que distribuyen el aire.
- En el caso de edificaciones con muchos pisos, puede ser necesario montantes para la instalación de los ductos.
- Dentro del cálculo de la capacidad térmica del sistema se debe tomar en cuenta el calor generado por el ventilador impulsor.
- Se requiere de accesos a las unidades terminales, dámperes de regulación de los ductos, etc.; lo más recomendable es contar con falsos techos accesibles (registros de mantenimiento).
- El equilibrado del sistema puede ser complicado.
- Cualquier falla mecánica en la unidad manejadora central, o en el ventilador, o en la batería de enfriamiento, afecta todas las zonas servidas por ese equipo.

2.8.1 Clasificación de los sistemas todo-aire convencionales

Existen diferentes criterios, no son necesariamente excluyentes, que se pueden considerar para clasificar a los sistemas todo-aire. A continuación, se muestran los principales.

Según el mecanismo empleado para remover el calor del ambiente a través del aire de suministro:

- *Sistemas de volumen de aire constante y temperatura variable*: varían la temperatura del aire de suministro, también se les conoce como sistemas *VAC*.

- *Sistemas de volumen de aire variable y temperatura constante*: varían la cantidad de aire de suministro, a estos sistemas también se les conoce como *VAV*.

De acuerdo a la cantidad de zonas que sirven, los sistemas todo-aire se pueden clasificar en:

- Sistemas de zona-única
- Sistemas multi-zona

Los sistemas multi-zona pueden servir tanto sistemas de volumen constante como sistemas de volumen variable, pero generalmente por temas de ahorro de energía son de volumen variable.

Para el diseño de climatización de un espacio se tienen dos posibilidades, considerarlo como un todo o una *sola zona*; o dividirlo en zonas o *sistema multizona*, que no necesariamente coinciden con los ambientes o locales que pueda contener dicho espacio. La zonificación se puede realizar según diversos criterios: (1) por la orientación o alguna otra condición impuesta por la configuración del edificio, (2) minimizar la recirculación de aire entre diferentes ambientes, (3) proveer flexibilidad al sistema, (4) simplificar la operación con fuentes de energía de emergencia, y (5) ahorrar energía. Uno de los criterios más empleados es de acuerdo a la orientación, se distinguen dos tipos de zonas:

- *Zonas exteriores*: son las zonas que se ven afectadas por las condiciones climáticas (radiación solar, temperatura exterior, viento), dependen del área geográfica y de la estación, pueden requerir enfriamiento y calefacción en diferentes momentos. El sistema diseñado debe responder a dichas variaciones. La necesidad de delimitar el perímetro de las zonas exteriores se debe a los siguientes aspectos:
    - Severidad de la carga térmica (localización geográfica).
    - Orientación del edificio.
    - Efectos de las corrientes de aire a través de las ventanas, efecto de la radiación solar en las superficies vidriadas (dependen del tipo de vidrio, área, altura, valor U).
    - Tipo de ocupación (sedentario y transeúnte).
    - Costos de operación, que son influenciados por los tiempos de funcionamiento y de ocupación del sistema, por ejemplo, en las escuelas u oficinas, durante los periodos de no ocupación, se puede enfriar el local con aire exterior.
- *Zonas interiores*: son zonas que mantienen sus condiciones interiores casi constantes ya que se mantienen aisladas de las influencias externas. Las necesidades de enfriamiento en zonas interiores pueden variar de acuerdo a la operación de los equipos y aparatos dentro del espacio, y a la ocupación; pero generalmente requieren enfriamiento a lo largo del año.

Según la velocidad del aire en los ductos:

- Sistemas de baja velocidad
- Sistemas de alta velocidad

De acuerdo al diseño de ductos:

- *Sistemas de ducto-único*: un sistema de distribución de ductos común a una temperatura de aire común alimenta a todas las unidades terminales. La capacidad se puede controlar variando la temperatura o el volumen del aire.

- *Sistemas de doble-ducto*: existen dos ductos paralelos de distribución de aire, uno de aire frío y otro de aire caliente, los flujos de aire son mezclados en la unidad terminal gobernada por un termostato de ambiente. Pueden ser de volumen constante o variable.

2.8.2 Sistemas de zona-única

El sistema todo-aire más simple consiste en una UTA sirviendo a una sola zona. El equipo se puede instalar dentro o lejos de la zona a servir. Estos sistemas pueden responder completamente las necesidades de un ambiente y un buen diseño del sistema de control puede mantener la temperatura y humedad dentro de un rango determinado y de manera eficiente.

En la Figura 2.21 se muestra el esquema de un sistema de zona única. Los principales elementos son: toma de aire exterior, toma de aire de retorno, dámperes motorizados o DM, serpentín de enfriamiento o S/E, ventilador de impulsión, termostato de ambiente T. Algunos elementos que se podrían añadir son: serpentín de calentamiento o S/C, ventilador de aire retorno (dependiendo de la capacidad del sistema y del recorrido de los ductos), variador de velocidad o VF (para alcanzar estándares de eficiencia energética).

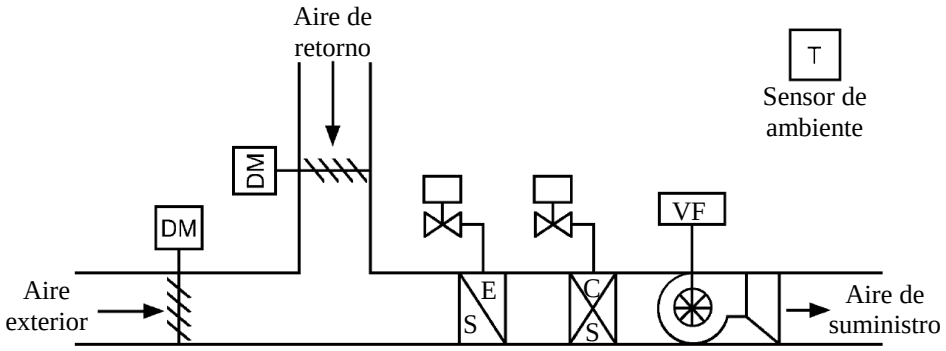


Figura 2.21. Sistema de zona única
Fuente: ASHRAE. *Handbook HVAC Applications, 2011*, f.38, p. 47.15

2.8.3 Sistemas de volumen de aire constante o VAC

Los sistemas de volumen constante son los más empleados, se diseñan para mantener el caudal de aire contante al ambiente o los ambientes que se desean climatizar y se varía la temperatura de impulsión con un termostato. Generalmente, se emplean en sistemas de una sola zona, porque de lo contrario, suministrar un caudal de aire constante a diferentes zonas muchas veces resulta innecesario y no eficiente energéticamente, para los casos de múltiples zonas lo más empleado son sistemas de volumen variable.

2.8.4 Sistemas de volumen de aire variable o VAV

Estos sistemas pueden emplear: (1) unidades terminales de volumen de aire variable, o VAV, al igual que el nombre del sistema, o (2) dámperes motorizados colocados en cada difusor.

Cada unidad VAV o cada dámper motorizado, se comanda por el termostato de ambiente colocado en cada zona. Si la carga térmica en el interior de un ambiente disminuye, el termostato de ambiente detecta esta disminución y manda una señal a la unidad VAV o al

dámper motorizado para cerrarlo ligeramente, esto hace que la temperatura en el interior vuelva a subir hasta la temperatura de confort que se configura. Se coloca además un sensor de presión diferencial o SP en el ducto principal que manda una señal al variador de velocidad o VF para que el motor del ventilador reduzca sus rpm y disminuya el caudal de suministro.

La temperatura del aire de suministro se mantiene relativamente constante y se controla a través de un termostato colocado en la descarga de la UTA o en la zona de mezcla.

A pesar de que la temperatura de salida del aire de una unidad terminal se puede modificar a lo largo del año de acuerdo a la estación, la temperatura debe ser lo suficientemente baja como para soportar la carga de enfriamiento en la zona más crítica. Estos sistemas se pueden instalar en zonas interiores o perimetrales (exteriores). Estos sistemas no son apropiados para el control preciso de la humedad, en casos donde la humedad es crítica, como en laboratorios o trabajos de procesos, es mejor emplear sistemas de volumen constante.

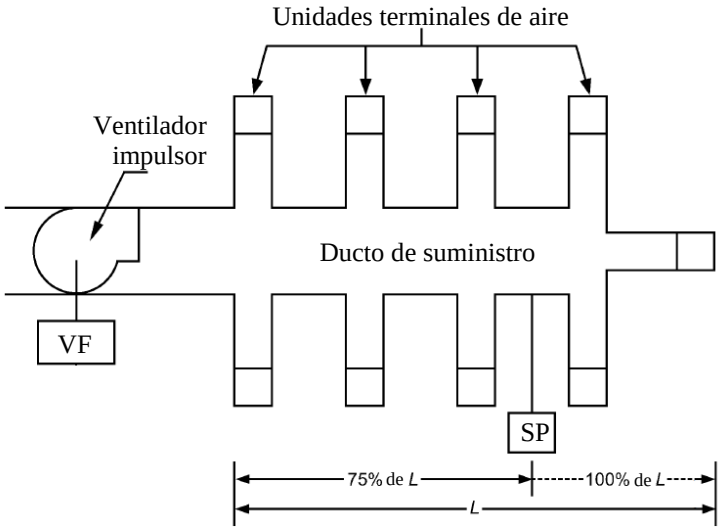


Figura 2.22. Esquema simplificado de un sistema VAV
Fuente: ASHRAE. *Handbook HVAC Applications, 2011*, f. 15, p. 47.7

Existen otros métodos para controlar el caudal de aire de suministro como *ducto-dual* y *difusores variables*, pero no se profundizará en ellos.

Además de los sistemas todo-aire convencionales, existen otros sistemas como: los de inducción[10] que emplean unidades de inducción, estos sistemas están cada vez más en desuso, pero básicamente consisten en variar la capacidad de enfriamiento variando el caudal del aire primario y el aire inducido de la habitación para mantener casi constante el caudal de aire de suministro.

[10] La *inducción* es el arrastre del aire procedente de la habitación debido al aire impulsado por la unidad de salida, depende de la velocidad del aire de impulsión. El aire que llega la unidad de impulsión se llama *aire primario*. El aire aspirado de la habitación, y que es arrastrado a lo largo de la trayectoria del aire primario, se le denomina *aire secundario*. El flujo total, compuesto por la mezcla del aire primario y aire secundario, se llama *aire total*.

Unidades de volumen de aire variable

Las unidades terminales VAV están disponibles en diferentes configuraciones, pero todas controlan la temperatura interior variando el volumen del aire de suministro (ver Figura 2.23). A estas unidades se les hace llegar aire frío desde la unidad de tratamiento central para satisfacer la carga de enfriamiento actual.

Estos equipos están implementados con controles automáticos que pueden ser dependientes o independientes de la presión. Las unidades de *presión dependiente* controlan la posición del dámper para alcanzar la temperatura interior, el flujo de aire pude aumentar o disminuir según varíe la presión en el ducto principal de distribución de aire. Las unidades de *presión independientes* miden el flujo actual de aire de suministro y lo controlan según las necesidades interiores. Muchas veces estas unidades están equipadas con controles para limitar la velocidad del aire de suministro a un valor máximo configurado.

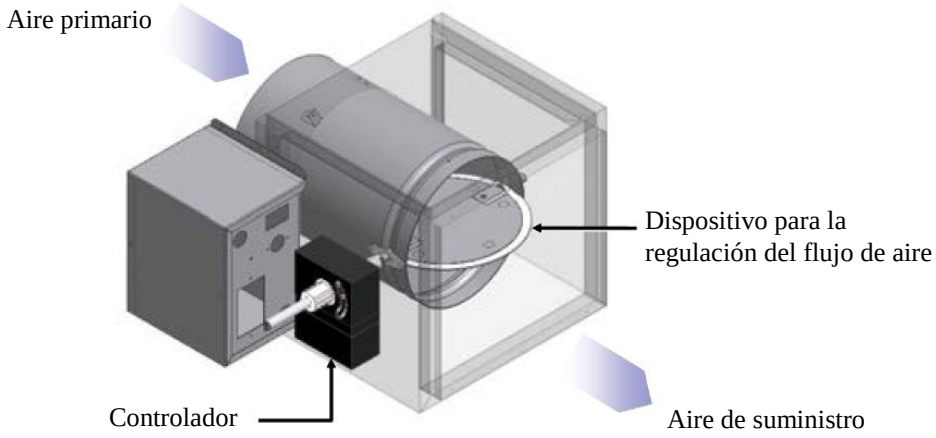


Figura 2.23. Esquema de una unidad terminal tipo VAV
Fuente: Trane. *Air Conditioning Clinic, VAV Systems*, 2012, p. 13, f. 21

2.8.5 Control

En las instalaciones de aire acondicionado se deben mantener unos valores determinados de temperatura y/o humedad. Para ello se recurre al control automático, el cual está conformado por un mecanismo sensor, un actuador y una fuente de energía. El mecanismo sensor mide la magnitud en cuestión y la compara con el valor configurado (por el usuario normalmente), si existe una diferencia manda una señal al actuador que es el elemento que actúa sobre la instalación logrando que se regresen a las condiciones iniciales. El actuador necesita de una fuente de energía para funcionar. Los mecanismos sensores y de control más comunes que se encuentran en las instalaciones de aire acondicionado son los siguientes:

Termostato

Es el elemento que controla la temperatura del local. El termostato recibe la señal de un sensor de temperatura, si no es la temperatura configurada, abre o cierra un contacto conectado a un circuito eléctrico cuando se alcanza la temperatura de consigna. Se le puede definir como un

interruptor o conmutador eléctrico que trabaja por temperatura. Existen diferentes tipos de termostatos:

- Termostato de ambiente, se instalan sobre la pared.
- Termostato de inserción con elemento sensible que se instala dentro de un ducto.
- Termostato de inmersión con elemento sensible que se coloca en un líquido.
- Termostato de superficie, mide la temperatura al estar en contacto con una superficie.

Humidostato

Es un mecanismo que mide la humedad relativa y envía una señal si detecta una desviación respecto al valor de consigna.

Sensor de presión o presostato

En aplicaciones de aire acondicionado, existen sensores de presión que miden la presión de una línea de refrigerante o la presión del aire en un ducto de suministro o la presión del agua en una tubería. Pero también existen sensores de presión diferencial que miden la diferencia de presión entre dos puntos, por ejemplo, de dos líneas de refrigerante o la presión del aire antes y después de un filtro, o la presión del aire dentro y fuera de un ambiente (aplicaciones de sobrepresión de locales). Actúan de manera similar que un termostato, accionan o interrumpen un dispositivo eléctrico, son básicamente interruptores eléctricos que abren o cierran un circuito en función a la presión de un fluido.

Sensores de flujo

Los sensores de flujo miden la velocidad de un fluido y con ello el caudal de dicho fluido. Existen sondas de flujo que permiten detectar la presencia de monóxido de carbono en el aire, o simplemente verificar el paso del aire.

2.9 Calor residual

El *calor residual* es un término que se puede definir como el calor que se genera durante un proceso cuyo objetivo principal no es la generación de calor. Existen muchos procesos, tanto industriales como residenciales, donde normalmente se disipa el calor al ambiente, pero desde hace algunos años y gracias a la búsqueda de logros en la eficiencia energética, se llevan a cabo diseños donde se consigue aprovechar, para fines útiles, ese calor residual que antes era liberado a la atmósfera.

Una aplicación muy interesante es cuando se aprovecha el calor disipado por los condensadores ubicados en centrales termoeléctricas para suplir la demanda de calefacción y agua caliente sanitaria de poblaciones vecinas a las centrales. Otro ejemplo de aplicación es la utilización del calor producto del proceso de refrigeración de motores y máquinas de refrigeración para la producción de agua caliente.

Existen también equipos diseñados especialmente para el aprovechamiento integral de la energía, que son los equipos de cogeneración de motor mecánico, como turbina de vapor, turbina de gas y motor de combustión; y de células de combustión.

Capítulo 3

Sistema de distribución de aire

3.1 Distribución del aire

En este capítulo se describe la instalación y dimensionamiento del sistema de distribución de aire para una unidad de tratamiento, desde la toma de aire exterior hasta la descarga del ventilador.

Los equipos compactos o unitarios salen de la fábrica con todos los elementos necesarios para la climatización incorporados en una sola unidad. En la implementación de estos equipos, sólo se les conecta a la red eléctrica, se le instala un sistema de ductos de aire, y dependiendo del funcionamiento del equipo, también se le puede conectar a una red de tuberías de agua.

Un equipo central de climatización bien diseñado tiene una carcasa regular y todos sus componentes alineados axialmente con el fin de garantizar las mejores condiciones para el flujo del aire y evitar cualquier restricción en su paso, además debe tener la resistencia suficiente para evitar roturas o deformaciones en periodos de operación de máxima carga. Es importante también prever que el desagüe de un equipo climatizador tenga una adecuada ubicación para facilitar las tareas de mantenimiento.

3.1.1 Elementos para el tratamiento del aire

Existen diversos elementos necesarios para la instalación y funcionamiento de los equipos de acondicionamiento de aire. Cabe mencionar que estos elementos generan pérdidas de presión estática que deben considerarse para el dimensionamiento de los ventiladores que impulsan o extraen el aire dentro de los sistemas de acondicionamiento.

Persianas de aire exterior

Las persianas de aire exterior son elementos de protección contra la entrada de nieve y agua. Antes de la persiana se coloca una malla de protección para evitar la entrada de materias o cuerpos extraños como papeles, animales pequeños u hojas secas. Cuando se instala una compuerta sobre una superficie que da al exterior y en forma horizontal, se le coloca en un ducto cuya construcción recibe el nombre de *cuello de ganso (gooseneck* en inglés*)*, como se

muestra en la Figura 3.1. Estos elementos se colocan elevados sobre la superficie del techo o piso con la finalidad de evitar la cercanía a la acumulación de materia de desecho, nieve y agua. Se recomienda una altura mínima de 0,80m, normalmente. Esto se aconseja para ductos de toma de aire exterior como para extracción.

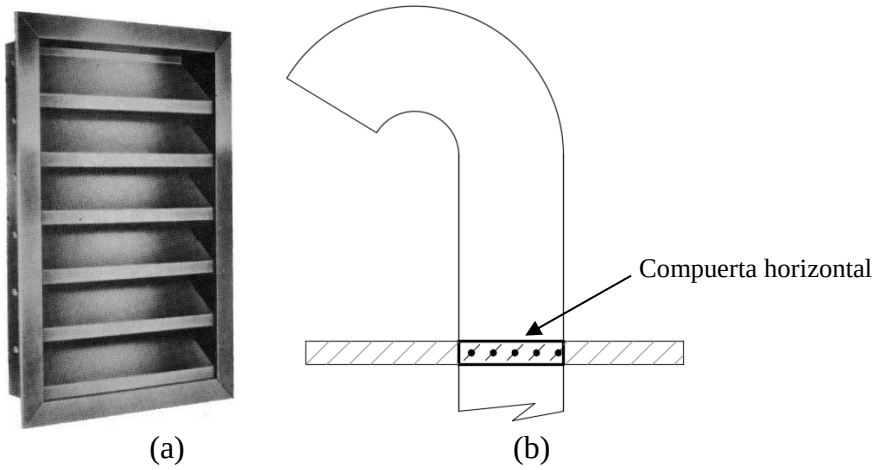


Figura 3.1. (a) Persiana de aire exterior. (b) Ducto con cuello de ganso
Fuente: (a) Sitio web de la marca Koolair. (b) Elaboración propia

Reguladores o compuertas de regulación

Las compuertas de regulación se emplean básicamente para regular determinados caudales de aire, por ejemplo, para controlar y mezclar aire exterior y de retorno, o para controlar el caudal de aire del ventilador impulsor. En la sección de mezcla de la unidad de tratamiento, las compuertas de regulación de aire exterior y de retorno se colocan en una posición adecuada para la mezcla de ambos flujos de aire. En la Figura 3.2 se muestra una compuerta de regulación de acción manual.

Figura 3.2. Compuerta de regulación
Fuente: Sitio web de la marca Koolair

Compuertas de alivio

Las compuertas de alivio se pueden emplear para las siguientes funciones:

- Como regulador de retención en sistemas de extracción de aire, también son conocidas como *compuertas antirretorno.*
- Para alivio del exceso de presiones en edificios, un ejemplo típico de esta aplicación es la *presurización de escaleras de evacuación.*

En la Figura 3.3 se muestra una compuerta de alivio con contrapesos.

Figura 3.3. Compuerta antirretorno o de sobrepresión
Fuente: Sitio web de la marca Koolair

Filtros

Los filtros son elementos que generan una pérdida de presión estática considerable, por ello es importante considerarlos dentro del cálculo para el dimensionamiento de los ventiladores.

Normalmente, los filtros con mayores exigencias se emplean en ductos de toma de aire exterior, pero también pueden encontrarse en aplicaciones específicas en ductos de expulsión de aire, un ejemplo de esto son los *cuartos de aislados* de un hospital, donde es necesario filtrar con altas exigencias el aire de extracción. En el Anexo 4 se estudia con mayor detalle los filtros.

Baterías o serpentines de refrigeración

Las baterías para refrigeración se emplean en pre-enfriamiento, enfriamiento y deshumectación, o en post-enfriamiento. Para la refrigeración se puede utilizar agua fría, agua de pozo, o la expansión directa de un refrigerante. Las baterías de enfriamiento no son más que el serpentín de un evaporador, un haz de tubos sostenidos en un chasis por donde circula refrigerante a mucha menor temperatura que el aire que se le hace pasar por el serpentín.

Además de estos elementos se pueden encontrar pulverizadores, separadores de gotas, baterías de calefacción, entre otros.

3.1.2 Ventiladores

El ventilador es un equipo capaz de producir una corriente o flujo de aire. Su término está limitado a los equipos que producen presiones diferenciales menores a 25 kPa a nivel del mar.

De acuerdo a ello se tienen tres tipos:
- Menor a 2 kPa, se les conoce como ventiladores de baja presión
- De 2 a 8 kPa, ventiladores de mediana presión
- De 8 a 25 kPa, ventiladores de alta presión.

Según la dirección del flujo, los ventiladores se pueden clasificar en dos grupos:
- Ventiladores radiales o centrífugos
- Ventiladores axiales

Ventiladores centrífugos

Son los ventiladores en los que el aire circula en dirección perpendicular al eje del impulsor. Estos ventiladores se clasifican según la forma de los álabes en: álabes curvados hacia adelante, curvados hacia atrás y rectos. En la Figura 3.4 se muestra un ventilador centrífugo.

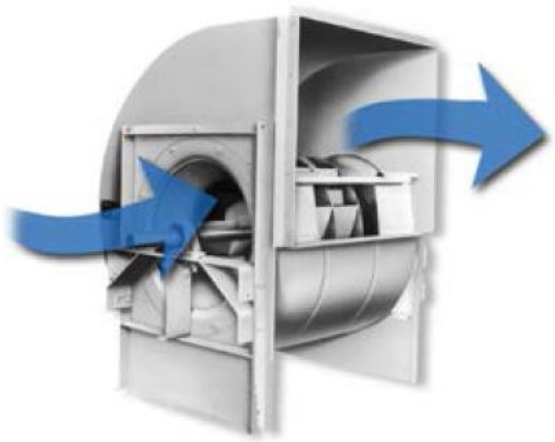


Figura 3.4. Ventilador centrífugo
Fuente: Trane. *Air Conditionig Clinic. Air Conditioning Fans*, 2012, p. 27, f. 39

Los ventiladores centrífugos presentan un amplio margen de funcionamiento, alto rendimiento y presiones relativamente elevadas; se emplean, generalmente, en sistemas de ventilación centralizados. Según la curvatura de los álabes, las curvas características de potencia y presión estática de cada ventilador son diferentes.

Ventiladores axiales

Son los ventiladores en los que el flujo de aire circula en la dirección paralela al eje del impulsor, en la Figura 3.5 se muestra la imagen de un ventilador axial. Estos ventiladores se pueden clasificar en ventiladores de hélice o helicoidales, tuboaxial, y axial con aletas directrices.

Los ventiladores axiales se suelen instalar en aplicaciones de grandes volúmenes de aire donde los niveles de ruido no son muy importantes, es por ello que se les emplea mucho en aplicaciones industriales de acondicionamiento de aire y de ventilación. Muchas veces cuando estos ventiladores trabajan con altas velocidades y presiones normales, se les diseña con aletas directrices para aumentar su rendimiento. Los ventiladores axiales son adecuados para sistemas de extracción, particularmente en instalaciones industriales.

Los ventiladores helicoidales se emplean en aplicaciones donde no hay mucho recorrido de ductos y la resistencia a la corriente del aire es baja debido a que son de bajas potencias y no pueden vencer muchas pérdidas de presión.

Los ventiladores tuboaxiales cuentan con un alojamiento tubular, no tienen aletas guía de entrada ni de salida. Son muy empleados en sistemas de extracción de monóxido de carbono en sótanos, para guiar el aire desde los inyectores hacia los extractores.

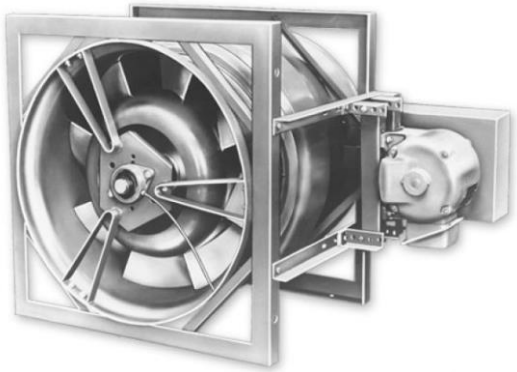


Figura 3.5. Ventilador axial
Fuente: Trane. *Air Conditionig Clinic. Air Conditioning Fans*, 2012, p. 1, f. 2

3.2 Ductos para distribución de aire

La finalidad de un sistema de ductos es dirigir el aire desde el equipo de acondicionamiento hasta el espacio a climatizar. El sistema de ductos se diseña considerando ciertos aspectos como: el espacio disponible para la instalación, pérdidas por rozamiento totales, velocidad del aire en el ducto, nivel de ruido, pérdidas o ganancias de calor, y fugas. A continuación, se muestran los criterios básicos para el desarrollo del diseño de sistemas de ductos.

3.2.1 Conceptos básicos

Caudal de aire

Es el flujo volumétrico que transporta un ducto por unidad de tiempo. Normalmente se mide en m^3/h. Como ya se estudió anteriormente, existen diferentes caudales que intervienen en un equipo de acondicionamiento, los principales son: el caudal de aire exterior, el de aire de retorno de la habitación, el de aire de mezcla y el de aire de suministro.

Presión del aire

Es la fuerza del aire entre la superficie de aplicación. Se mide en Pa, mmc.a., etc. Las pérdidas en un sistema de ductos son la transformación irreversible de la energía mecánica en térmica. Existen dos tipos de pérdidas, las de rozamiento y las dinámicas. La presión estática es la que se emplea para dimensionar la caída de presión de los ventiladores.

Presión total: es la suma de la presión estática más la presión dinámica.

Presión estática o pérdida por rozamiento: es la presión que ejerce el aire debido al rozamiento del mismo sobre las paredes interiores de los ductos. Los ventiladores se diseñan con la presión estática debido a que deben tener la fuerza necesaria para vencer el rozamiento a lo largo de todo el sistema de distribución de aire.

Presión dinámica: es la energía cinética del aire convertida en presión. La presión dinámica ocurre paralela al flujo del aire, a diferencia de la presión estática que ocurre en todas las direcciones. La presión dinámica depende de la velocidad y la densidad del fluido y viene dada por la siguiente ecuación:

$$p_{dinámica} = \frac{c^2}{2}\rho \qquad (3.1)$$

Donde:

c : Velocidad del aire ; m/s
ρ : Densidad del aire ; kg/m^3

En condiciones normales de aplicaciones de aire acondicionado, se puede considerar la densidad del aire como $1{,}22\ kg/m^3$. Reemplazando este valor de densidad de aire, la expresión anterior queda:

$$p_{dinámica} = 0{,}6c^2 \qquad (3.2)$$

3.2.2 Clasificación

Según la normativa española UNE 100-102-88, los ductos metálicos para distribución del aire se clasifican de la siguiente manera:

Los ductos más comunes son los metálicos, los más empleados son los de acero galvanizado, acero negro y acero inoxidable. Los ductos de acero galvanizado son los que mayormente se instalan en sistemas de aire acondicionado y de ventilación convencionales, los de acero negro se emplean en sistemas de extracción de grasas en cocinas, los de acero inoxidable en aplicaciones especiales o industriales.

Existen también ductos elaborados en fibra de vidrio y en aluminio pre-aislados que están compuestos por dos láminas exteriores de aluminio que encierran un panel de espuma rígida

de un polímero sintético, estos ductos de aluminio tienen patentes comerciales de acuerdo a cada fabricante. Los ductos de fibra de vidrio trabajan con presiones bajas, sólo existen las clases B.1, B.2 y B.3; la velocidad de paso del aire máxima es de 10 m/s.

Tabla 3.1. Clasificación de los ductos metálicos según la norma UNE 100-102-88

Clase de ductos	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)	2000 (2)	(3)

(1) Diferencia de presión estática, positiva o negativa, respecto del aire exterior.
(2) Diferencia de presión estática, positiva, respecto del aire exterior.
(3) Velocidad usualmente superior a 10 m/s.

Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte I1, c. 2, p. I1-21

Para el dimensionamiento de los ductos, existen algunas reglas. El *Manual de Aire Acondicionado*, Carrier, 2009, recomienda las siguientes reglas de acuerdo a cada aplicación:

- Locales comerciales: velocidades bajas de hasta 10 m/s, normalmente entre 8 y 10 m/s.
- Locales industriales: hasta 12 m/s, normalmente entre 10 y 12 m/s.
- Normalmente, los sistemas de retorno de aire se dimensionan para baja velocidad.

Según la sección, los ductos pueden ser rectangulares, circulares y ovales. Las tablas y gráficos para el dimensionamiento de ductos emplean ecuaciones aplicadas a ductos de sección circular, pero aplicando algunos factores de corrección se pueden emplear estas mismas herramientas para dimensionar los ductos rectangulares. Los ductos ovales tienen un tratamiento que no se estudia en el presente trabajo. En el apartado 3.3.2, se estudian los conceptos necesarios que se emplean para dimensionar ductos rectangulares.

3.2.3 Montaje de los ductos

Durante la instalación de un sistema de ductos, se encuentran diversos elementos importantes para el correcto funcionamiento de todo el sistema como transformaciones, reducciones, codos, acoplamientos, derivaciones, dispositivos para regular el aire, aislamiento térmico. Su correcto diseño y fabricación es importante para facilitar el equilibrado del sistema.

Transformaciones

Las transformaciones se emplean para unir dos piezas de diferente forma (de rectangular a circular) y sección transversal (aumento o disminución del caudal de aire), también se emplean para evitar obstáculos como vigas.

Cuando se realiza el acople con otro elemento como un ventilador o un serpentín también se emplean transformaciones, ver Figura 3.6.

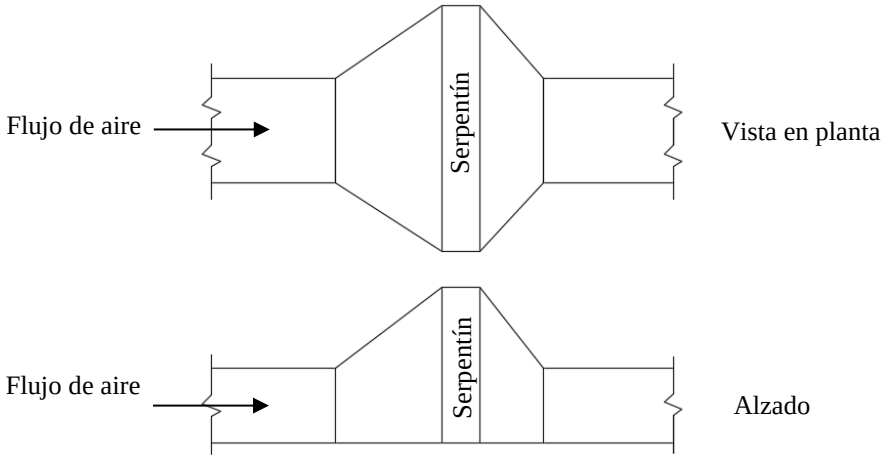


Figura 3.6. Transformación de ducto rectangular Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte II, c. 2, p. II-25

Reducciones

Se recomienda que las dimensiones de los ductos se reduzcan de 5 cm en 5 cm. Los métodos para el dimensionamiento de ductos exigen que se realicen reducciones después de cada difusor y cada derivación, pero esto genera aumentos en el costo de instalación de los ductos ya que implica más trabajo operativo realizar reducciones muy seguidas; en la práctica se pueden reducir los costos de instalación si se mantiene la sección del ducto para más de una salida de aire.

Las dimensiones mínimas recomendadas para ductos rectangulares son de 250 mm por 200 mm, pero muchas veces se llega hasta 150 mm x 150 mm debido al poco espacio y poco caudal de aire distribuido.

Codos

Según la construcción de los codos, tanto para ductos circulares como rectangulares, se pueden establecer los siguientes tipos:

Ducto rectangular	Ducto circular
1. Codo ordinario	1. Codo suave o liso
2. Codo reducido con aletas directrices	2. Codo de tres piezas
3. Codo recto con aletas	3. Codo de cinco piezas

Los tipos de codos se han enumerado según el costo, siendo los primeros los de menor costo. Existen tablas para el cálculo de la pérdida de presión en los codos según cada tipo.

Algunos de los parámetros más importantes de los codos son el radio interior o menor $\boldsymbol{R_t}$, el radio medio $\boldsymbol{R}$, el radio exterior o mayor $\boldsymbol{R_h}$, y la dimensión del ducto en la dirección de giro definida como $\boldsymbol{D}$. Una relación muy importante para definir a los codos es la relación entre el radio medio $\boldsymbol{R}$ y la dimensión $\boldsymbol{D}$, en la Figura 3.7 se muestra un codo ordinario. Los codos

ordinarios se construyen con el radio menor R_t igual a los 3/4 de D, un codo con esta medida de radio menor tiene una relación R/D de 1,25; la cual se considera como óptima.

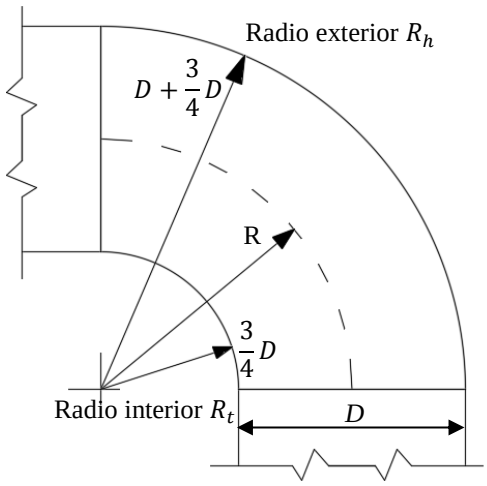


Figura 3.7. Codo ordinario
Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte II, c. 2, p. II-27

En los espacios que no permiten la instalación de codos curvos, se opta por codos rectos que llevan por dentro unas guías para dirigir mejor el aire. Los codos rectangulares tienen un mayor costo de instalación, pero además generan una mayor pérdida de presión que, como se vio antes, terminan generando un mayor consumo eléctrico por parte del ventilador.

Derivaciones o ramificaciones

En los ductos rectangulares se pueden instalar diferentes tipos de derivaciones. En la Figura 3.8.a se muestra un ejemplo de derivación común.

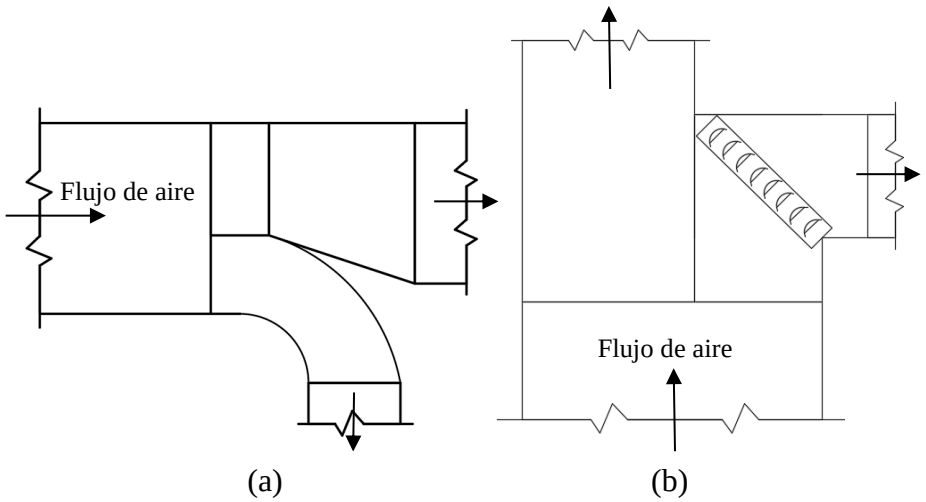


Figura 3.8. Derivaciones
Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte II, c. 2, p. II-30

En la Figura 3.8.b se muestra una derivación en ángulo recto empleando un codo rectangular, esta derivación es la menos adecuada, tanto por el alto costo de instalación como por la mayor pérdida de presión que origina, sólo se le instala cuando no es posible colocar un codo ordinario.

3.2.4 Equilibrado del sistema

Para que un sistema esté equilibrado, la presión de salida del aire en cada terminal de impulsión debe ser la misma e igual a la presión interior. Si la caída de presión entre el ventilador y los terminales de salida del aire no es la misma, el sistema no estará equilibrado y si esto no se soluciona, cuando se ponga en marcha el sistema, los caudales de aire no serán los que se esperaban.

Algunas medidas que se pueden seguir para garantizar que el equilibrado del sistema no sea tan complicado son:

- En caso se tenga una montante por donde pasa un gran caudal de aire con una presión y velocidad no despreciables (30mmca y 10 m/s por ejemplo), se debe asegurar que el dámper de la rejilla se instale de tal forma que las aletas[11] puedan coger el aire y dirigirlo hacia la rejilla.
- Además de regular el caudal a través de dámperes en cada difusor, también es necesario colocar dámperes de regulación en cada bifurcación del ducto principal para poder balancear correctamente el aire en cada rama secundaria.
- En codos rectangulares es imprescindible colocar guías para el aire, caso contrario se generarán turbulencias y altas pérdidas de carga.
- Si se tuvieran elementos que pasan dentro de un ducto de mampostería como vigas, es recomendable instalar elementos que guíen el aire de forma que se garantice que alrededor del obstáculo se tenga un flujo de aire laminar.
- A la salida del ventilador se coloca una transformación para ampliar el ducto a la sección necesaria, se debe tomar en cuenta la velocidad del aire a la salida del ventilador de tal modo que la pérdida o ganancia de presión genere una recuperación estática que beneficie al sistema.
- Cuando se modifica la forma de un ducto rectangular manteniendo la misma área transversal, se recomienda emplear una pendiente del 15% (para ductos de alta velocidad) en los lados laterales de la transformación En el caso que no se pudiera trazar el ducto con una pendiente de 15%, se recomienda que no pase de 25% para evitar problemas en la dinámica del aire.
- Los sistemas de ductos que presentan simetría son más fáciles de equilibrar.

3.2.5 Calibre de ductos metálicos y construcción recomendada

En EE.UU. existe la institución denominada SMACNA[12] que reglamenta los procedimientos de construcción de los ductos metálicos en dicho país. En los proyectos que se realizan en Perú, se toman como referencia los estándares de construcción de esta asociación. El espesor

[11] Las aletas, también llamadas lamas o deflectores, es el nombre común de las hojas fijas o móviles que forman parte de las rejillas, son las que se encargan de direccionar el aire a través de ellas.
[12] SMACNA: *Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association*.

de plancha de acero galvanizado no es uniforme en todas las planchas debido a su proceso de fabricación, para ello SMACNA define el calibre de las planchas metálicas, un espesor y un rango de tolerancia.

En la Tabla 3.2 se muestran los calibres de la plancha de acero galvanizado, que es la plancha metálica más común y más empleada.

Tabla 3.2. Tolerancia de espesor de las planchas de acero galvanizado

Tolerancias de espesor para las planchas de acero galvanizado			
Calibre	**Espesor en milímetros**		
	Mín.	**Máx.**	**Nominal**
33	0.1524	0.3048	0.2286
32	0.2642	0.4166	0.3404
31	0.2845	0.4369	0.3607
30	0.3188	0.4788	0.3988
29	0.3569	0.5169	0.4369
28	0.3950	0.5550	0.4750
27	0.4331	0.5931	0.5131
26	0.4712	0.6312	0.5512
25	0.5274	0.7274	0.6274
24	0.6010	0.8081	0.7010
23	0.6772	0.8772	0.7772
22	0.7534	0.9534	0.8534
21	0.8296	1.0296	0.9296
20	0.9060	1.106	1.006
19	1.028	1.288	1.158
18	1.181	1.441	1.311
17	1.331	1.591	1.461
16	1.463	1.763	1.613
15	1.653	1.953	1.803
14	1.784	2.204	1.994
13	2.162	2.5823	2.372
12	2.523	2.983	2.753
11	2.902	3.362	3.132
10	3.280	3.740	3.510
9	3.661	4.121	3.891
8	4.040	4.500	4.270

Fuente: SMACNA, *HVAC Duct Construction Standards, Second Edition*, 1995, p. A.2

Por otro lado, para soportar las presiones y el caudal de aire que pasa por el interior de los ductos, se elige el espesor de la plancha según la dimensión de mayor longitud que tenga el ducto.

En la Tabla 3.3 se muestra el espesor recomendado de planchas metálicas de acero y de aluminio, tanto para el ducto como para la grapa de conexión, para *sistemas de baja presión*, que es lo que normalmente se emplea en sistemas de aire acondicionado (muchas veces en sistemas de ventilación, las presiones son mayores).

Tabla 3.3. Construcción recomendada para ductos de plancha metálica rectangulares

Dimensión mayor del ducto (cm)	Grueso de la chapa (mm)				Construcción recomendada (Juntas transversales, riostras y refuerzos)
	Acero		Aluminio		
	Ducto	Grapa	Ducto	Grapa	
Hasta 60	0,6	0,6	0,6	0,8	Grapa deslizante o grapa en S, separado 2,5m o menos.
De 60 a 80 De 80 a 150	0,6 0,8	0,6 0,8	0,6 0,8	0,8 1	Grapa deslizante o grapa en S, separado 1,2m o menos.
De 150 a 180	1	1	1	1,5	Grapa deslizante reforzada o grapa a escuadra reforzada, separado 1,2m o menos. Refuerzo de perfil angular en diagonal de 40x40x4mm o zuncho angular de las mismas dimensiones situada a mitad de distancia entre juntas.
De 180 a 225	1	1	1	1,5	Grapa deslizante reforzada o grapa a escuadra reforzada, separado 1,2m o menos. Refuerzo de perfil angular en diagonal de 40x40x4mm o zuncho angular de las mismas dimensiones situada a mitad de distancia entre juntas. Tirante de hierro de 30x3mm para anchura de ducto de 180 a 225cm.
225 y más	1,5	1	1,5	1,5	Grapa deslizante reforzada o grapa a escuadra reforzada, separado 1,2m o menos. Refuerzo de perfil angular en diagonal de 40x40x4mm o zuncho angular de las mismas dimensiones situada a mitad de distancia entre juntas. Tirante de hierro de 30x3mm para anchura de ducto de 225 a 300cm. Tirante de hierro de 30x3mm separado 120cm para anchuras de ducto de 300cm o más.

Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado,* 1980, c. 2, p. I1-65

3.3 Cálculo y dimensionamiento de ductos de aire

En este subcapítulo se brindan las consideraciones y herramientas para el dimensionamiento de los ductos de aire, entre ellas se encuentran los gráficos de pérdida de carga en los ductos, codos y transformaciones, las velocidades recomendadas, los sistemas de distribución de aire, así como el método más empleado para el dimensionamiento de ductos.

3.3.1 Gráfico de pérdidas de carga por rozamiento

En los ductos por donde circula el aire existe una continua *pérdida de presión estática*, o también llamada *pérdida de carga por rozamiento*.

La pérdida de presión en ductos circulares viene dada por la ecuación de Darc-Weisbach[13]:

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \frac{c^2}{2} \rho \qquad (3.3)$$

Siendo:

Δp : Caída de presión ; Pa
f : Factor de rozamiento adimensional
L : Longitud del ducto ; m
D : Diámetro del ducto ; m
c : Velocidad a través del ducto ; m/s
ρ : Densidad del aire ; kg/m^3

[13] Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, página II-35

El factor de rozamiento f para regiones de flujo laminar es función del número de Reynolds solamente (Re<2000). Para zonas transitorias y de flujo turbulento, el factor de rozamiento viene dado por la ecuación de Colebrook[14]:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log_{10}\left[\frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}}\right] \qquad (3.4)$$

Donde:

ε : Rugosidad absoluta del material ; m
Re : Número de Reynolds $(Re = c\,D\,\rho/\mu)$
μ : Viscosidad dinámica ; kg/ms

Como la ecuación de Colebrook no permite despejar directamente el factor de rozamiento, el cálculo de la pérdida de carga se hace complicado. Sin embargo, se pueden emplear otras ecuaciones aproximadas adaptadas a un fluido y a condiciones de trabajo limitadas. Para ductos de aire, dentro de las condiciones normales de operación de sistemas de aire acondicionado, se puede emplear la siguiente ecuación:

$$\Delta p = 0,15r\left(\frac{L}{D^{1,22}}\right)c^{1,82} \qquad (3.5)$$

Donde:

r : Rugosidad de la superficie interior en mm, 0.09 para ductos de acero galvanizado.

Con estas ecuaciones de Darcy y Colebrook se realizó el Gráfico 3.1 de pérdidas de carga para ductos circulares de acero galvanizado de rugosidad absoluta 0,09 mm y aire estándar (densidad = 1,204 kg/m^3).

Tabla 3.4. Rugosidades absolutas y factores de corrección de la pérdida de carga por unidad de longitud

Ducto	Rugosidad absoluta (mm)	Factor de corrección
Acero galvanizado	0,09	1
Ducto de fibra de vidrio rígida	0,90	10
Ducto aislado interiormente con fibra de vidrio	1,50	17
Ducto aislado interiormente con fibra de vidrio por proyectado, alisado	3,00	33
Ducto aislado interiormente con fibra de vidrio por proyectado, sin alisar	4,50	50
Ducto metálico flexible totalmente extendido	1,20 - 2,1	13 - 23
Hormigón	0,3 – 3,0	3 - 30

Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte I1, c. 2, p. I1-35

[14] Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, página II-35

Si la rugosidad del ducto es diferente, se deberá realizar la corrección de la pérdida de carga por unidad de longitud utilizando un factor de corrección que considere dicha diferencia. En la Tabla 3.4 se muestran algunos materiales y sus respectivos factores de corrección.

El Gráfico 3.1 de pérdida de carga se puede emplear para sistemas que conducen aire a temperaturas comprendidas entre 0 y 49 °C, y para altitudes de hasta 600 metros sin necesidad de corregir la densidad del aire. Para sistemas de distribución de aire a grandes alturas, se toman en cuenta ciertas consideraciones adicionales. Los datos de corrección también se encuentran en tablas, su estudio y aplicación no es parte de este trabajo.

3.3.2 Ductos rectangulares

Para dimensionar ductos rectangulares a partir del Gráfico 3.1, que se basa en las ecuaciones de ductos de sección circular, se definen los siguientes conceptos:

Diámetro hidráulico

Es el diámetro que debería tener un ducto circular de igual sección y perímetro que el ducto rectangular que se esté dimensionando. El diámetro hidráulico D_h está definido por la siguiente expresión:

$$D_h = 4\frac{S}{P} \tag{3.6}$$

Siendo:

S : Área de paso de la sección transversal ; mm^2
P : Perímetro interior de la sección transversal ; mm

Diámetro equivalente

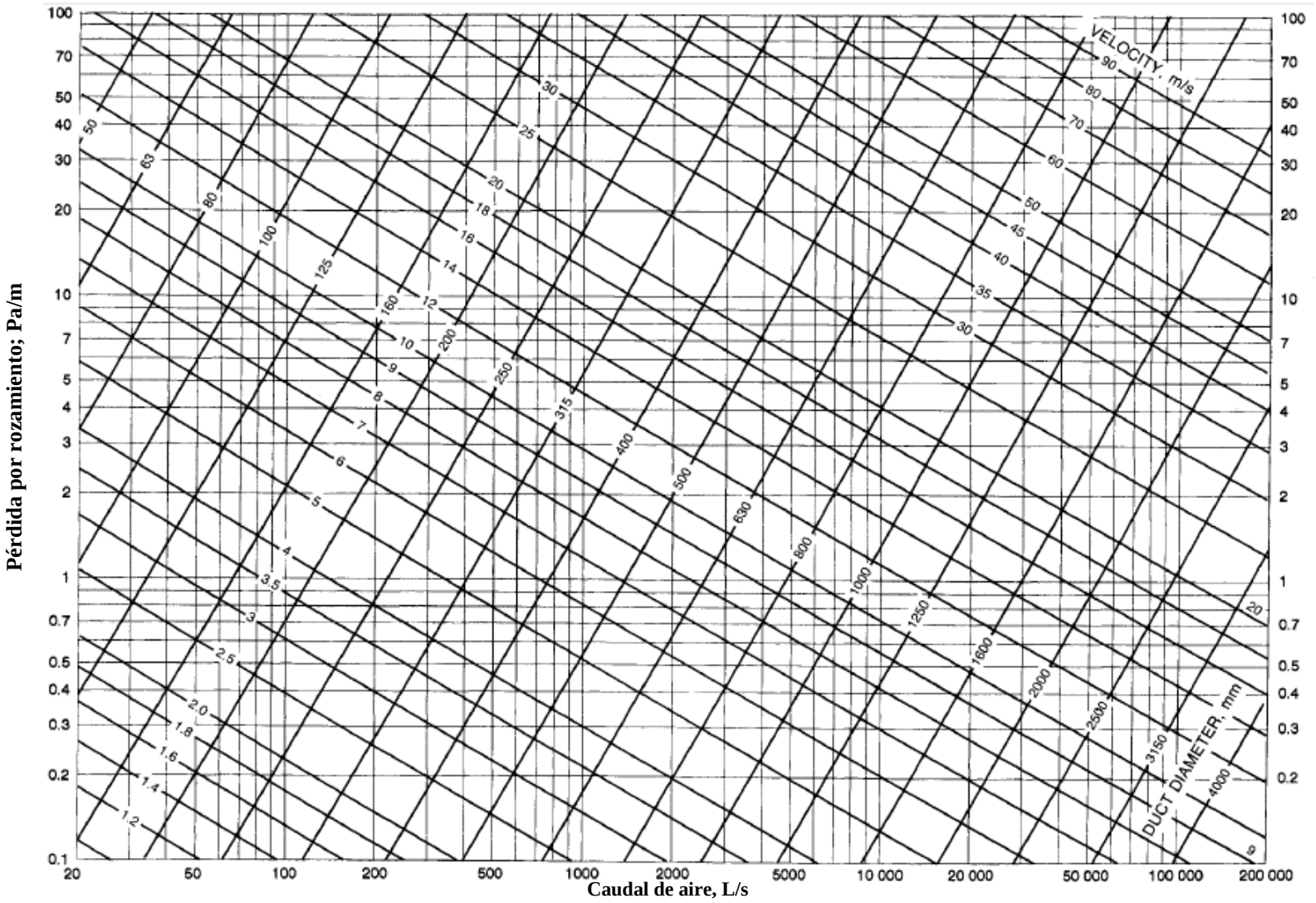
Es el diámetro que tendría un ducto circular que con el mismo caudal y coeficiente de fricción, ocasionaría la misma pérdida de presión por unidad de longitud que el ducto rectangular que se esté dimensionando. El diámetro equivalente D_{eq} está definido por la siguiente expresión:

$$D_{eq} = 1{,}55 \times \frac{S^{0{,}625}}{P^{0{,}25}} \tag{3.7}$$

En España, los diámetros nominales interiores de los ductos circulares se eligen según la serie Renard R10, con base 100 mm. Los diámetros van aumentando con una relación de 1,25, empezando desde 80 mm hasta 2000 mm[15]. En Perú, se suele colocar en los planos, las medidas de los ductos circulares y rectos en pulgadas, pero realizando las conversiones respectivas, se considera el método de dimensionamiento de la UNE.

[15] Carrier. *Manual de Aire Acondicionado*, 2009, p. II-22.

Gráfico 3.1. Pérdida de carga por rozamiento en ductos circulares (ρ = 1.20 kg/m^3 y ε = 0.09 mm)



Fuente: ASHRAE. *Fundamentals*, 2013, c. 21, p. 21.8

En los ductos rectangulares, se recomienda que la relación entre el lado mayor y el lado menor, para evitar problemas de turbulencias y pérdidas de presión elevadas, sea menor o igual a 4. Lo mejor para un ducto rectangular es que esta relación sea de 1, la conducción del flujo sería lo más cercana a los ductos circulares, cuya sección es la más efectiva para la dinámica del flujo del aire.

Tabla 3.5. Diámetros equivalentes de ductos rectangulares (primera parte)

Medida del ducto	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	900	1000
100	109	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
150	133	164	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
200	152	189	219	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
250	169	210	244	273	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
300	183	229	266	299	328	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
350	195	245	286	322	354	383	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
400	207	260	305	343	378	409	437	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
450	217	274	321	363	400	433	464	492	--	--	--	--	--	--	--	--	--
500	227	287	337	381	420	455	488	518	547	--	--	--	--	--	--	--	--
550	236	299	352	398	439	477	511	543	573	601	--	--	--	--	--	--	--
600	245	310	365	414	457	496	533	567	598	628	656	--	--	--	--	--	--
650	253	321	378	429	474	515	553	589	622	653	683	711	--	--	--	--	--
700	261	331	391	443	490	533	573	610	644	677	708	737	765	--	--	--	--
750	268	341	402	457	506	550	592	630	666	700	732	763	792	820	--	--	--
800	275	350	414	470	520	567	609	649	687	722	755	787	818	847	875	--	--
900	--	367	435	494	548	597	643	686	726	763	799	833	866	897	927	984	--
1000	--	384	454	517	574	626	674	719	762	802	840	876	911	944	976	1037	1093
1100	--	399	473	538	598	652	703	751	795	838	878	916	953	988	1022	1086	1146
1200	--	413	490	558	620	677	731	780	827	872	914	954	993	1033	1066	1133	1196
1300	--	--	506	577	642	701	757	808	857	904	945	990	1031	1069	1107	1177	1244
1400	--	--	522	595	662	724	781	835	886	934	980	1024	1066	1107	1146	1220	1289
1500	--	--	536	612	681	745	805	860	913	963	1011	1057	1100	1143	1183	1260	1332
1600	--	--	551	629	700	766	827	885	939	991	1041	1088	1133	1177	1219	129	1373
1700	--	--	--	644	718	785	849	908	964	1018	1069	1118	1164	1209	1253	1335	1413
1800	--	--	--	660	735	804	869	930	988	1043	1096	1146	1195	1241	1286	1371	1451
1900	--	--	--	674	751	823	889	952	1012	1068	1122	1174	1224	1271	1318	1405	1488
2000	--	--	--	688	767	840	908	973	1034	1092	1147	1200	1252	1301	1348	1438	1523
2100	--	--	--	--	782	857	927	993	1055	1115	1172	1226	1279	1329	1378	1470	1558
2200	--	--	--	--	797	874	945	1013	1076	1137	1195	1251	1305	1356	1406	1501	1591
2300	--	--	--	--	812	890	963	1031	1097	1159	1218	1275	1330	1383	1434	1532	1623
2400	--	--	--	--	826	905	980	1050	1116	1180	1241	1299	1355	1409	1461	1561	1655
2500	--	--	--	--	--	920	996	1068	1136	1200	1262	1322	1379	1434	1488	1586	1685
2600	--	--	--	--	--	935	1012	1085	1154	1220	1283	1344	1402	1459	1513	1617	1715
2700	--	--	--	--	--	950	1028	1102	1173	1240	1304	1366	1425	1483	1538	1644	1744
2800	--	--	--	--	--	964	1043	1119	1190	1259	1324	1387	1447	1506	1562	1670	1772
2900	--	--	--	--	--	--	1058	1135	1208	1277	1344	1408	1469	1529	1586	1696	1800
3000	--	--	--	--	--	--	1076	1154	1228	1299	1366	1431	1494	1555	1613	1725	1831

En esta tabla de diámetros equivalentes las dimensiones están expresadas en mm y se han obtenido utilizando la ecuación: $D_{eq} = 1{,}55\ S^{0.625}/P^{0{,}25}$. Siendo S = área de paso de la sección recta y P = perímetro interior de la sección recta.

Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte I1, c. 2, p. I1-37

Las dimensiones nominales, en milímetros, de los ductos rectangulares normalizados, según la UNE, son:

- Lado largo: 200, 250, 300, 400, 500, 600, 800, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800 y 2000.
- Lado corto: 100, 150, 200, 250, 300, 400, 500, 600, 800, 1000, 1200.

Los ductos se pueden diseñar con dimensiones intermedias o superiores a lo que indica la norma UNE. Para facilitar el cálculo, el *Manual de Aire Acondicionado*, Carrier, 2009, propone la Tabla 3.5, la cual se ha dividido en dos partes para una mejor lectura.

En esta tabla se muestran los diámetros equivalentes para diferentes dimensiones de ductos rectangulares, la tabla considera una relación de forma menor o igual a 8. Como ya se explicó anteriormente, lo más recomendable para minimizar las pérdidas por rozamiento es escoger una relación de forma igual a la unidad o lo más cercano a la unidad.

Tabla 3.5. Diámetros equivalentes de ductos rectangulares (segunda parte)

Medida del ducto	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	2500	2600	2700
1100	1202	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
1200	1256	1312	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
1300	1306	1365	1421	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
1400	1354	1416	1475	1530	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
1500	1400	1464	1526	1584	1640	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
1600	1444	1511	1574	1635	1693	1749	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
1700	1486	1555	1621	1684	1745	1803	1858	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
1800	1527	1598	1667	1732	1794	1854	1912	1968	--	--	--	--	--	--	--	--	--
1900	1566	1640	1710	1778	1842	1904	1964	2021	2077	--	--	--	--	--	--	--	--
2000	1604	1680	1753	1822	1889	1952	2014	2073	2131	2186	--	--	--	--	--	--	--
2100	1640	1719	1793	1865	1933	1999	2063	2124	2183	2240	2296	--	--	--	--	--	--
2200	1676	1756	1833	1906	1977	2044	2110	2173	2233	2292	2350	2405	--	--	--	--	--
2300	1710	1793	1871	1947	2019	2088	2155	2220	2283	2343	2402	2459	2514	--	--	--	--
2400	1744	1828	1909	1986	2060	2131	2200	2266	2330	2393	2453	2511	2568	2624	--	--	--
2500	1776	1862	1945	2024	2100	2173	2243	2311	2377	2441	2502	2562	2621	2678	2733	--	--
2600	1808	1896	1980	2061	2139	2213	2285	2355	2422	2487	2551	2612	2672	2730	2787	2840	--
2700	1839	1929	2015	2097	2177	2253	2327	2398	2466	2533	2558	2661	2722	2782	2840	2896	2952
2800	1869	1961	2048	2133	2214	2292	2367	2439	2510	2578	2644	2708	2771	2832	2891	2949	3006
2900	1898	1992	2081	2167	2250	2329	2406	2480	2552	2621	2689	2755	2919	2881	2941	3001	3058
3000	1932	2027	2119	2207	2291	2372	2451	2526	2600	2671	2740	2870	2973	2936	2998	3059	3118

En esta tabla de diámetros equivalentes las dimensiones están expresadas en mm y se han obtenido utilizando la ecuación: $D_{eq} = 1{,}55\ S^{0.625}/P^{0{,}25}$. Siendo S = área de paso de la sección recta y P = perímetro interior de la sección recta.

Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte I1, c. 2, p. I1-38

En los casos donde las instalaciones tengan limitaciones de espacio para los ductos, la mejor solución es diseñar un sistema de alta velocidad, y si es factible, de sección circular.

3.3.3 Velocidad del aire

Establecer la velocidad del aire en el sistema de distribución, depende de algunos factores como nivel de ruido, costo de instalación y costo de funcionamiento. En la Tabla 3.6 se muestran los valores de velocidad recomendados para ductos de impulsión y de retorno en un

sistema de baja velocidad, y los valores de presión dinámica correspondientes a dichas velocidades. Estas velocidades no tienen un fundamento teórico, son consecuencia de la experiencia en instalaciones.

En los sistemas de alta velocidad, por ejemplo, la velocidad en ductos de impulsión se limita a 25 m/s, por encima de esta velocidad se generan problemas de ruido, además de mayores pérdidas de carga que se traducen en mayores costos de funcionamiento al emplear motores de ventiladores de mayor potencia y consumo eléctrico. Por ello, elegir la velocidad adecuada implica considerar un tema de costo de inversión y de funcionamiento del sistema. Una velocidad alta implica ductos de sección pequeña que al inicio puede parecer que disminuye el costo del proyecto, pero en términos de tiempo de vida de la instalación, implica mayores costos de funcionamiento debido a que el motor del ventilador necesario es más potente. Cuando se emplean bajas velocidades, los ductos son más grandes, sus costos de instalación son mayores, pero los de funcionamiento son más económicos.

Tabla 3.6. Velocidades máximas recomendadas para sistemas de baja velocidad (m/s)

Aplicación	Factor de control del nivel de ruido (ductos principales)	Factor de control de rozamiento en ducto			
		Ductos principales		Ductos derivados	
		Suministro	Retorno	Suministro	Retorno
Residencias	3	5	4	3	3
Departamentos, dormitorios de hotel, dormitorios de hospital	5	7,5	6,5	6	5
Oficinas particulares, despachos de directores, bibliotecas	6	10	7,5	8	6
Salas de cine y teatro, auditorios	4	4	6,5	5	4
Oficinas públicas, restaurantes de primera categoría, comercios de primera categoría, bancos	7,5	10	7,5	8	6
Comercios de categoría media, cafeterías	9	10	7,5	8	6
Locales industriales	12,5	15	9	11	7,5

Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte I1, c. 2, p. I1-36

3.3.4 Pérdida de carga

En el Gráfico 3.1 de pérdidas de carga, se encuentran representados la pérdida de carga por unidad de longitud en Pa/m, el caudal del aire en l/s o dm^3/s, y el diámetro del ducto circular en mm.

Al dimensionar un ducto rectangular, primero hay que tomar en cuenta que la velocidad del aire en el ducto rectangular no es igual a la velocidad que tendría en un ducto de diámetro equivalente. Tomando como punto de partida el caudal del aire que debe circular por el ducto, se tienen dos opciones:

- Dimensionar el ducto rectangular conociendo *a priori* la velocidad deseada en el ducto. En este caso, el procedimiento es el siguiente: se calcula la sección, se dimensiona el ducto rectangular, se calcula el diámetro equivalente (Tabla 3.5). Con los datos de

caudal y diámetro equivalente se calcula la pérdida de carga por unidad de longitud (Gráfico 3.1).

- Calcular la velocidad en el ducto conociendo las dimensiones del ducto rectangular (muchas veces éstas dependen del espacio disponible que queda para pasar el ducto). En este caso, el procedimiento es el que sigue: se calcula el diámetro equivalente, con este dato y el del caudal se calcula la pérdida de carga por unidad de longitud.

Para determinar la pérdida de carga en un tramo de ducto se multiplica su longitud equivalente por la pérdida de carga por unidad de longitud deducida del Gráfico 3.1. La longitud equivalente de un tramo de ducto incluye, además de la longitud del ducto, la longitud equivalente de los accesorios como son los codos, reducciones, transformaciones y acoplamientos que pudiera haber. A continuación, se explica el procedimiento a seguir para el cálculo de la pérdida de carga en los elementos que se pudieran encontrar.

3.3.5 Pérdida de carga en un elemento del sistema

En la Tabla 3.7 se muestra las pérdidas de carga en los elementos de un sistema de distribución de aire de sección rectangular. Los acoplamientos se consideran como parte del ducto de mayores dimensiones.

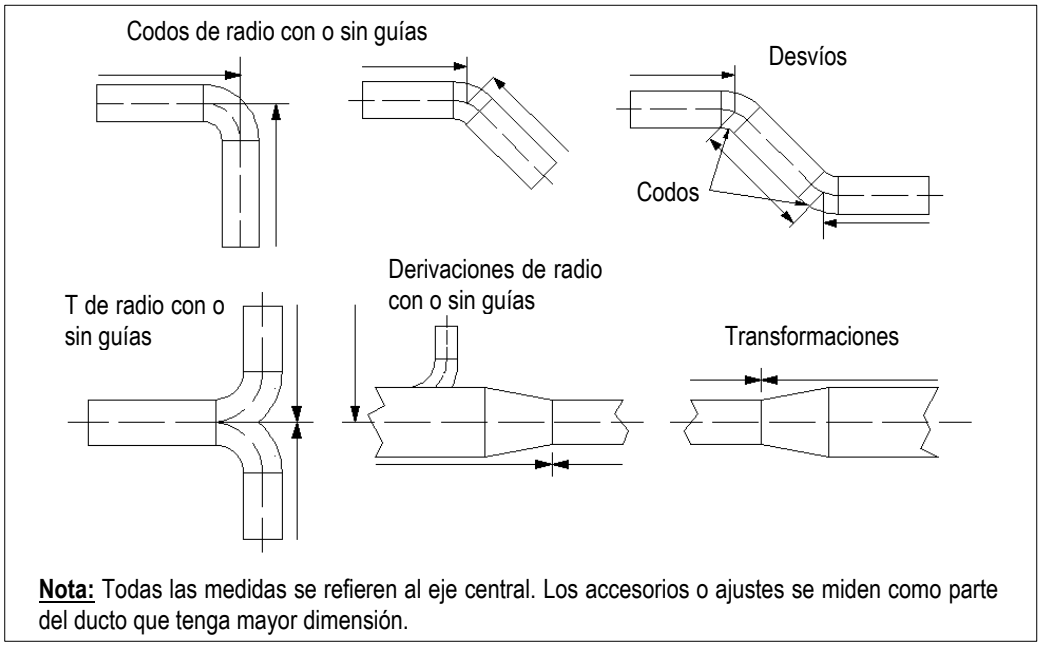


Figura 3.9. Guía para la medida de las longitudes de los ductos
Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte II, c. 2, p. II-39

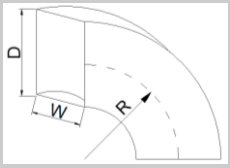
La pérdida de carga en cualquier elemento del sistema se expresa en términos de *longitud equivalente de ducto*. La Tabla 3.7 permite convertir los elementos como codos, reducciones, transformaciones, etc. en una longitud equivalente de ducto recto. De este modo, todos los valores de longitud equivalente de cada elemento se suman a la longitud del ducto para obtener la longitud equivalente total; y con esta longitud se calcula la pérdida de carga total.

La longitud del ducto recto se mide entre las intersecciones de los ejes de los acoplamientos. En la Figura 3.9 se indica la forma de medir estas longitudes.

Tabla 3.7. Rozamiento en elementos de un sistema de ductos rectangulares

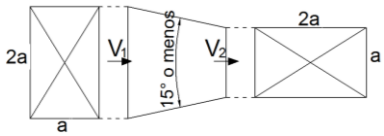
ELEMENTO | **CONDICIONES** | **RELACIÓN L/D ****

Codo de radio de sección rectangular



W/D	R/D				
	0,5	0,75	1,00	1,25*	1,50
	Relación L/D				
0,5	33	14	9	5	4
1	45	18	11	7	4
3	80	30	14	8	5
6	125	40	18	12	7

Transformación

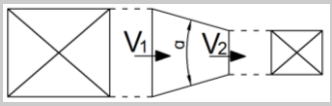


$V_2 = V_1$

Pérdida de presión $= \mathrm{n} \times p_{dinámica}$

0,04

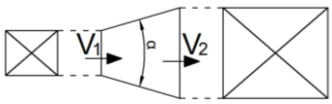
Ampliación o expansión



n***						
	Ángulo α					
V_2 / V_1	5°	10°	15°	20°	30°	40°
0,20	0,25	0,22	0,20	0,18	0,15	0,13
0,40	0,27	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19
0,60	0,28	0,28	0,25	0,24	0,24	0,23

Ganancia de presión $= n(h_{v1} - h_{v2})$

Reducción o contracción



α	30°	45°	60°
n***	0,311****	0,317	0,328

Pérdida de presión $= n(h_{v2} - h_{v1})$

**** Pendiente de 25%

Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte I1, c. 2, p. I1-42, II-43

NOTAS

* 1,25 es el valor estándar para un codo de radio completo sin guías.

** L y D están en metros, D es la dimensión de ducto representada en el dibujo. L es la longitud adicional equivalente del ducto añadido al ducto medido. La longitud equivalente L es igual a D multiplicada por la relación indicada.

*** El valor de n es el número representativo de la presión dinámica, pérdida de presión dinámica o ganancias de velocidad en un accesorio, y puede ser convertida en longitud adicional equivalente del ducto con la siguiente ecuación:

$$L = n \times \frac{h_v}{h_f}$$

Siendo:

L : Longitud equivalente adicional, en metros.

h_v : Presión dinámica para V_1 o V_2, en Pa.
h_f : Pérdida por rozamiento por metro, sección recta del ducto en h_v, en Pa (ver Gráfico 3.1).
n : Valor para un determinado accesorio.

La Tabla 3.7 permite calcular las pérdidas de carga para codos de diferentes dimensiones o diferentes relaciones R/D, en función de L/D. También indica las pérdidas y ganancias correspondientes a diversas formas de ducto. Esta pérdida o ganancia de recuperación se expresa con unos *factores de velocidad* que se representan con la letra n. Estas pérdidas o ganancias pueden convertirse en longitud equivalente haciendo uso de las ecuaciones que se encuentran en la nota de la tabla, y sumarse o restarse a la longitud del ducto para obtener la longitud equivalente total.

3.4 Métodos de dimensionamiento

La finalidad del diseño y dimensionamiento de la red de ductos de un sistema de distribución de aire es conseguir que el aire llegue a cada difusor en condiciones adecuadas y con el caudal de aire proyectado, y además poder calcular la presión que debe suministrar el ventilador. Los dispositivos terminales de difusión de aire se instalan en ubicaciones adecuadas para la correcta distribución del aire. Los ductos parten desde el equipo de acondicionamiento hasta las salidas de aire evitando obstáculos como vigas, viguetas, tuberías, bandejas eléctricas o cualquier elemento de otra instalación.

En los proyectos de sistemas de distribución, se busca siempre que la instalación sea lo más sencilla posible y además simétrica, no sólo por temas estéticos y de arquitectura, sino también porque un sistema simétrico permite un equilibrado más sencillo de la instalación.

Se pueden considerar dos tipos de sistemas de ductos: de baja y de alta velocidad.

Los sistemas de alta velocidad emplean presiones estáticas y velocidades mayores que un sistema convencional. Al tener presiones estáticas elevadas, se debe poner especial atención con el cálculo y fabricación de los ductos, ya que se deben evitar fugas de aire que pueden producir ruidos molestos. En este tipo de sistemas se recomiendan los ductos circulares antes que los rectangulares por su mayor rigidez. Para el dimensionamiento de estos sistemas, se cuenta con gráficos de recuperación estática para ductos de alta velocidad, pero no se profundiza en el procedimiento ni en los gráficos de selección, ya que los sistemas de alta velocidad se emplean para aplicaciones industriales especiales que no son parte del alcance de este trabajo.

3.4.1 Sistema de ductos de baja velocidad

Durante el diseño de una red de ductos deben buscarse dos objetivos:

- Conducir el aire con la menor pérdida de presión posible, con el fin de disminuir al máximo el consumo energético de la instalación.
- Dimensionar los tramos de ductos de forma tal que el costo de instalación sea el mínimo posible.

Conseguir ambos objetivos a la vez no es posible puesto que, para disminuir el consumo energético, los ductos deberían ser más grandes, pero a medida que aumentan las dimensiones de los ductos, el costo de la instalación se encarece. Por ello, se debe llegar a un compromiso entre ambos objetivos, teniendo en cuenta además diversos factores como el espacio disponible para la instalación de ductos, nivel de ruido de acuerdo al servicio de la instalación, confort exigido, costo de la energía, horario de trabajo de la instalación, etc.

Lo más recomendable es empezar conociendo las condiciones del aire a las que debe llegar al difusor y conseguir, en la medida de lo posible, que la presión de salida del aire en cada difusor sea la misma. Bajo estas condiciones, el sistema estará equilibrado, o al menos su calibración será más sencilla, y el caudal de aire en la salida de los difusores será lo más cercano al de diseño. En la práctica, esto es muy difícil de lograr y lo que se hace es conseguir el equilibrio en la mayoría de difusores y regular el caudal en ramas u otros difusores mediante compuertas de regulación, válvulas u otros accesorios.

En las pruebas para la *puesta en marcha* de un sistema de distribución de aire se miden los caudales y velocidad del aire en cada difusor, si el sistema lo permite, el ajuste final se puede realizar mediante compuertas de regulación de cada difusor, caso contrario, el equilibrado del sistema se hará más dificultoso e incluso se tendrán problemas de ruido.

Algunos de los métodos para diseñar los sistemas de baja velocidad son:

- Reducción de velocidad
- Igualdad de pérdidas por rozamiento o pérdidas de carga constante
- Recuperación estática

Cada método conlleva a diferentes niveles de precisión, costo y aplicación. El método de reducción de velocidad consiste en seleccionar una velocidad lo más alta posible e irla reduciendo a medida que el aire va acercándose al final del ducto, estableciendo una serie de reducciones a lo largo del mismo. Normalmente, se escoge como velocidad inicial, la velocidad de descarga del ventilador; y como velocidad final, la requerida por las condiciones del local.

El método de recuperación estática se basa en reducir la velocidad de circulación tramo a tramo. El ducto se dimensiona de forma que el aumento de presión estática, o ganancia debida a la reducción de velocidad, en cada tramo o unidad de impulsión, compense o equilibre las pérdidas por rozamiento en el siguiente tramo de ducto. De esta manera se garantiza que, a lo largo de un tramo de ducto, la presión estática sea la misma en cada unidad de impulsión (de ese tramo de ducto) y al comienzo de cada derivación, y con ello facilitar el equilibrado del sistema.

El método de pérdida de carga constante, que se explica a continuación, es el más empleado y se puede utilizar para ductos de suministro como para los de retorno de aire.

Método de pérdida de carga constante

El método consiste en dimensionar todos los ductos de forma que tengan la misma pérdida de carga por unidad de longitud, a lo largo de todo el recorrido del sistema. Para sistemas de aire

acondicionado con ductos de longitudes no muy extensas, el valor de pérdida de carga por unidad de longitud que se emplea en los ductos de suministro es de 25Pa/30 metros de longitud (0.1 inwg/100 pies de longitud). Para ductos de retorno, la pérdida de carga es de 20Pa/30 metros de longitud (0.08 inwg/100 pies de longitud).

El procedimiento más común que se sigue para dimensionar ductos de mayores longitudes es el siguiente:

1. Dibujar el esquema de la red de ductos intentando minimizar la cantidad de accesorios (codos, bifurcaciones, etc.).

2. Dividir el sistema en secciones o tramos y enumerar (o codificar) cada tramo. Conociendo el caudal de suministro del ventilador, se calcula el caudal de aire en cada tramo del recorrido del sistema de ductos hasta los difusores.

3. Elegir una velocidad inicial en el ducto más próximo al ventilador (o ducto principal). Esta velocidad se elige considerando la Tabla 3.6.

4. Ingresar en el Gráfico 3.1 con los datos de caudal de aire y velocidad y determinar el valor de la pérdida de carga por unidad de longitud. Este valor de pérdida de carga se debe mantener constante a lo largo de todo el sistema, además se puede leer el valor del diámetro equivalente. Con ayuda de la Tabla 3.5 se obtienen las dimensiones del ducto rectangular.

5. Una vez dimensionados todos los ductos, se procede a determinar las características del ventilador. Para ello se estima *la ruta crítica* del recorrido del aire. La ruta crítica es aquella que tiene la mayor caída de presión, muchas veces es la de mayor longitud o la que tiene accesorios que generan mayores pérdidas de carga, la ruta crítica se estima ya que al principio no se conoce.

6. La caída de presión del ventilador es la suma de las pérdidas de carga en todos los elementos que intervienen en la ruta crítica: tramos de ductos y accesorios.

$$Pérdida = longitud\ total\ equivalente \times pérdida\ por\ unidad\ de\ longitud \qquad (3.8)$$

7. Seleccionar el tipo y capacidad del ventilador. Se puede considerar un margen del 5% sobre el caudal de aire total para contemplar posibles fugas.

Actualmente, existen en el mercado diferentes *softwares* gratuitos para el dimensionamiento de ductos, los programas solicitan como información de entrada: el caudal del aire y velocidad deseada, y arrojan las dimensiones del ducto tanto circular como rectangular, los más sofisticados entregan también la pérdida de carga por rozamiento.

3.5 Distribución del aire en espacios acondicionados

El aire llega a las habitaciones a través de unos dispositivos denominados *unidades terminales de impulsión* o UTI, estos dispositivos pueden ser de diferentes formas, pero todos tienen la misma finalidad: facilitar la llegada del aire tratado y su posterior mezcla o difusión con el aire

de retorno proveniente del local. La sensación de confort asociada a un flujo de aire, no depende sólo de la temperatura del aire de salida, sino también de la velocidad y de la humedad relativa.

En la Tabla 3.8 se muestran las velocidades recomendadas del aire en el interior de espacios acondicionados, también incluye las reacciones que tendrían los ocupantes a distintas velocidades.

Para el cálculo de la pérdida de carga del ventilador, también se toma en cuenta la caída de presión que origina la UTI, este dato se puede encontrar en el catálogo del fabricante de rejillas y difusores de aire.

Tabla 3.8. Velocidades recomendadas del aire en el interior de la zona ocupada

Velocidad del aire (m/s)	Reacción	Aplicación recomendada
0 - 0,68	Quejas por estancamiento del aire.	Ninguna
0,12	Proyecto ideal, distribución favorable.	Todas las aplicaciones comerciales
0,12 - 0,25	Probablemente favorable, pero la máxima velocidad admisible para personas sentadas es 0,25 m/s, aproximadamente.	Todas las aplicaciones comerciales
0,35	Desfavorable, los papeles ligeros colocados en las mesas son insuflados.	
0,40	Límite máximo para personas que se desplazan lentamente -favorable.	Almacenes y comercios
0,40 - 1,50	Instalaciones de acondicionamiento de aire de fábricas - favorable.	Velocidades más altas de acondicionamiento para refrigeración de punto o localizada.

Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte 2, c. 2, p. 2-58

3.6 Clasificación de las unidades de distribución

Las unidades terminales de distribución de aire se pueden clasificar según dos criterios:

- *Clasificación técnica*, que se enfoca en la forma de distribución de las unidades de acuerdo a las aplicaciones que sirven.
- *Clasificación morfológica*, que se refiere a la forma o disposición de las unidades.

La clasificación más empleada y conocida es la morfológica. Según la forma de las unidades de impulsión, existen diferentes tipos, cada uno con características propias para la impulsión, a continuación, se muestran algunos de ellos:

Rejilla de retícula

Esta rejilla tiene una pequeña relación de deflexión (normalmente entre 0,05 y 0,20) y por tanto, su efecto direccional es bajo. Se emplean, principalmente, en aplicaciones de extracción y retorno de aire, ver Figura 3.10.

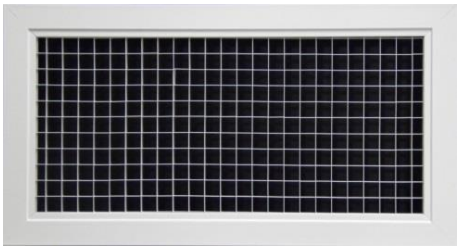


Figura 3.10. Rejilla de retícula recta
Fuente: Sitio web de la marca Koolair

Rejilla con deflectores fijos

Las aletas, también llamadas deflectores, de estas rejillas son fijas, ver Figura 3.11. Estas rejillas se emplean en aplicaciones donde la dirección del flujo del aire no es muy importante o pueda ser predeterminada. Es aconsejable que su relación de deflexión sea de uno o más. Si se desea ver el interior del ducto, es preferible que las aletas estén algo separadas.

Figura 3.11. Rejilla de aletas fijas horizontales a 45°
Fuente: Sitio web de la marca Koolair

Rejilla con deflectores ajustables

Las aletas de estas rejillas son orientables, las cuales pueden tener aletas horizontales, verticales, y de ambas direcciones. Se instalan mucho sobre paredes laterales. Debido a que las aletas se pueden ajustar horizontalmente y/o verticalmente, en caso hubiera algunos problemas en la distribución del aire, se pueden resolver rápidamente variando la posición de los deflectores. En la Figura 3.12 se puede ver un ejemplo de estas rejillas.

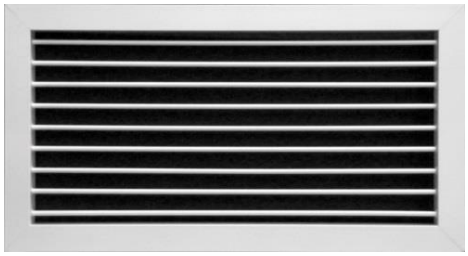
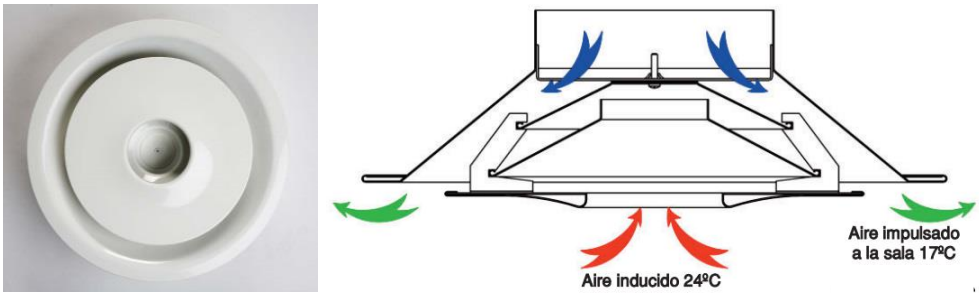


Figura 3.12. Rejilla con aletas horizontales orientables individualmente
Fuente: Sitio web de la marca Koolair

Difusor con inducción interna

Se emplean en aplicaciones donde la presión del aire es bastante elevada, suficiente para inducir aire de la habitación dentro del difusor a través de aberturas auxiliares. Permiten mezclar aire primario y aire de la habitación inducido. La temperatura del aire de salida es menor que la del caudal de aire primario. La inducción se realiza en dos fases, primero en la carcasa de la rejilla y la otra luego de que el aire salga del difusor. En la Figura 3.13.a se muestra un difusor de inducción y en la Figura 3.13.b se muestra un esquema del funcionamiento de este tipo de difusores.



(a) (b)

Figura 3.13. (a) Difusor circular de alta inducción. (b) Esquema de inducción en difusor circular de alta inducción
Fuente: Sitio web de la marca Koolair

Difusor cuadrado

Los difusores cuadrados normalmente se instalan en el techo. Existen difusores de una, dos, tres y cuatro vías; los más empleados son los de cuatro vías. Los demás se emplean en situaciones específicas donde se requiere aire sólo en determinadas direcciones. Los difusores cuadrados son muy empleados para la impulsión de aire cuando se tiene cielo raso con baldosas. Existen también difusores rectangulares, aunque son menos preferidos por temas de simetría. En la Figura 3.14 se muestra un difusor cuadrado de cuatro vías.

Figura 3.14. Difusor cuadrado de cuatro vías
Fuente: Sitio web de la marca Koolair

Existen otros dispositivos, diferentes a los convencionales de rejillas y difusores, como: los difusores rotativos y las toberas.

Difusores rotativos

Son difusores relativamente modernos que producen una vena de aire lineal mediante un movimiento giratorio y una forma cónica. Tienen un considerable efecto inductivo, pero son de corto alcance. Los difusores rotativos son para instalación sobre el techo.

En la Figura 3.15 se muestra un difusor rotacional.

Figura 3.15. Difusor rotacional de aleta fija curvilínea
Fuente: Sitio web de la marca Koolair

Toberas

Son elementos de distribución que permiten lanzar el aire a distancias mucho más grandes que con los dispositivos convencionales (ver Figura 3.16). Su aplicación está restringida para grandes locales, plantas industriales, superficies comerciales extensas, etc.

Figura 3.16. Tobera de largo alcance
Fuente: Sitio web de la marca Koolair

Los difusores instalados en el techo brindan una mayor sensación de confort para los ocupantes. Para evitar corrientes de aire molestas, se pueden tomar en cuenta las siguientes recomendaciones:

- *Distancia de propulsión*: se deben elegir difusores con alcance moderado, del 75% o menos del valor indicado en las tablas de selección. Una distancia de propulsión excesiva puede generar problemas de distribución.

- *Pérdidas de carga*: las hojas técnicas de los fabricantes muestran los valores de pérdida de carga en los difusores y rejillas.
- *Disposición del difusor*: un criterio muy importante es la correcta disposición del difusor. Se recomienda tener un cuello de por lo menos cuatro veces el diámetro del ducto, colocar guías giratorias para el aire. En caso se empleen guías, deben colocarse perpendiculares al flujo del aire en la parte superior del cuello y separadas 5 cm.
- *Obstrucciones*: cuando el flujo del aire a la salida del difusor se encuentra con una obstrucción, es recomendable, para no perder ese aire, tapar la porción del difusor en el punto de la obstrucción.

3.7 Velocidad del aire en las unidades de impulsión

Un aspecto muy importante para la selección de las unidades terminales de impulsión es el nivel de ruido. En la Tabla 3.9 se muestran las velocidades recomendadas para el aire de salida a través de las unidades de impulsión de acuerdo a la aplicación del local.

Tabla 3.9. Velocidad del aire de descarga a través de las unidades de salida

Aplicación	Velocidad (m/s)
Estudios de radiodifusión	1,5 - 2,5
Residencias	2,5 - 4,0
Departamentos	2,5 - 4,0
Iglesias	2,5 - 4,0
Dormitorios de hotel	2,5 - 4,0
Teatros	2,5 - 4,0
Oficinas particulares tratadas acústicamente	2,5 - 4,0
Oficinas particulares no tratadas	2,5 - 4,0
Salas de cine	5
Oficinas públicas	5,0 - 6,5
Centros comerciales, plantas superiores	7,5
Centros comerciales, planta principal	10

Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte II, c. 3, p. II-64

3.8 Selección de las unidades de impulsión

Para la distribución del aire a través de las unidades terminales de impulsión, el ingeniero proyectista debe tomar decisiones respecto a ciertos parámetros como: tipo de unidad terminal, dimensiones, ubicación e instalación, número de unidades.

Para la selección se deben contemplar dos datos importantes:

- El caudal de aire de suministro.
- La zona ocupada del ambiente a climatizar.

El caudal determinará la cantidad de unidades. El alcance de la UTI debe ser el necesario para que el aire llegue hasta la zona ocupada bajo las condiciones deseadas. Algunos otros parámetros de menor grado de importancia son:

- La pérdida de carga antes de la unidad de impulsión.
- La diferencia de temperaturas entre el aire de suministro y del interior del ambiente.
- El nivel sonoro permitido, de acuerdo al servicio del local.
- Detalles de arquitectura.

3.9 Rejillas de retorno

La velocidad de las rejillas de retorno depende de la pérdida de presión estática admisible y del efecto sobre los ocupantes o materiales dentro del local.

La instalación de rejillas de retorno es menos crítica que la de una unidad de impulsión. En la Tabla 3.10 se muestran algunas velocidades recomendadas de acuerdo al servicio del local:

Tabla 3.10. Velocidad del aire a través de las rejillas de retorno

Aplicación	Velocidad (m/s)
Locales comerciales:	
Por encima de zonas ocupadas	4 (o más)
Dentro de una zona ocupada, no cerca de asientos	3 - 4
Dentro de una zona ocupada, cerca de asientos	2 - 3
Locales industriales	4 (o más)
Locales residenciales	2

Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte II, c. 3, p. II-67

Es recomendable tomar en cuenta que no se aspiren caudales de aire relativamente grandes a través de una rejilla de retorno ya que se pueden tener problemas de corrientes incómodas.

La mejor ubicación para las rejillas de retorno es instalarlas de forma lateral cerca al suelo, con ello se consigue que el aire circule por toda la habitación ya que el aire frío que sale de las unidades de impulsión colocadas en la parte superior (cerca al techo) tiende a ir hacia abajo, obteniéndose una mejor distribución del aire. Muchas veces esta instalación no es posible y se colocan las rejillas de retorno cerca al techo, al igual que los difusores, en estos casos se debe estudiar la forma de conseguir un barrido del aire efectivo y que permita climatizar de forma adecuada el ambiente.

Capítulo 4

Caso de estudio: Diseño de un sistema todo-aire para el control de humedad en un almacén

4.1 Introducción

El propósito de este capítulo es diseñar un sistema de control de humedad para un almacén teniendo en consideración el monto de inversión del proyecto y el consumo energético del mismo.

Se han tomado las siguientes consideraciones:

- El almacén es de ropa, el cliente desea evitar la formación de hongos en la ropa debido a la alta humedad existente en Lima. Para ello se establece que la humedad relativa debe ser menor o igual a 65% HR.
- El almacén se encuentra localizado en la provincia constitucional del Callao.
- El almacén no es estanco, tiene puertas de entrada y de carga, aunque estén cerradas las rendijas permiten el paso de aire exterior. También hay aperturas en la parte alta del almacén, entre las paredes y el techo.
- El techo del almacén presenta claraboyas que permiten el paso de la luz para reducir el consumo eléctrico por iluminación durante el día. Además, para contrarrestar las altas temperaturas en verano, el techo está cubierto, internamente, de un material aislante fibroso de 50mm de espesor, tal aislamiento no cubre las claraboyas.
- La principal restricción del proyecto es diseñar un sistema de control de humedad mediante la instalación de un equipo de acondicionamiento de aire, sólo frío, es decir, no cuenta con una bomba de calor. Adicionalmente al control de humedad, como se especifica más adelante en el apartado *4.2.2 Condiciones interiores*, hay limitaciones de temperatura máxima y mínima para las condiciones de verano e invierno, respectivamente. El objetivo, por tanto, es conseguir un sistema que además de controlar humedad durante todo el año, emplee un equipo de aire acondicionado sólo frío que, en invierno, se pueda contar con una temperatura adecuada para las personas que laboran dentro del almacén.

4.2 Carga térmica del almacén

A continuación, se procede a desarrollar el cálculo de la carga térmica del almacén.

4.2.1 Condiciones exteriores

Los datos de las condiciones exteriores de Lima han sido extraídos del libro de ASHRAE, *Handbook Fundamentals (IP)*, 2009:

- La temperatura exterior más crítica en verano se da en el mes de Febrero:
  - Temperatura de bulbo seco : 84,8°F ≈ 29,3°C ≈ 30°C
- La temperatura exterior más crítica en invierno se da en el mes de Agosto:
  - Temperatura de bulbo seco : 57,1°F ≈ 14°C

Los valores de humedad relativa que brinda ASHRAE en el libro *Fundamentals*, son los valores promedio a lo largo del día. Para Lima se considera que los valores de humedad relativa máximos son: 80% HR para verano y 95% HR para invierno. Además, se considera que la temperatura mínima en verano es de 22°C, con ello se obtiene que la variación de la temperatura exterior a lo largo del día es de 8°C.

4.2.2 Condiciones interiores

Las condiciones de diseño para el interior del almacén son las siguientes:

- Temperatura máxima en verano : 26-27°C
- Temperatura mínima en invierno : 24°C
- Humedad relativa en todo el año : ≤ 65% HR

4.2.3 Datos de diseño

Los datos necesarios para el cálculo de la carga térmica para verano son los siguientes:

1. Lugar	:	Callao, Lima
2. Latitud	:	12° Sur
3. Altitud	:	100 msnm
4. Temperatura exterior y humedad relativa	:	30°C y 80% HR
5. Variación de la temperatura exterior	:	8°C
6. Área del almacén	:	4800 m^2 (ancho= 60 m; largo = 80 m)
7. Altura del almacén	:	6 m
8. Número de personas	:	18 personas
9. Calor sensible por persona	:	72W
10. Calor latente por persona	:	147W
11. Potencia de iluminación	:	10 W/m^2
12. Temperatura exterior a las 3pm	:	30°C (temperatura exterior máxima)
13. Horas de funcionamiento del equipo	:	16 horas (valor recomendado)
14. Factor de limpieza de atmósfera	:	0,9 (valor para Lima)
15. Techo soleado	:	Sí

16. Factor de seguridad : 5%

De la Tabla 1.2. Ganancias debidas a las personas, considerando que las actividades de las personas dentro del almacén corresponden a un trabajo ligero, y tomando en cuenta que en verano la temperatura de diseño dentro del local es de 26°C, se obtienen los datos de calor sensible y latente por persona.

El factor de limpieza de atmósfera va de 0,85 a 1. Para la sierra peruana se puede considerar el valor de 1 (atmósfera más limpia). Para Lima se puede considerar 0,9.

4.2.4 Coeficientes globales de transmisión de calor *U*

De la Tabla 1.4 y la Tabla 1.5 se obtienen los siguientes valores, además se adiciona una columna con los espesores respectivos:

Tabla 4.1. Resistencia térmica de elementos

Materiales	Espesor (m)	Peso específico (kg/m^2)	Resistencia (m^{2}K/W)	
			Por (m) de espesor	Valor –x10^{-3}
Aire en movimiento (12km/h) Exterior - verano	--	--	--	44,72
Aire quieto - Interior Pared vertical	--	--	--	120,40
Aire quieto - Interior Pared horizontal – flujo descendente	--	--		163,40
Enlucido de cemento	0,02	1856	1,38	--
Ladrillo ordinario	0,20	1920	1,41	--
Metal en chapa			Despreciable	0,00

Fuente: Elaboración propia

Los valores de U se calculan con las ecuaciones (1.5) y (1.6).

Paredes exteriores

$$U = \frac{1}{(aire\,exterior) + (enlucido\,exterior) + (muro\,de\,ladrillo) + (enlucido\,int.) + (aire\,interior)}$$

$$U = \frac{1}{(0,04472) + (0,02 \times 1,38) + (0,20 \times 1,41) + (0,02 \times 1,38) + (0,1204)}$$

$$U_{paredes\ exteriores} = 1,99 \frac{W}{m^2 K} = 1,99 \frac{W}{m^2 °C}$$

Paredes interiores

$$U = \frac{1}{(aire\,interior) + (enlucido\,exterior) + (muro\,de\,ladrillo) + (enlucido\,int.) + (aire\,interior)}$$

$$U = \frac{1}{(0,1204)+(0,02\times 1,38)+(0,20\times 1,41)+(0,02\times 1,38)+(0,1204)}$$

$$U_{paredes\ exteriores} = 1,73\frac{W}{m^2K} = 1,73\frac{W}{m^2°C}$$

Techo[16]

$$U = \frac{1}{(aire\,exterior)+(aislante)+(aire\,interior)}$$

$$U = \frac{1}{(0,04472)+(1,03)+(0,1634)}$$

$$U_{techo} = 0,808\frac{W}{m^2K} = 0,808\frac{W}{m^2°C}$$

Claraboyas

El valor *U* de las claraboyas obtiene de la Tabla 1.6. La disposición de las claraboyas es horizontal, además se ha considerado que es vidrio sencillo y de doble chasis.

Los valores *U* empleados para el almacén en estudio son:

Tabla 4.2. Resumen de valores U

Elemento	U ($W/m^2.K$)
Paredes externas	1.99
Paredes internas	1.73
Techo aislado	0.808
Claraboyas (verano)	2.44
Claraboyas (invierno)	3.61

Fuente: Elaboración propia

4.2.5 Peso de la estructura

Para calcular el factor de almacenamiento, es necesario conocer el peso de la estructura (kg/área del piso), para ello se calcula primero el peso de cada pared por su respectiva área.

Peso de las paredes, techos y piso por m^2 de pared

De la ecuación del peso de un sólido:

$$Peso\,de\,pared = peso\,específico \times espesor \times área \qquad (4.1)$$

[16] Se le debe solicitar al fabricante el dato de la resistencia térmica del aislamiento del techo, en este caso es de 1,03 m^2K/W.

O también:

$$\frac{Peso\,de\,pared}{área\,de\,pared} = peso\,específico \times espesor \qquad (4.2)$$

El peso de la pared contempla:

$$Peso\,de\,pared = peso\,enlucido\,exterior + peso\,muro + peso\,enlucido\,interior \qquad (4.3)$$

Calculando para cada elemento:

$$Peso\,de\,pared = 1856 \times 0,02 + 1920 \times 0,20 + 1856 \times 0,02 = 458,24\,kg / m^2\,pared$$

$$Peso\,de\,piso = 1920 \times 0,22 + 1856 \times 0,02 = 459,52\,kg / m^2\,piso$$

$$Peso\,de\,techo = 38\,kg / m^2\,piso$$ (Valor referencial[17])

<u>Peso de las paredes, piso y techo por m^2 de piso (almacén)</u>

Para el cálculo se emplea la siguiente relación:

$$\frac{Peso\,de\,pared}{área\,de\,piso} = \frac{área\,de\,pared}{área\,de\,piso} \times factor\,calculado\,anteriormente \qquad (4.4)$$

Calculando para cada elemento:

$$Pared\,exterior\,SUROESTE = \frac{(60 \times 6)}{4800} \times 458,24 = 34,37 \frac{kg}{m^2\,piso}$$

$$Pared\,exterior\,SURESTE = \frac{(80 \times 6)}{4800} \times 458,24 = 45,82 \frac{kg}{m^2\,piso}$$

$$Pared\,interior\,1 = \frac{(60 \times 6)}{4800} \times 458,24 = 34,37 \frac{kg}{m^2\,piso}$$

$$Pared\,interior\,2 = \frac{(80 \times 6)}{4800} \times 458,24 = 45,82 \frac{kg}{m^2\,piso}$$

$$Piso = \frac{4800}{4800} \times 459,52 = 459,52 \frac{kg}{m^2\,piso}$$

$$Techo = \frac{4800}{4800} \times 38 = 38 \frac{kg}{m^2\,piso}$$

[17] Para este valor se ha tomado como referencia la Tabla 10 - Coeficientes de transmisión global - Terrazas, capítulo 5, página I-45 del Manual de Aire Acondicionado de Carrier, 2009.

Peso de la estructura (kg/ m^2 de piso)

$$P_{estructura} = \frac{\sum peso\ paredes\ exteriores + \frac{1}{2}\sum\left(peso\ paredes\ interiores, piso\ y\ techo\right)}{área\ de\ piso} \quad (4.5)$$

$$P.\ estructura = 34,37 + 45,82 + \frac{1}{2}\times\left(34,37 + 45,82 + 459,52 + 38\right) = 369,05\frac{kg}{m^2\ piso}$$

4.2.6 Día de mayor aportación solar

Para calcular el día de mayor aportación solar se requieren los valores máximos de radiación solar correspondientes a la latitud de 12° (ciudad de Lima), para ello se interpolan los valores máximos que corresponden a las latitudes de 10° y 20° que se encuentran en el *Manual de Aire Acondicionado*, 2009[18] de Carrier. No es necesario interpolar para todos los meses del año, basta con los meses que comprende la temporada de verano (Diciembre, Enero, Febrero) y para las orientaciones a las que están expuestas las paredes exteriores y el techo del almacén

En las tablas del *Manual de Aire Acondicionado*, 2009, se indica que para Diciembre y Enero, en la latitud Sur, se debe aplicar un factor de corrección de 1,07.

Tabla 4.3. Interpolaciones de los valores de máxima radiación solar a través de vidrio sencillo (W/m^2 de abertura)

(a) 22 de Diciembre: 12° Latitud Sur

	SE	SO	HORIZONTAL
10° DIC	480.00	480.00	764.00
12° DIC	480.80	480.80	768.40
20° DIC	484.00	484.00	786.00
Corregido por el factor 1,07			
12° DIC	*514.46*	*514.46*	*822.19*

(b) 21 de Enero: 12° Latitud Sur

	SE	SO	HORIZONTAL
10° DIC	465.00	465.00	776.00
12° DIC	458.80	458.80	778.60
20° DIC	434.00	434.00	789.00
Corregido por el factor 1,07			
12° DIC	*490.92*	*490.92*	*833.10*

[18] *Manual de Aire Acondicionado*, 2009, c. 4: Ganancias por insolación de las superficies de vidrio, p. I-22, I-23. Las tablas de ganancias térmicas corresponden a vidrio ordinario.

(c) 20 de Febrero: 12° Latitud Sur

	SE	SO	HORIZONTAL
10° DIC	408.00	408.00	786.00
12° DIC	*400.60*	*400.60*	*784.00*
20° DIC	371.00	371.00	776.00

Fuente: Elaboración propia

De los valores de la Tabla 4.3, se llena el siguiente cuadro:

Tabla 4.4. Resumen de los valores de máxima radiación solar (W/m^2 de abertura)

	22 - Diciembre	21 - Enero	20 - Febrero
S			
SE	514.46	490.92	400.60
E			
NE			
N			
NO			
O			
SO	514.46	490.92	400.60
TECHO	822.19	833.10	784

Fuente: Elaboración propia

En este caso, el almacén sólo tiene dos paredes expuestas a la radiación: suroeste y sureste (cuyos valores máximos de radiación son los mismos a las 16 horas y 08 horas, respectivamente).

Para calcular el día de mayor aportación solar se procede a sumar los valores anteriores para cada día considerado:

$$22\,de\,Diciembre = 514,46 + 514,46 + 822,19 = 1851,11\,\text{W / m2 de abertura}$$

$$21\,de\,Enero = 490,92 + 490,92 + 833,10 = 1814,94\,\text{W / m2 de abertura}$$

$$20\,de\,Febrero = 400,60 + 400,60 + 784 = 1585,20\,\text{W / m2 de abertura}$$

El día de mayor aportación solar es el *22 de Diciembre*. En este caso, el almacén presenta una arquitectura sencilla, rectangular; pero si se tuviera un espacio con una arquitectura más compleja y con más paredes con diferentes orientaciones, el procedimiento a seguir sería el mismo.

4.2.7 Flujo de calor por radiación a través de las claraboyas

La carga por radiación Q_{rad} se calcula con la siguiente ecuación. Siendo *AS* la aportación solar medida en W/m^2, el área de las claraboyas se expresa en m^2, los factores son adimensionales.

$$Q_{rad} = \left(AS_{máxima}\right) \times \left(A_{claraboyas}\right) \times F_{mm} \times F_{atm} \times F_{alt} \times F_{punto\ rocío} \times F_{som} \times F_{solar} \times F_{alm} \qquad (4.6)$$

Los valores y ecuaciones para calcular los factores se encuentran al pie de las tablas de aportaciones solares del *Manual de Aire Acondicionado, 2009* de Carrier:

1. $F_{marco\ metálico} = F_{mm} = 1{,}17$
2. $F_{limpieza\ de\ atmósfera} = F_{atm} = 0{,}9\left(para\ Lima\right)$
3. $F_{altitud} = F_{alt} = 1 + 0{,}007 \times \frac{altitud}{300} = 1{,}002\left(altitud\ de\ Lima = 100msnm\right)$
4. $F_{punto\ de\ rocío} = 1 + 0{,}14 \times \frac{\left(19{,}5 - t_{punto\ rocío}\right)}{10} = 0{,}9067$

Para 30°C de temperatura exterior de bulbo seco y 80% de humedad relativa exterior, la temperatura del punto de rocío es 26,167°C.

Los factores de limpieza de atmósfera, altitud y de temperatura de punto de rocío afectan directamente el valor de la radicación solar (estos factores son los que se consideran para el cálculo de la *DTE*), los demás factores son debidos a agentes exteriores.

5. $F_{sombra} = F_{som} = 1$

Las claraboyas no cuentan con elementos interiores o exteriores (persianas, pantallas, cortinas) que proporcionen sombra.

6. $F_{solar} = 0{,}7$

El factor solar considera que las tablas de aportaciones solares del *Manual de Aire Acondicionado, 2009* de Carrier están hechas para vidrio ordinario. Las claraboyas de este almacén son de policarbonato de color blanquecino.

7. $F_{almacenamiento\ térmico} = F_{alm} = 0{,}7$

El factor de almacenamiento F_{alm} es función de la cantidad de horas de funcionamiento del equipo (16 horas), la hora de mayor aportación solar, la orientación de la superficie (horizontal), peso de la estructura por área de piso, y del factor de sombra.

4.2.8 Diferencia equivalente de temperatura

De la ecuación (1.8): los valores de a y DTE_{sombra} (pared sur) son comunes a cualquier orientación. El valor de a es función de la diferencia de temperaturas exterior (tomada a las 15 horas) menos interior y de la variación de la temperatura exterior a lo largo del día.

$$\Delta\left(T_{ext} - T_{int}\right) = 30°C - 26°C = 4°C$$

$$\Delta T_{exterior\ en\ 24\ horas} = 8°C$$

Con estos valores se ingresa en la Tabla 1.9, se interpola y se obtiene que: $a = -2{,}7°C$

Para el cálculo del valor de DTE_{sombra} se considera la pared a la sombra (pared al sur) o el techo en la sombra, y es función de la hora de mayor aportación solar y del peso de la estructura. Con estos valores se ingresa en la Tabla 1.7 (paredes) o Tabla 1.8 (techos).

Los valores de R_m corresponden a los calculados en el apartado 4.2.6 tomando en cuenta los respectivos factores que se señalaron.

En la Tabla 4.5 se muestran los valores de la $DTE_{corregida}$ para cada orientación.

Tabla 4.5. Resumen de los valores de la DTE para cada orientación

Pared	Sureste	Suroeste	Horizontal
a	-2,7	-2,7	-2,7
DTE_{sombra}	4,36	4,36	2,81
$DTE_{soleado}$	6,31	5,527	13,72
b	1	1	0,78
R_s	420,65	420,65	672,27
R_m	393,24	393,24	731,96
$DTE_{corregida}$ (°C)	**3,74**	**2,91**	**7,63**

Fuente: Elaboración propia

4.2.9 Cálculo de la carga térmica

Con todo lo anterior, se procede a realizar el cálculo de la carga térmica del almacén en estudio.

En la Tabla 4.6 se muestra la hoja de cálculo implementada en Excel que ha servido para el cálculo de las ganancias térmicas en verano.

En la Tabla 4.7, se muestran las necesidades térmicas en invierno. Este cálculo se hace considerando sólo las pérdidas por trasmisión a través de los cerramientos, ya que los elementos como: personas, equipos, e iluminación aportan calor al ambiente, a diferencia de los cerramientos (paredes, ventanas y techos) por donde debido a la menor temperatura exterior, el calor se pierde por transmisión.

Tabla 4.6. Cálculo de la carga térmica (verano)

Cálculo de carga térmica

Proyecto	Control de humedad en almacén de ropa							**Día**	22 de Diciembre		
Ubicación	Callao, Lima, Perú							**Hora solar**	16:00 hr		
Temperatura exterior	30	°C	**ΔT**	4	°C			**N° Personas**	18		
Temperatura interior	26	°C						**Superficie**	4800	m2	
% HR exterior	80	%						**Pot. Iluminación**	10	W/m2	
% HR interior	50 ± 10	%									

Orientación	**S**	**SE**	**E**	**NE**	**N**	**NO**	**O**	**SO**	**Techo**
Diferencia de Temperatura Equivalente (°C)		**3.74**						**2.91**	**7.93**
Radiación solar (W/m2)		**514.46**						**514.46**	**822.19**

Carga sensible por radiación

Elemento	**Orient.**	**Sup. (m2)**	**Radiac. (W/m2)**	**F. Marco metál.**	**F. Limp. Atm.**	**F. Altitud**	**F. Pto. Rocío**	**F. Sombra**	**F. Solar**	**F. Alm. Térm.**	**Carga (W)**
Claraboyas de policarbonato	H	156	822.19	1.17	0.9	1.002	0.9067	1	0.70	0.70	60125
										Total de carga sensible por radiación	**60,125**

Carga sensible por transmisión y radiación

Elemento	**Orient.**	**Sup. (m2)**	**Dif. Temp. Eq. (°C)**	**U (W/m2. °C)**	**comentarios**	**Carga (W)**
Muro exterior	SE	480	3.74	1.99		3575
Muro exterior	SO	360	2.91	1.99		2083
Techo aislado	H	4644	7.93	0.81		29749
					Total de carga sensible por transmisión y radiación	**35,408**

Cargas sensible por transmisión (ventanas y claraboyas)

Elemento	**Orient.**	**Sup. (m2)**	**ΔTemp. (°C)**	**U (W/m2. °C)**	**comentarios**	**Carga (W)**
Claraboyas	H	156	4	2.44		1523
					Total de cargas sensible por transmisión (ventanas y claraboyas)	**1,523**

Cargas sensible por transmisión (paredes interiores)

Elemento	**Orient.**	**Sup. (m2)**	**ΔTemp. (°C)**	**U (W/m2. °C)**	**comentarios**	**Carga (W)**
Muro interior		480	2	1.73		1661
Muro interior		360	2	1.73		1246
					Total de cargas sensible por transmisión (paredes interiores)	**2,906**

Carga sensible por cargas internas

	Cantid.	**Carga Sens. (W)**		**comentarios**	**Carga (W)**
Personas	18	72			1296
Equipos varios	1	3670			3670
				Total de carga sensible por cargas internas	**4,966**

Carga sensible por iluminación

Tipo	**Sup. (m2)**	**P. Ilum. (W/ m2)**	**F. Uso**	**comentarios**	**Carga (W)**
Fluorescente	4800	10	0.5		24000
				Total de carga sensible por iluminación	**24,000**
				CARGA SENSIBLE (W)	**128,927**
				Factor de seguridad	**5%**
				TOTAL CARGA SENSIBLE (W)	**135,373**

Carga latente por personas

	Cantid.	**Carga Sens. (W)**			**comentarios**	**Carga (W)**
Personas	18	147				2646
					Total de carga latente por personas	**2,646**
					CARGA LATENTE (W)	**2,646**
					Factor de seguridad	**5%**
					TOTAL CARGA LATENTE (W)	**2,778**
					CARGA TOTAL (W)	**138,152**
					CARGA TOTAL (BTU/h)	**475,242**

Fuente: Elaboración propia

Tabla 4.7. Cálculo de la carga térmica (invierno)

Cálculo de la carga térmica												
Proyecto	Control de humedad en almacén de ropa						**Mes**	Julio				
Ubicación	Callao						**Hora**					
Temperatura exterior		14	°C									
Temperatura interior		24	°C	**ΔT**	10	°C						
% HR exterior		99	%									
% HR interior		65	%									

Pérdida de calor por transmisión a través de cerramientos						
Elemento	**Orient.**	**Sup. (m2)**	**ΔTemp. (°C)**	**K (W/m2. °C)**	**comentarios**	**Carga (W)**
Muro exterior	SE	480	10	**1.99**		**9552**
Muro exterior	SO	360	10	**1.99**		**7164**
Muro interior		480	2	**1.73**		**1661**
Muro interior		360	2	**1.73**		**1246**
Claraboyas	H	156	10	**3.61**		**5632**
Techo aislado	H	4644	10	**0.81**		**37524**
					Total de carga sensible por transmisión	**62,778**
					CARGA SENSIBLE EFECTIVA (W)	**62,778**
					Factor de seguridad	**5%**
					TOTAL CARGA SENSIBLE EFECTIVA (W)	**65,916**

Fuente: Elaboración propia

4.3 Psicrometría del sistema

El tratamiento que se aplica al almacén es sobre el control de la humedad relativa, la temperatura sólo tiene valores máximos y mínimos permisibles para el confort de las personas que laboran dentro.

Con el fin de conocer el proceso que sufre el aire para cumplir con el requerimiento de humedad relativa durante todo el año, y dimensionar el equipo que cumple dicha función, se hace uso de la Psicrometría.

4.3.1 Ecuaciones para el cálculo de las propiedades del aire

Todas las propiedades del aire húmedo se pueden hallar gráficamente en el diagrama psicrométrico pero a través de ecuaciones que involucran incluso constantes, también se pueden hallar las propiedades, y de una manera más exacta.

Las siguientes ecuaciones han sido extraídas del libro *Fundamentals (SI)* de ASHRAE:

1. Presión del aire *p*, medida en kPa, que depende de la altitud *Z* expresada en m:

$$p = 101,325\left(1 - 2,25577 \times 10^{-5} Z\right)^{5,2559} \qquad (4.7)$$

2. Presión de saturación del vapor de agua para temperaturas desde 0° hasta 200°C:

$$\ln\left(p_{ws}\right)=\frac{C_8}{T}+C_9+C_{10}T+C_{11}T^2+C_{12}T^3+C_{13}\ln\left(T\right) \tag{4.8}$$

Siendo:

C_8 = -5,8002206 E+03
C_9 = 1,3914993 E+00
C_{10} = -4,8640239 E+02
C_{11} = 4,1764768 E-05
C_{12} = -1,4452093 E-08
C_{13} = 6,5459673 E+00
p_{ws} = Presión de saturación, Pa
T = Temperatura absoluta, K=°C+273,15

3. Relación de humedad *W*:

Reemplazando las ecuaciones (1.22) y (1.23) en (1.25), se tiene:

$$W=0,621945\frac{p_w}{p-p_w} \tag{4.9}$$

Donde p_w es la presión parcial del vapor de agua, medido en Pa.

4. Humedad relativa, expresada en porcentaje, ver ecuación (1.27).

5. Presión parcial del vapor o presión de saturación del vapor de agua a la temperatura del punto de rocío (t_d):

$$p_w=p_{ws}\left(t_d\right)=\frac{pW}{0.621945+W} \tag{4.10}$$

Las presiones p y p_{ws} se expresan en Pa.

6. Temperatura del punto de rocío en °C:

$$t_d=C_{14}+C_{15}\alpha+C_{16}\alpha^2+C_{17}\alpha^3+C_{18}\left(p_w\right)^{0,1984} \tag{4.11}$$

Siendo:

C_{14} = 6.54
C_{15} = 14.526
C_{16} = 0.7389
C_{17} = 0.09486

C_{18} = 0.4569

α = $\ln(p_{ws})$

p_{ws} = Presión parcial del vapor de agua, kPa

7. Volumen específico, expresado en términos de masa de aire seco (m^3/kg_{da}):

$$\upsilon = 0,287042(t+273,15)\frac{(1+1,607858W)}{p} \qquad (4.12)$$

La presión *p* se expresa en Pa.

8. Entalpía *h*, medida en $kJ/kg_{aire\ seco}$, reescribiendo la ecuación (1.29) se tiene:

$$h = 1,006t + W(2501 + 1.86t) \qquad (4.13)$$

4.3.2 Procedimiento de cálculo

Datos de entrada

Los datos del almacén, su ubicación, sus condiciones, son las siguientes:

1. Altitud	=	100 msnm		
2. Carga sensible	=	135373 W	=	487346,26 kJ/h
3. Carga latente	=	2778 W	=	10001,91 kJ/h
4. FCS	=	0,98		
5. Área	=	4800 m^2		
6. Temperatura exterior	=	30°C	=	303,15 K
Humedad relativa exterior	=	80% HR		
7. Temperatura de sala	=	26°C	=	299,15 K
Humedad relativa de sala	=	55% HR		
8. Cantidad de personas	=	18		
9. Constantes: R_p	=	2,5 l/s.persona		
R_a	=	0,3 l/s.m^2		

Propiedades del aire exterior, de sala y de insuflamiento

Con ayuda de las ecuaciones del apartado 4.3.1 se calculan las propiedades del aire para el aire exterior, el aire de sala y del punto de insuflamiento. En la Tabla 4.8 se presenta el resumen de los valores obtenidos.

Para determinar el punto de insuflamiento I, se toma en cuenta lo siguiente:

- La humedad relativa debe encontrarse entre el 90% y 100%, se considera que es del 95%.

- La diferencia de temperatura de sala y del punto de insuflamiento se encuentra entre 8,3°C y 16,6°C para evitar el choque térmico.

Tabla 4.8. Propiedades del aire

Propiedades	Aire exterior	Aire de sala	Punto de insuflamiento
Presión de saturación del vapor de agua (Pa)	4246,03024	3363,13239	1948,02881
Relación de humedad (kg_w/kg_{da})	0,02183998	0,01170563	0,01171146
Presión parcial del vapor (Pa)	3396,82419	1849,72281	1850,62737
Temperatura del punto de rocío (°C)	26,16	16,29	16,30
Volumen específico (m^3/kg_{da})	0,8995599	0,8737166	0,8476775
Entalpía (kJ/kg)	86,02045	55,99786	46,84681

Fuente: Elaboración propia

Caudal del aire de insuflamiento

A partir de las propiedades del punto de insuflamiento obtenidos anteriormente, se puede calcular el flujo másico del punto I con la ecuación (1.40).

$$\dot{m}_I = 54348,70966 kg/h$$

Haciendo uso de la ecuación (1.41) , se halla el caudal de insuflamiento:

$$\dot{V}_I = 46070,17685 m^3/h$$

Caudal de aire fresco

Haciendo uso de la ecuación (1.16) y tomando como referencia los valores de las constantes que aparecen en la Tabla 1.11, se tiene que:

$$R_a = 2,5 l/s \cdot persona$$
$$R_p = 0,3 l/s \cdot m^2$$
$$\dot{V}_E = 1505,5 l/s = 5419,84 m^3/h$$

El flujo másico del aire fresco se halla a partir de la ecuación (1.42).

$$\dot{m}_E = 6028,50925\ m^3/h$$

Porcentaje de aire fresco

El porcentaje de aire fresco se calcula con la ecuación (1.43), y se obtiene el valor de 11,09%.

Punto de mezcla (M)

Con la ecuación (1.44), se obtiene la temperatura del aire de mezcla de 26,43°C y con las ecuaciones del apartado 4.3.1, se calculan las demás propiedades del aire, ver Tabla 4.9.

Tabla 4.9. Propiedades del aire de mezcla

Propiedades	Aire de mezcla
Presión de saturación del vapor de agua (Pa)	3452,43182
Relación de humedad (kg_w/kg_{da})	0,012829759
Presión parcial del vapor (Pa)	2023,76745
Temperatura del punto de rocío (°C)	17,71
Volumen específico (m^3/kg_{da})	0,8765648
Entalpía (kJ/kg)	59,32805
Humedad relativa	58,62%

Fuente: Elaboración propia

4.3.3 Capacidad total del equipo

La capacidad total del equipo se calcula a partir de la ecuación (1.45):

$$Q_{total,equipo} = 678339,62\,kJ/h = 188382W = 642941,8218\,BTU/h$$

Capacidad sensible y latente del equipo

Calculando las propiedades del punto X (ver Figura 1.15) se pueden calcular la capacidad sensible y latente del equipo. Para hallar el punto X, se toma en cuenta lo siguiente:

- La temperatura del punto X es igual a la temperatura del aire de mezcla.
- La relación de humedades del punto X es igual a la relación de humedades del punto de insuflamiento.

En la Tabla 4.10 se muestran las propiedades del punto X.

Tabla 4.10. Propiedades del punto X

Propiedades	Punto X
Presión de saturación del vapor de agua (Pa)	3452,43182
Relación de humedad (kg_w/kg_{da})	0,01171146
Presión parcial del vapor (Pa)	1850,62737
Temperatura del punto de rocío (°C)	16,30
Volumen específico (m^3/kg_{da})	0,8750205
Entalpía (kJ/kg)	56,46875
Humedad relativa	53,60%

Fuente: Elaboración propia

La capacidad sensible del equipo se calcula a partir de la ecuación (1.46):

$$Q_{sensible,equipo} = 522940,26\,kJ/h = 145226W = 495651,6542\,BTU/h$$

La capacidad latente del equipo se calcula a partir de la ecuación (1.47):

$$Q_{latente,equipo} = 155399,37\,kJ/h = 43156W = 147290,1676\,BTU/h$$

Con la ecuación (1.48) se calcula que: $FCS_{equipo} = 0,77$

Factor de contacto de la batería y el punto de rocío del equipo

Para calcular la temperatura del punto de rocío del equipo o t_{adp} se considera que la humedad relativa de la batería es de 100%.

En la Tabla 4.11 se muestran las propiedades del punto de rocío del equipo.

Tabla 4.11. Propiedades del punto de rocío del equipo

Propiedades	Punto de rocío del equipo
Temperatura (°C)	16,27°C
Humedad relativa de la batería	100%
ΔT	9,72°C
Presión de saturación del vapor de agua (Pa)	1850,96152

Fuente: Elaboración propia

El factor de contacto de la batería se calcula con ecuación (4.14), con lo cual se obtiene un valor de 0,92. El factor de *by-pass* se calcula con la ecuación (1.50), obteniéndose un valor de 0,08.

$$factor\,de\,contacto = \frac{t_M - t_I}{t_M - t_{adp}} \qquad (4.14)$$

Caudal de agua drenada

El caudal del agua drenada, que vendría a ser el agua que se deshumecta del ambiente, se calcula con la ecuación (1.49).

$$\dot{m}_{agua\,drenada} = 60,77803kg/h = 29,60336\,l/h = 0,13\,gpm$$

El proceso que sufre el aire desde las condiciones exteriores hasta las condiciones interiores dentro del almacén se puede graficar en el diagrama psicrométrico. En la Figura 4.1 se muestra el diagrama psicrométrico de este proceso, se muestran los puntos exterior (E), de sala (S), de mezcla (M), y de insuflamiento (I).

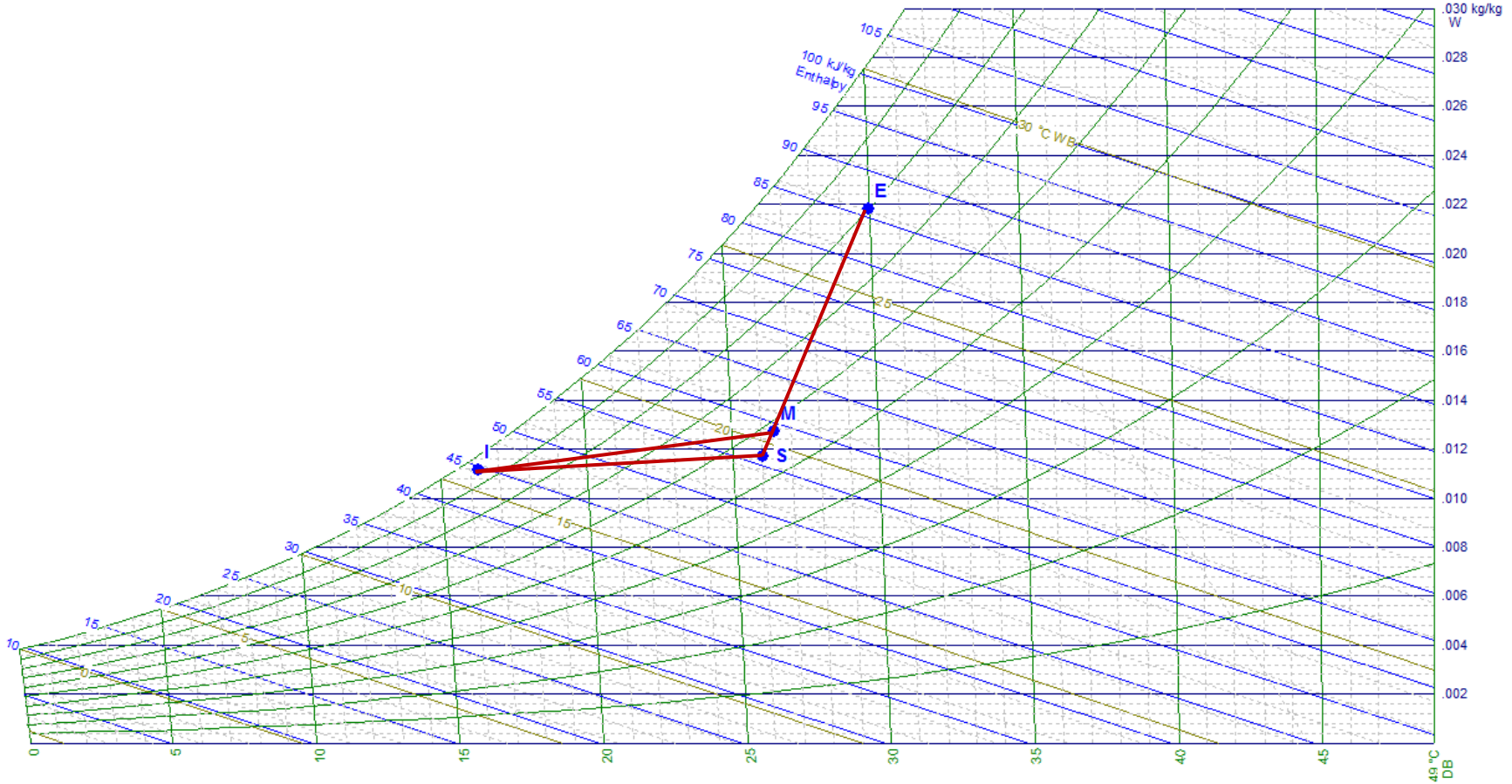


Figura 4.1. Diagrama psicrométrico
Fuente: Elaboración propia

4.4 Selección del sistema

Una vez calculadas las cargas térmicas, se debe seleccionar el sistema que cumplirá con los requerimientos del proyecto.

Como se mencionó anteriormente, se tienen diferentes sistemas para acondicionar un ambiente. En la Tabla 4.12 se presentan las ventajas y las ventajas de cada sistema con el fin de escoger la solución más adecuada al problema planteado.

Tabla 4.12. Resumen de las ventajas y desventajas de cada sistema

Sistema	Ventajas	Desventajas
Equipos *split* de expansión directa	Equipos económicos.	Capacidad máxima comercial: 60MBtu/h (17584W), excesivas unidades instaladas en el exterior. Por sí solos no pueden tener un control preciso de la temperatura o humedad. Para bajar la humedad en un ambiente se pueden emplear equipos *split* ducto y colocar resistencias eléctricas que sequen el aire, pero esta solución no es la más eficiente energéticamente.
Todo-aire	Se logra conseguir un mejor control de la temperatura y la humedad ya que a una UTA se le pueden diseñar diferentes secciones para conseguir las condiciones interiores de diseño.	Este sistema es más costoso que instalar equipos *split* ducto con resistencias eléctricas.
Todo-agua o sistemas de *fan coils* de agua helada	Se tiene la posibilidad de controlar el calor latente, humedad y de instalar filtros especiales. Los *chillers* son además equipos robustos que pueden trabajar por muchos años.	Estos sistemas ocupan bastante espacio, tienen mayor peso, necesitan de bombas y tuberías de agua que resultan complicadas de instalar dentro del almacén. Tienen un elevado nivel de ruido.
Combinado o agua-aire	Este tipo de sistemas se pueden implementar cuando se requiere una alta calidad del aire como museos, hospitales, bibliotecas.	Es un sistema caro de implementar, vale la pena para cuando se tienen potencias grandes de enfriamiento.
VRF	Se puede obtener un control preciso de la temperatura, tienen además una buena eficiencia energética.	Estos sistemas están más orientados para aire acondicionado de confort como en edificios de oficinas o comerciales, no para aplicaciones industriales.

Fuente: Elaboración propia

Cuando se tienen requerimientos específicos de temperatura y/o humedad, los sistemas todo-aire llevan ventaja sobre los demás sistemas porque dentro de la unidad de tratamiento de aire se diseñan todas las secciones que debe tener el equipo para conseguir las condiciones de diseño.
Se procede entonces a realizar el diseño del sistema de acondicionamiento de aire tomando en cuenta que se trata de un solo ambiente, es decir, un sistema de zona única.

4.4.1 Temperatura de condensación

El equipo que se va a seleccionar es una unidad de tratamiento de aire, para el servicio de este sistema en la temporada de invierno, se plantea una solución que representa un ahorro de energía e incluso de precio en la adquisición del equipo.

La solución consiste en seleccionar un equipo "*sólo frío*[19]", y aprovechar el calor que rechazan los ventiladores del condensador con el fin de suministrar aire caliente al almacén en la temporada de invierno, con este planteamiento se consiguen dos aspectos importantes: ahorro en la adquisición del equipo y ahorro de energía para conseguir la calefacción en invierno.

Esta solución implica algunas consideraciones como:

- El equipo se debe instalar en el interior del almacén, para ello, la sección de condensación debe mantenerse cerrada, para evitar el contacto con el aire del almacén. Esto a su vez implica que tanto la toma de aire como la descarga del aire caliente de los condensadores (en verano) se haga a través de ductos.
- Se deberá instalar un ducto de *by-pass* desde la sección de condensación hasta la de mezcla y la sección de impulsión para que el aire caliente pueda llegar a ambas secciones en la temporada de invierno.
- El sistema deberá tener dos modos de funcionamiento, para verano e invierno. Dichos modos serán posibles a través de un conjunto de compuertas de acción manual instaladas sobre unos ductos que permitirán pasar de un modo a otro.
- En el momento de la puesta en marcha del sistema, en temporada de invierno, se deberá regular, a través de las compuertas manuales, el caudal de aire caliente necesario que debe llegar a las secciones. Esta regulación se hace hasta que dentro del almacén se tenga una temperatura de alrededor de 24°C, con el fin de que en invierno las personas que laboran dentro tengan unas condiciones adecuadas[20].

Respecto a la temperatura del aire caliente que proviene de la sección de condensación, se le conoce como *temperatura de condensación*. Cualquiera de los medios de enfriamiento que se emplee (aire del ambiente o agua), influyen sobre la temperatura de condensación. Para el caso de los condensadores de aire, la temperatura de condensación es de alrededor 15°C sobre la del aire a la entrada del condensador, mientras que para el agua es de 10°C. Se explica esto con un ejemplo, ver Tabla 4.13.

Tabla 4.13. Temperaturas de condensación

Medio	Temperatura	°C
Aire	Temperatura del aire a la entrada del condensador	*30°C*
	Aumento de temperatura a la salida del condensador	*15°C*
	Temperatura de condensación	*45°C*
Agua	Temperatura del agua la entrada del condensador	*20°C*
	Aumento de temperatura a la salida del condensador	*10°C*
	Temperatura de condensación	*30°C*

Fuente: Marcombo. *Tratado práctico de refrigeración automática, 1998*, p. 119

[19] Existen tres tipos de equipos o sistemas que comercialmente se les conoce como: "*sólo frío*" (equipo de aire acondicionado convencional), "*frío/calor*" (equipo bomba de calor, es un equipo de aire acondicionado al que se le ha añadido una válvula inversora del ciclo de refrigerante con el fin de extraer calor en verano y dar calefacción en invierno) y "*frío y calor*" (recuperan calor del refrigerante con el fin de extraer y proporcionar calor en simultáneo, es decir, se puede tener enfriamiento y calefacción tanto en verano como en invierno; este tipo de sistemas se emplean en hoteles de lujo por ejemplo).

[20] El requerimiento del proyecto es mantener una humedad relativa menor a 65% con el fin de evitar la formación de moho y hongos en la ropa, pero también es necesario poner atención en que las condiciones interiores del almacén sean las adecuadas para las personas que laboran dentro.

4.5 Especificaciones del equipo de tratamiento de aire

El equipo debe trabajar con refrigerante ecológico como el R-410A. A continuación, se detallan las especificaciones de los componentes del equipo.

4.5.1 Gabinete

Los paneles del gabinete deben ser de construcción doble: dos paredes de acero galvanizado que protegen una pared de aislamiento térmico. El aislamiento es de 2,54cm (1") de espesor como mínimo, constituido en fibra de vidrio recubierto con neopreno.

Las superficies exteriores deben estar construidas en acero galvanizado pintado. La pintura incluye una base de imprimación de alta calidad, una capa superior de resina de poliéster de color beige neutral (color de los equipos acondicionadores normalmente). La superficie terminada debe soportar una prueba de aplicación de sales en *spray* durante 750 horas como mínimo en concordancia con los estándares necesarios, como el ASTM B117 (estándar estadounidense), para resistencia a la aplicación de sales en *spray*.

Ambos lados de cada sección del equipo deben estar provistos de puertas de servicio. Las puertas de servicio deben estar construidas de acero galvanizado de alto calibre con pared interior también de acero galvanizado. Todas las puertas de servicio deben estar instaladas con bisagras múltiples de acero inoxidable y deben estar aseguradas con un sistema de pestillo de acero inoxidable que pueda ser operado con una sola mano, para una manipulación óptima y cómoda. El sistema de pestillo debe incluir un ajuste escalonado para fácil operación, además se debe instalar un cierre de seguridad adecuado para proteger al usuario u operario de cualquier daño en caso una puerta presurizada positivamente se abra mientras el ventilador de impulsión está trabajando. No se pueden aceptar paneles removibles o puertas con múltiples dispositivos de seguridad mecánicos.

El chasis de la base del equipo debe ser construido con acero galvanizado pre-pintado de calibre 13.

La base de la unidad debe permitir que el agua drene positivamente, además debe tener soportes de elevación con agujeros que permitan el pase de cables y ganchos de cadenas para su izaje o transporte.

4.5.2 Ventiladores

Todos los ventiladores deben estar balanceados estática y dinámicamente desde fábrica, incluyendo un balance final antes del embarque del equipo. Todos los ventiladores deben estar ensamblados sobre ejes de acero sólidos. Se deben instalar rodamientos de bola resistentes, auto-alineados y engrasados. Los rodamientos deben ser dimensionados para que tengan una duración mínima de 100000 horas. Todo el ensamblaje de los ventiladores debe estar instalado sobre amortiguadores de caucho. Las poleas en V deben ser las necesarias para las correas. Las correas deben ser seleccionadas según el factor de servicio estándar del fabricante.

Los motores de los ventiladores deben ser de alta eficiencia, tener rodamientos de bola lubricados, estar instalados sobre una base ajustable que brinde un alineamiento apropiado y permitir ajustar la tensión en las correas.

4.5.3 Parte eléctrica

El cableado del equipo y los componentes eléctricos deben cumplir con estándares como UL (estándar estadounidense). Todo el cableado y componentes eléctricos deben estar enumerados, codificados con colores y etiquetados de acuerdo a los diagramas eléctricos para una fácil identificación.

4.6 Selección del equipo climatizador

Una vez calculadas la carga térmica del almacén, necesaria para la temporada de verano, y haber decidido diseñar un sistema todo-aire para dar solución al problema planteado, se procede a seleccionar la unidad de tratamiento de aire.

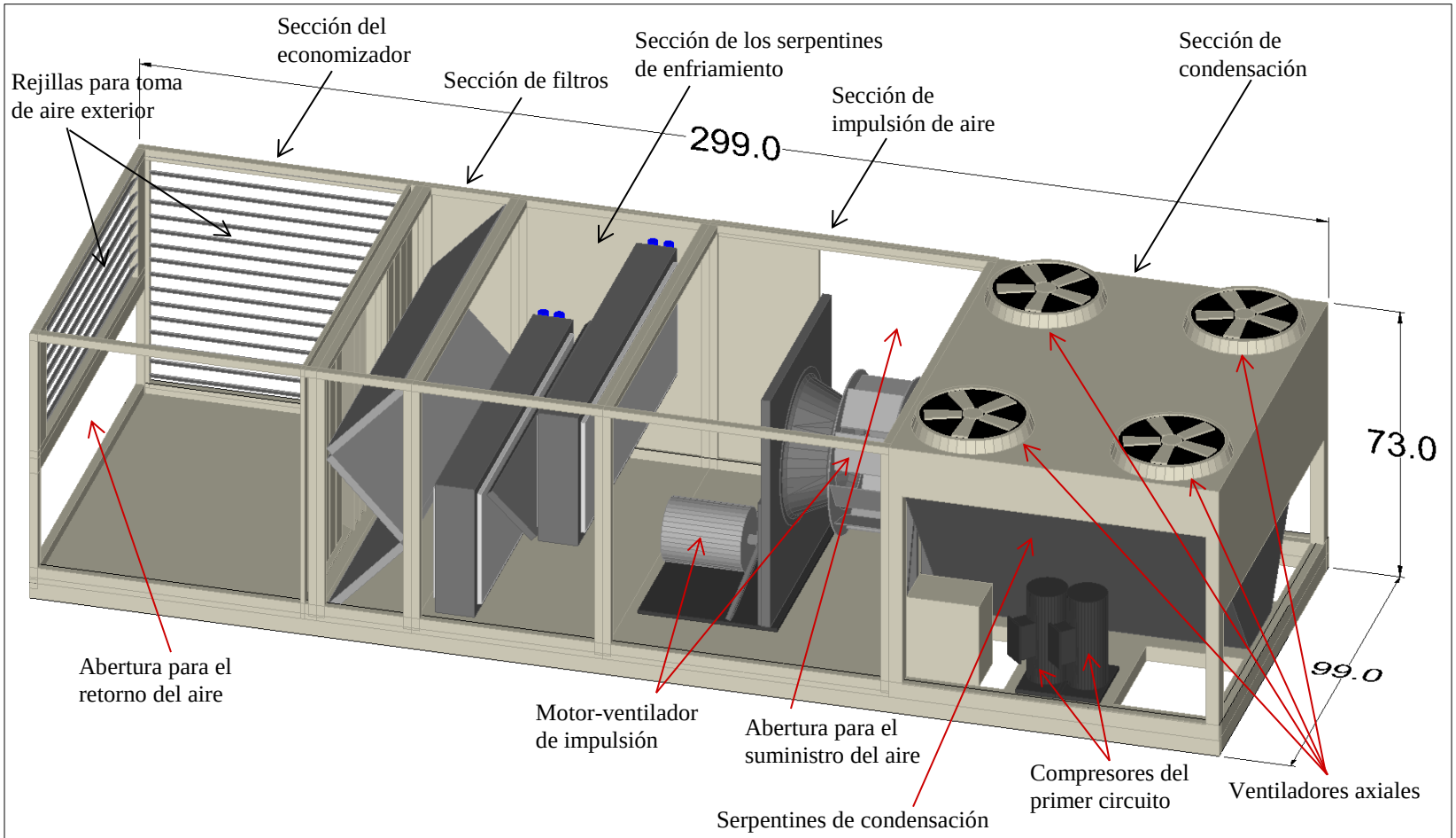
Para estas grandes capacidades de enfriamiento, existen unos equipos que se les denomina *rooftop*, ya que la idea de su instalación es ubicarlos sobre el techo del edificio a climatizar y entrar en el edificio con ductos para la impulsión y el retorno, normalmente las aberturas para el aire se ubican en la parte de abajo del equipo. Dada la arquitectura del almacén, se solicita al fabricante que el equipo no tenga las aberturas para el aire en la parte de abajo, si no por los lados laterales, como se puede ver en la Figura 4.2.

Un fabricante de equipos de climatización de renombre en la industria del aire acondicionado es la marca japonesa Daikin. Se le solicita a su representante en Perú, la selección del equipo que cumpla con los requerimientos de diseño. Al fabricante se le hace llegar la siguiente información:

- Condiciones exteriores del proyecto, en este caso, de Lima.
- Condiciones interiores del proyecto, se mencionaron anteriormente.
- Capacidad del equipo (ver apartado 4.3.3).
- Especificaciones técnicas del equipo (ver apartado 4.5).

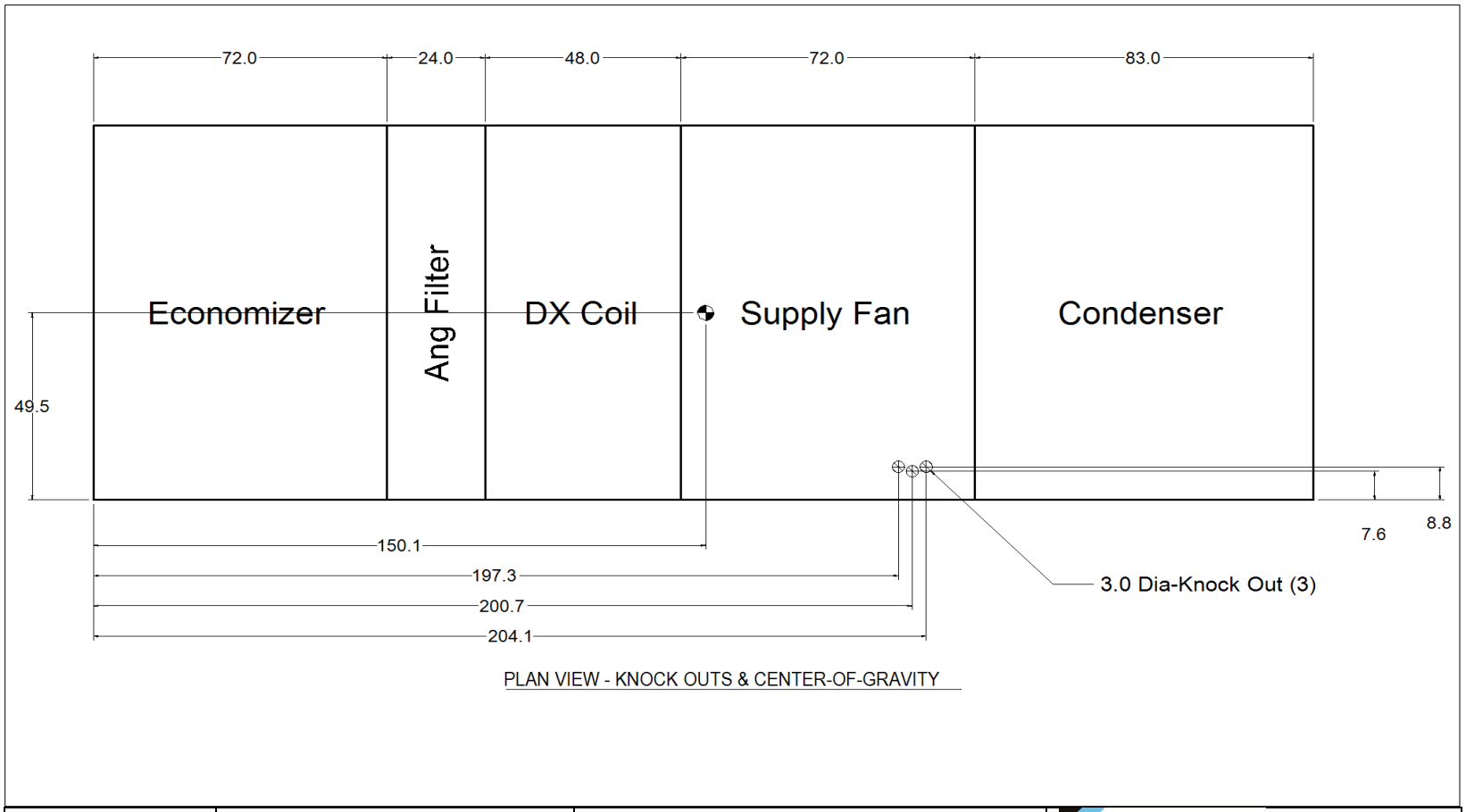
La oficina técnica de Daikin hace la selección del equipo con su software de selección[21] para unidades manejadoras de aire. Como resultado, se selecciona el equipo *rooftop* modelo RDT050D. En la Figura 4.2 se muestra un esquema del *rooftop* seleccionado. En la Figura 4.3 se presenta las dimensiones del equipo *rooftop* y en la Figura 4.4 se muestra las dimensiones de las aberturas para el suministro y el retorno del aire. La ficha técnica del equipo se encuentra en el Anexo 3, Tabla A-3.

[21] Cada fabricante maneja diferentes *softwares* de selección para cada tipo de equipos dentro de su línea de productos, se tienen así *softwares* de selección para: equipos *chiller*, unidades manejadoras de aire, torres de enfriamiento, sistemas VRF, equipos *fan coil* de agua helada, etc.



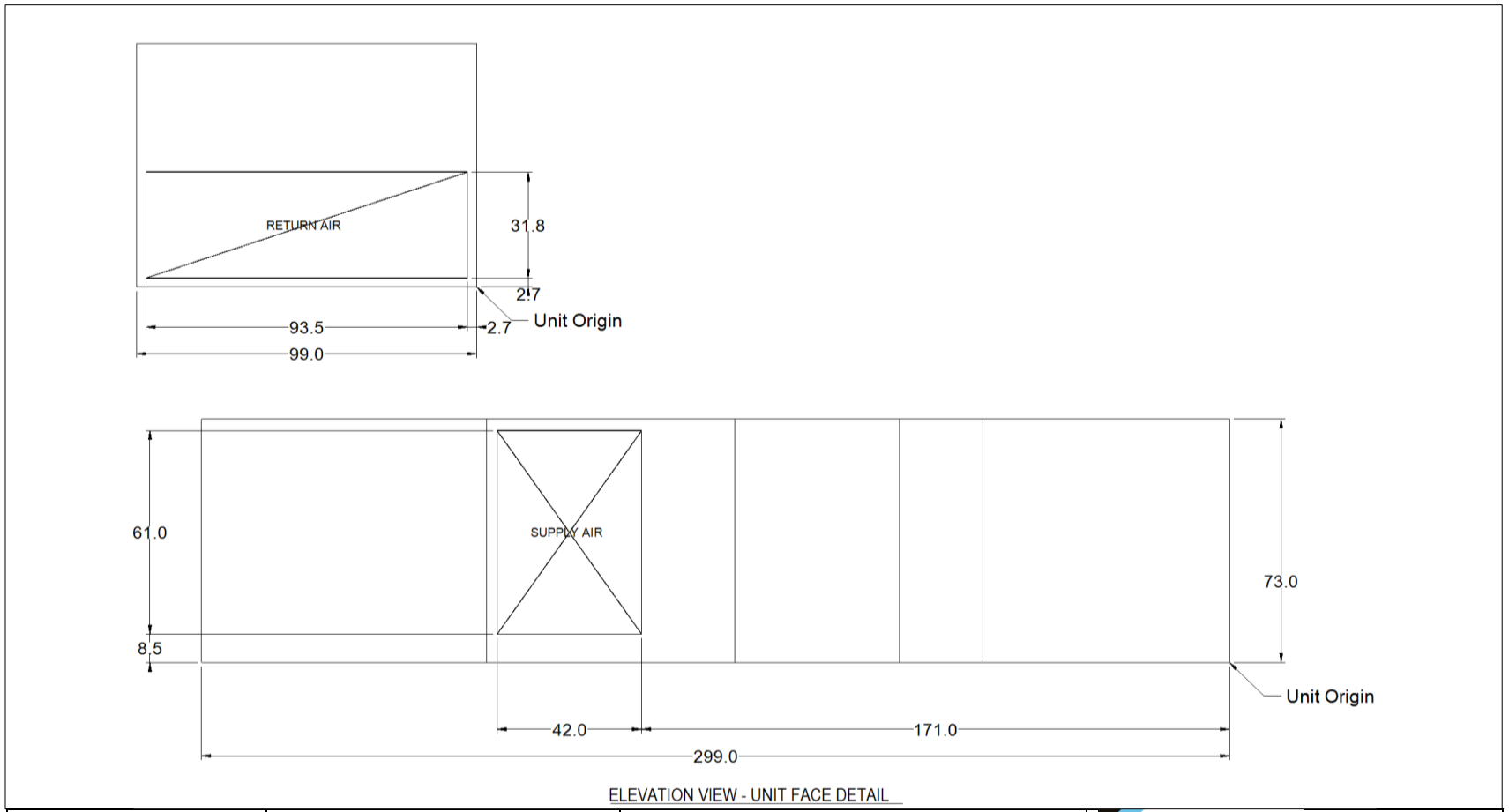
Product Drawing	Unit Tag: Rooftop			Sales Office: Daikin Airconditioning Peru SAC			DAIKIN
Product:	Project Name: DHL			Sales Engineer:			13600 Industrial Park Blvd. Minneapolis, MN 55441
Model: RDT050D	Jan. 17, 2017	Scale: NTS	Scale: NTS	Scale: NTS	Tolerance: +/- 0.25”	Dwg Units: in [mm]	www.DaikinApplied.com Software versión: 04.70
No change to this drawing may be made unless approved in writing by Daikin Applied. Purchaser must determine that the equipment is fit and sufficient for the job specifications.							

Figura 4.2. Esquema de la *rooftop* seleccionada (medidas en pulgadas)
Fuente: Oficina Técnica de Daikin Perú



Product Drawing	Unit Tag: Rooftop			Sales Office: Daikin Airconditioning Peru SAC			DAIKIN
Product:	Project Name: DHL			Sales Engineer:			13600 Industrial Park Blvd. Minneapolis, MN 55441
Model: RDT050D	Jan. 17, 2017	Scale: NTS	Scale: NTS	Scale: NTS	Tolerance: +/- 0.25”	Dwg Units: in [mm]	www.DaikinApplied.com Software versión: 04.70
No change to this drawing may be made unless approved in writing by Daikin Applied. Purchaser must determine that the equipment is fit and sufficient for the job specifications.							

Figura 4.3. Dimensiones de las secciones del equipo *rooftop* (medidas en pulgadas)
Fuente: Oficina Técnica de Daikin Perú



Product Drawing	Unit Tag: Rooftop			Sales Office: Daikin Airconditioning Peru SAC			DAIKIN 13600 Industrial Park Blvd. Minneapolis, MN 55441 www.DaikinApplied.com Software versión: 04.70
Product:	Project Name: DHL			Sales Engineer:			
Model: RDT050D	Jan. 17, 2017	Scale: NTS	Scale: NTS	Scale: NTS	Tolerance: +/- 0.25”	Dwg Units: in [mm]	
No change to this drawing may be made unless approved in writing by Daikin Applied. Purchaser must determine that the equipment is fit and sufficient for the job specifications.							

Figura 4.4. Dimensiones de las aberturas para el retorno y suministro del aire (medidas en pulgadas)
Fuente: Oficina Técnica de Daikin Perú

Como se puede ver en la ficha técnica (Anexo 3, Tabla A-3), el *coeficiente de eficiencia energética* o EER del equipo tiene un valor de 10. Tomando en cuenta que el EER[22] (*energy efficiency ratio*) representa la capacidad de enfriamiento en BTU/h[23] que se producen por cada Watt de consumo eléctrico:

$$EER = \frac{capacidad\ de\ enfriamiento}{potencia\ \ consumida} = \left[\frac{BTU\ /\ h}{W}\right] \tag{4.15}$$

Se puede decir que por cada 1W de consumo eléctrico el equipo produce 10 BTU/h de enfriamiento.

4.6.1 Funcionamiento del equipo

El equipo trabaja con refrigerante ecológico R-410A, cuenta con dos circuitos de frigoríficos, cada uno está conformado por dos compresores *scroll*. Ambos circuitos frigoríficos cuentan con elementos de protección como *presostatos de baja y alta presión*, en caso de detectar cualquier anomalía se encargan de parar los compresores.

Los compresores comprimen el refrigerante, luego lo envían a los serpentines de condensación en estado gaseoso y a una alta presión.

Los ventiladores axiales de la sección de condensación permiten el intercambio de calor entre el aire exterior y el refrigerante que pasa por la tubería de las baterías de condensación, las aletas aumentan la eficiencia de la disipación del calor. Debido al intercambio de calor, el refrigerante pasa de estado gaseoso y alta presión a estado líquido y media presión. Este aire caliente del proceso de condensación, en verano se expulsa al exterior y en invierno se reutiliza para transmitir calor al almacén.

Una vez en estado líquido, el refrigerante pasa por las tuberías de cobre hasta llegar al elemento de expansión, en este caso, una válvula de expansión termostática o VET, donde el refrigerante pasa por un orificio y se expande. A la salida de la VET el refrigerante se encuentra en estado líquido con baja presión y baja temperatura. Luego entra al serpentín del evaporador donde se produce el enfriamiento.

En verano, el aire que está en contacto con las aletas de los serpentines de enfriamiento es la mezcla del aire de retorno del almacén y el del exterior. Las aletas transmiten al *aire de mezcla* la baja temperatura del gas y como resultado, el aire de impulsión tiene una temperatura de aproximadamente 14°C. Como resultado del intercambio de calor entre el aire de mezcla y el refrigerante, éste cambia de estado. A la salida del evaporador, el refrigerante se encuentra en estado gaseoso a baja presión y baja temperatura.

Finalmente, el refrigerante se dirige a la línea de succión del compresor.

---

[22] Generalmente, el coeficiente EER se calcula utilizando una temperatura exterior de 95°F (35°C) y unas condiciones interiores de 85°F (26,67°C) y 50% HR.

[23] La conversión entre Unidades Inglesas y SI: 12000 BTU/h=3,517 kW.

4.6.2 Componentes del equipo

El equipo cuenta con cinco secciones enumeradas según la entrada del aire (ver Figura 4.3).

1. Sección de mezcla (*Economizer*):
Sobre sus paredes tiene dos louvers o persianas de aire exterior y una abertura para el aire de retorno.

2. Sección de filtrado (*Ang Filter*):
El aire de mezcla se trata mediante *28 filtros de precisión*, de tipo desechables. Una vez alcanzado su nivel de saturación, se deben sustituir de acuerdo al plan de mantenimiento de la instalación.

3. Sección de evaporación (*DX Coil*):
El equipo cuenta con *2 serpentines de evaporación* de tipo expansión seca o directa, uno por cada circuito frigorífico.

4. Sección de impulsión (*Supply fan*):
El aire tratado que se inyecta al almacén se impulsa por un *ventilador centrífugo* accionado por un *motor eléctrico*, ubicados en la sección de impulsión.

5. Sección de condensación (*Condenser*):
Como se indicó anteriormente, el equipo cuenta con *4 compresores scroll*, dos por cada circuito. Ambos circuitos cuentan con elementos de protección como *presostatos de baja y alta presión*, en caso de detectar cualquier anomalía, se encargan de parar los compresores.

En la sección de condensación se encuentran *4 ventiladores axiales* para evacuar el aire caliente producido por los serpentines del condensador. Los ventiladores se encuentran igualmente distribuidos que los compresores, dos por cada circuito, y son controlados en par por el tablero de control del equipo.

El equipo además cuenta con un *tablero de control y fuerza*, compuesto de diversos contactores, transformador de maniobra, relés de maniobra, protectores térmicos de motores y control de humedad de ambiente. También en el tablero del equipo, se encuentra instalado un *protector de fase y voltaje*, esta se encarga de la parada total del equipo ante subidas de tensión, bajos voltajes o inversión de las fases del suministro eléctrico.

Se diseñan en los ductos de mezcla *3 compuertas* de actuación manual, que se encargan de impulsar o expulsar el aire caliente de los condensadores a la sección de impulsión del equipo, estas compuertas deben de ser manipuladas de acuerdo al modo, invierno o verano.

En la sección de condensación, se diseñan *3 compuertas* de actuación manual, que se encargan del retorno de aire a los serpentines de condensación, estas deben de ser manipuladas de acuerdo al modo, invierno o verano.

4.7 Funcionamiento y diseño del sistema de aire acondicionado

Se procede a describir la instalación y el funcionamiento del sistema diseñado.

4.7.1 Ubicación

El equipo se encuentra ubicado sobre un soporte metálico, a 4 metros sobre el nivel de piso del almacén. El soporte debe estar fabricado con viguetas de Fierro y planchas estriadas sobre las viguetas a modo de piso. El equipo se debe ubicar centrado en el soporte para mayor estabilidad. El soporte debe contar con una baranda de seguridad de 1.4 metros de altura. El acceso al equipo puede ser a través de una escalera de gato la cual debe contar con sus respectivas medidas de seguridad. Se debe construir además una caseta de *drywall* que encierra la sección de condensación con el fin de tener control sobre el aire caliente disipado en esta sección.

4.7.2 Modos de funcionamiento: verano e invierno

Con el fin de mantener una humedad constante y estable dentro del almacén, igual o menor a 65%HR, se ha diseñado una instalación en la cual existen dos modos de operación, uno en verano y otro en invierno.

En la Figura 4.5 se muestra el esquema de principio del sistema planteado. La letra H representa el humidostato y las iniciales CEC, central eléctrica de control.

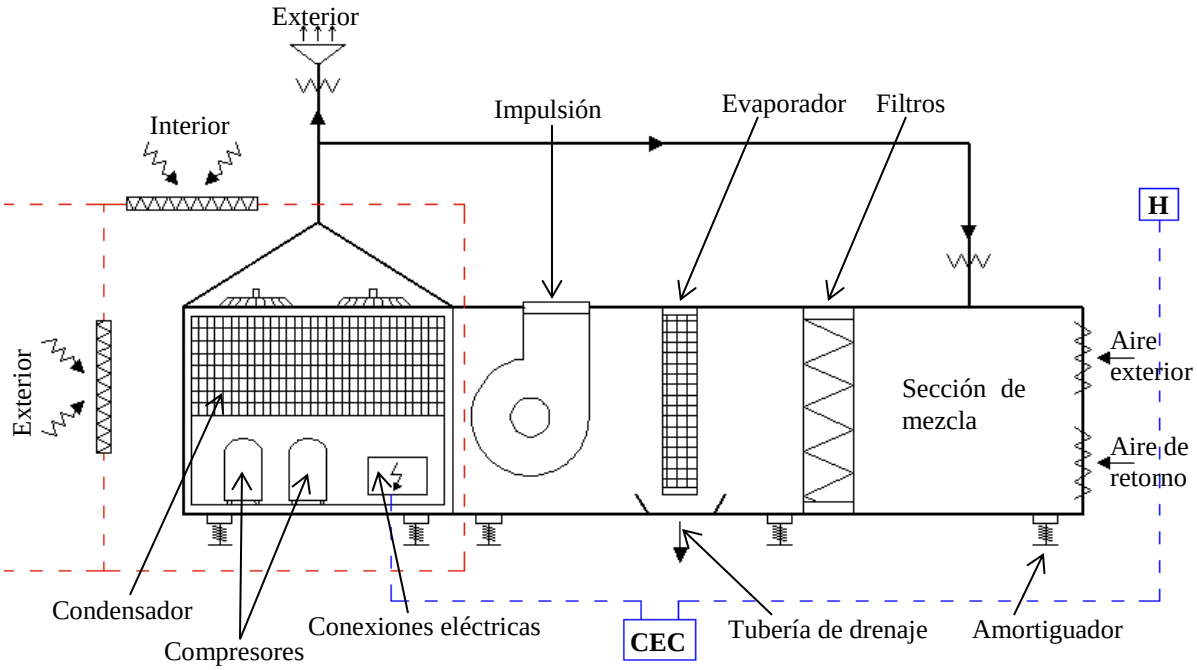


Figura 4.5. Esquema de principio de funcionamiento del sistema
Fuente: Elaboración propia

En la Figura 4.6 se muestra la vista frontal de la instalación, en la Figura 4.7, la vista en planta.

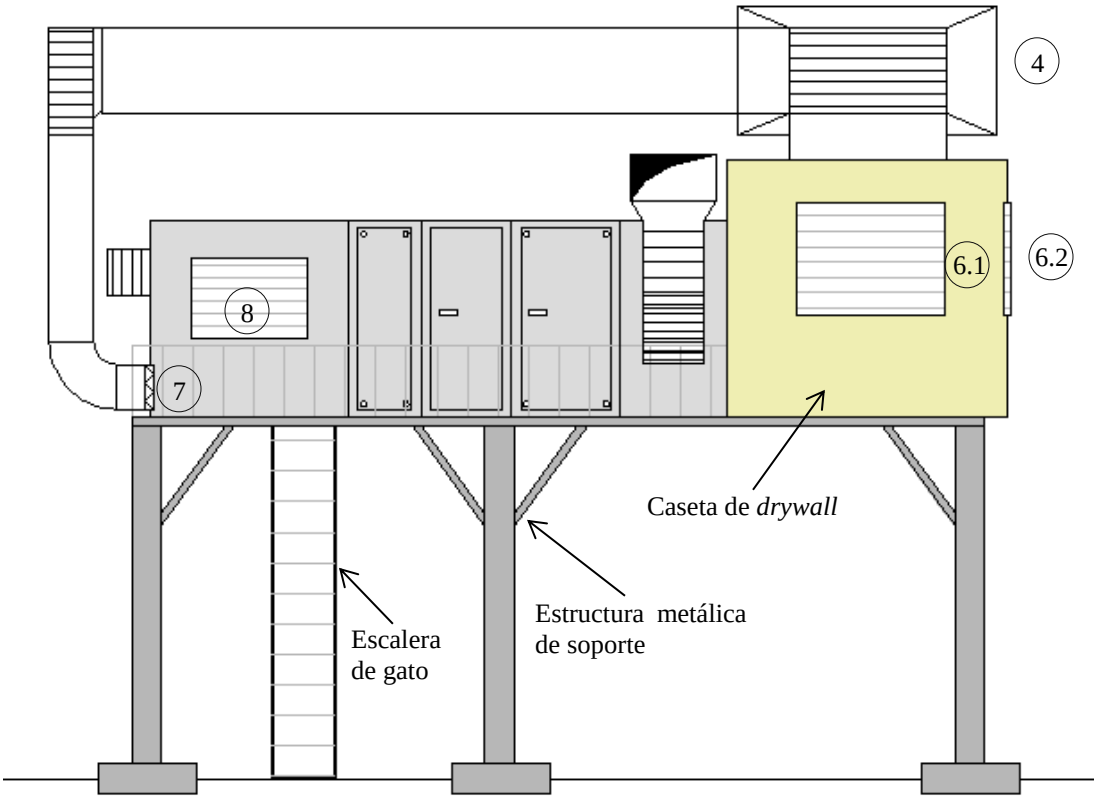


Figura 4.6. Vista frontal de la instalación
Fuente: Elaboración propia

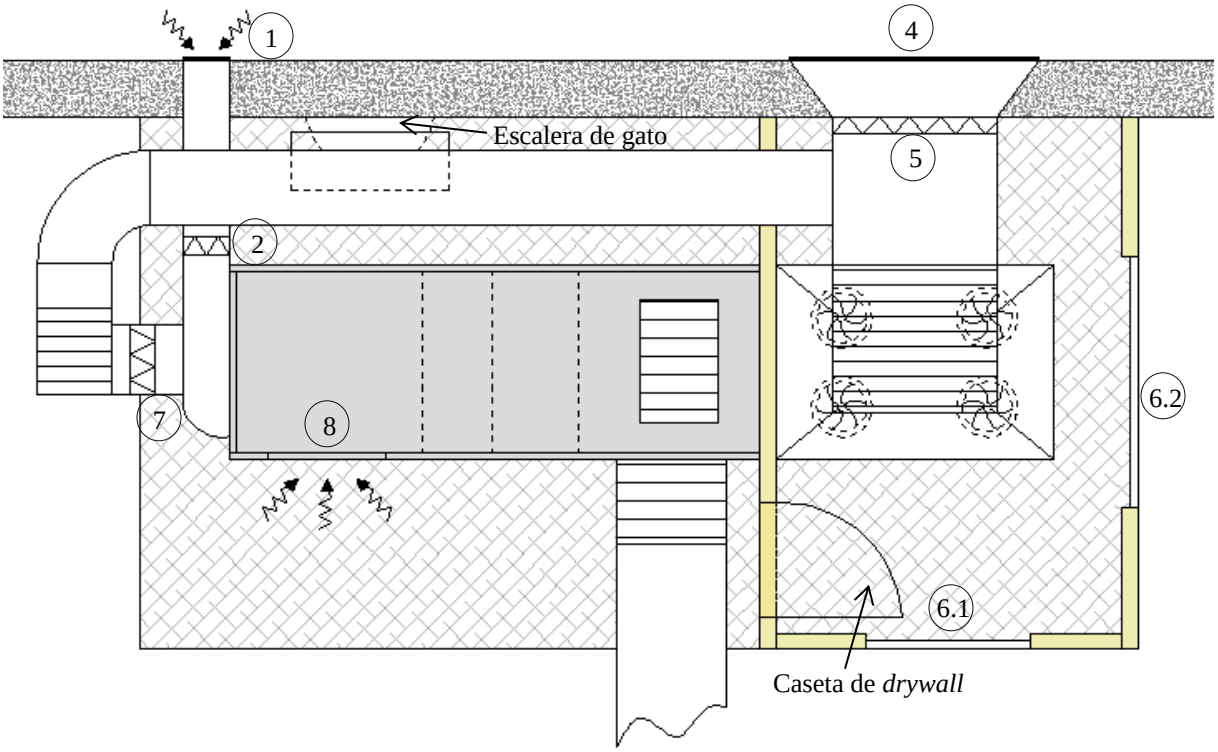


Figura 4.7. Vista en planta de la instalación
Fuente: Elaboración propia

En la Figura 4.8 se muestra la vista lateral de la instalación. En la Figura 4.9 se muestra la pared exterior del almacén (orientación suroeste).

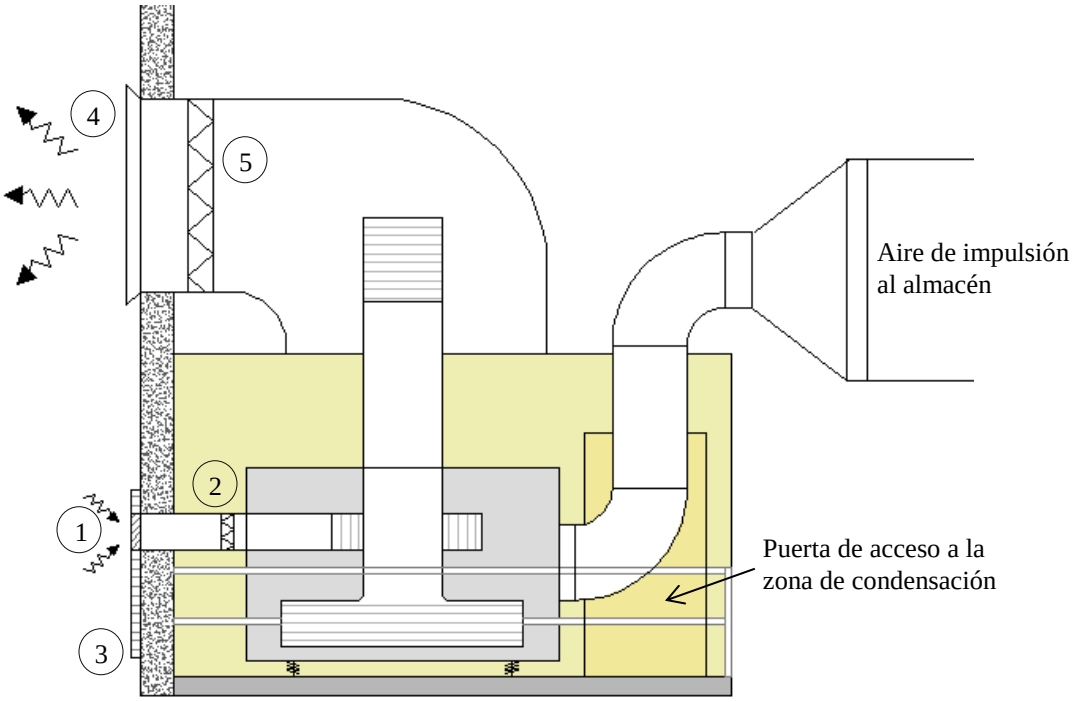


Figura 4.8. Vista lateral de la instalación
Fuente: Elaboración propia

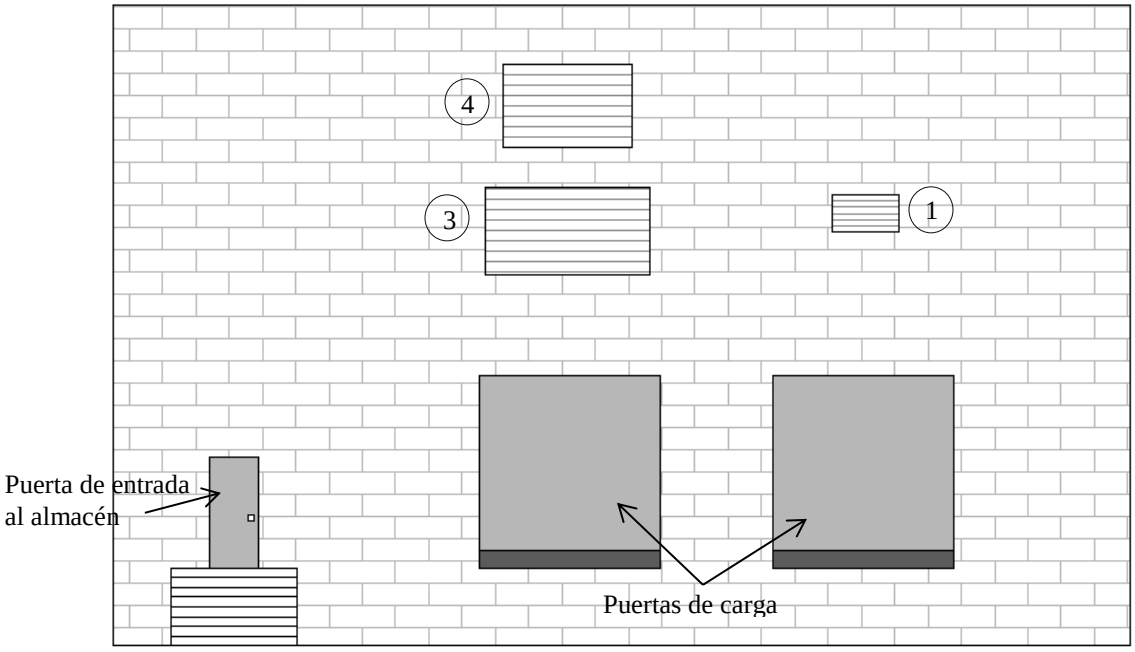


Figura 4.9. Vista de la pared exterior
Fuente: Elaboración propia

En la Tabla 4.14 se muestra una tabla resumen de todos los elementos de distribución de aire que intervienen en la instalación.

Tabla 4.14. Elementos de distribución de aire de la instalación

Número	Elemento	Breve descripción
1	Rejilla para la toma de aire exterior (TAE)	
2	Dámper manual correspondiente a la TAE (rejilla 1).	El dámper de esta rejilla es fijo. Se regula de acuerdo al caudal de aire exterior.
3	Rejilla de aletas regulables tipo dámper para toma de aire para la sección de condensación.	Ubicada sobre la pared de concreto del almacén. La rejilla permanece abierta sólo en la temporada de verano.
4	Rejilla de descarga del aire de condensación.	Ubicada sobre la pared de concreto del almacén.
5	Dámper manual correspondiente a la rejilla 4.	Este dámper permanece abierto sólo en verano.
6	Compuertas de regulación manual que dan directamente sobre el interior del almacén.	El aire de retorno del almacén se emplea para la condensación. En invierno, tienen posición abierta. En verano permanecen cerradas.
7	Compuerta de regulación manual del ducto de by-pass de aire de condensación.	Sólo en invierno permanece abierta.
8	Rejilla de aletas regulables tipo dámper.	Toma el aire de retorno del almacén. Esta rejilla es de posición fija.

Fuente: Elaboración propia

Modo verano

En este modo, dadas las condiciones exteriores, el fin del equipo es producir únicamente frío.

Los dámperes y rejillas ubicados en la zona de mezcla son (ver Figura 4.7):

- La rejilla de aletas regulables del equipo que dentro de este sistema toma el aire de retorno del almacén (n°8).
- El dámper ubicado en el ducto que llega a la sección de mezcla (n°7).
- El dámper ubicada en el ducto de toma de aire exterior (n°2).
- El dámper n°2 tiene una posición fija, se regula según el caudal de aire exterior. La rejilla n°8 también es posición fija. En modo verano, el dámper n°7 deben permanecer cerrado.

Las compuertas ubicadas en la sección de condensación son tres:

- El dámper n°5 correspondiente a la rejilla para descarga de aire ubicada sobre la pared de concreto del almacén, es decir, expulsa el aire al exterior. En modo verano permanece abierto.
- Las rejillas n°6, ubicadas sobre la pared de *drywall*, es decir, están en contacto con el interior del almacén. En modo verano, permanecen cerradas.

- La rejilla n°3 ubicada también sobre la pared de concreto, permite la condensación del equipo con aire del exterior. En modo verano, permanece abierta.

Con esto se consigue que, en verano, todo el aire caliente generado en los serpentines de condensación sea expulsado al exterior.

De esta manera se logra deshumectar el ambiente y bajar la temperatura.

Modo invierno

La humedad debe ser igual o menor a 65%HR durante todo el año, puesto que en invierno la humedad exterior en Lima se encuentra por encima de lo requerido.

El inconveniente que se presenta durante el invierno es que al deshumectar el almacén, la temperatura se encuentra por debajo de una temperatura adecuada para el confort humano. Para dar solución a esto, se plantea una solución que consiste en aprovechar el aire caliente de los condensadores, teniendo como resultado una fuente de calor que no consume energía, sino más bien que se re-utiliza en lugar de expulsar al exterior.

De las compuertas ubicadas en la sección de condensación:

- La rejilla n°3 y el dámper n°5, ubicados sobre la pared de concreto del almacén, deben permanecer cerrados.
- Las dos que están ubicadas sobre la pared de *drywall*, abiertas.

De esta forma se consigue que, en invierno, todo el aire necesario para el funcionamiento de los serpentines de condensación provenga del interior, logrando un aumento en su rendimiento y produciendo un aire a mayor temperatura y baja humedad.

De las compuertas ubicadas en la zona de mezcla:

- El dámper n°7 ubicado en el ducto de *by-pass*, que recibe aire caliente de los condensadores, debe permanecer abierto.

En otras palabras, para la temporada de invierno, no hay toma de aire exterior y además se inyecta al sistema el aire caliente que proviene de la sección de condensación, de tal forma que el caudal de aire suministro está formado por los siguientes caudales de aire:

$$\dot{V}_{impulsión} = \dot{V}_{aire\,de\,condensación} + \dot{V}_{aire\,de\,retorno} \quad \left[{}^{m^3}\!/_{h} \right] \qquad (4.16)$$

Como se puede ver en la Figura 4.7, una parte del caudal de aire de condensación se dirige a la sección de mezcla y otra a la sección de impulsión.

Cuando se haga la puesta en marcha del sistema, se deben ajustar las compuertas primera y segunda a la apertura necesaria para que se dé la mezcla que permita tener una temperatura interior de confort para las personas que laboran dentro del almacén.

De esta forma se consigue mantener la humedad relativa necesaria dentro del ambiente y aumentar la temperatura.

4.7.3 Marcha/parada y control de humedad

El tablero adosado al equipo, dispone de *tres palancas de marcha/paro*, una para el circuito frigorífico N°1, otra para el circuito frigorífico N°2 y una última que controla la parada del ventilador de impulsión.

En este tablero también se adosa el *control de humedad digital* del equipo, su bulbo sensor de humedad se encuentra bajo la plataforma a una altura aproximada de 4 m del piso. En este control se visualiza el valor de humedad y temperatura del ambiente. Es el responsable de la parada y arranque, secuenciando las dos etapas frigoríficas, comparando el valor de consigna y el valor leído.

Debido a la dificultad para acceder a este tablero situado en plataforma, se recomienda instalar un interruptor 0/1 debajo de la plataforma, a una altura del piso de 1,8m, con el fin de controlar el arranque y la parada del equipo remotamente.

4.7.4 Humidostato

El humidostato recomendado es de la marca Full Gauge, modelo MT-530 E. Es un controlador e indicador digital de temperatura y humedad con comunicación serial.

Características del humidostato:

- Temperatura de control: -10 a 70°C ± 1,5°C
- Temperatura de operación: 0 a 50°C
- Humedad de control: 10 a 85%HR ± 5%HR
- Humedad de operación: 10 a 85%HR

4.7.5 Recomendaciones

Para mantener el grado de humedad y la temperatura deseada en el ambiente a climatizar, las condiciones interiores deben variar lo menos posible, para ello se recomienda que todas las puertas hacia el exterior y almacenes aledaños, permanezcan abiertas el menor tiempo posible.

No se deben manipular los valores seteados en el controlador digital instalado en tablero adosado al equipo, éste se configura de acuerdo a los valores requeridos por personal especializado.

Realizar mantenimiento preventivo periódico, de acuerdo a un programa de mantenimiento.

4.8 Diseño de ductos y rejillas de impulsión de aire

Los ductos se deben fabricar en plancha de acero galvanizado, según las normas recomendadas por SMACNA.

Para la ejecución de los ductos se deben seguir las siguientes instrucciones:

Tabla 4.15. Recomendaciones para el armado de ductos

Ancho del ducto	Calibre	Empalmes y refuerzos
Hasta 12”	26	Correderas de mínimo 1” de ancho. Distancia entre centros mínima de 2,38m.
13” hasta 30”	24	Correderas de mínimo 1” de ancho. Distancia entre centros mínima de 2,38m.
31” hasta 45”	22	Correderas de mínimo 1” de ancho. Distancia entre centros mínima de 2,38m.
46” hasta 60”	20	Correderas de mínimo 1 1/2” de ancho. Distancia entre centros mínima de 2,38m.
Más de 61”	21	Correderas de mínimo 1 1/2” de ancho. Distancia entre centros mínima de 2,38m con ángulo de refuerzo de 1”x1”x1/8” entre empalmes.

Fuente: Elaboración propia

Respecto a las reducciones y transformaciones, se deben fabricar con pendientes no superiores a 15°, pudiendo llegar a 20° en casos especiales.

Respecto al aislamiento térmico, los ductos de plancha de acero galvanizado, se deben aislar exteriormente, con espuma elastomérica (por ejemplo, de marca Armaflex) de 10 mm de espesor. El aislamiento se debe unir al metal con pegamento que pueda trabajar a bajas y altas temperaturas de operación. Se plantea aislarlo exteriormente porque de lo contrario el aislamiento tendría que ser interior y ello conlleva a que los ductos deban ser un tanto más grandes y al tener grandes longitudes, los ductos se van a volver más pesados.

4.8.1 Rejillas de impulsión de aire

De acuerdo al caudal a la arquitectura que se tienen, para una adecuada distribución del aire, se propone instalar dos brazos o ramas secundarias y un total de *24 rejillas de impulsión de aire*, es decir, 12 en cada rama, ubicadas a cada lado y distanciadas entre ellas 13 metros aproximadamente, como se puede ver en la Figura 4.10.

Las rejillas deben estar fabricadas en Aluminio, tener aletas horizontales, sin dámper de regulación. Para su dimensionamiento se puede tomar en cuenta la guía de selección técnica del fabricante español Koolair.

Se entra en el catálogo, se selecciona el modelo de rejillas 20-SH, que consiste en rejillas de Aluminio anodizado, con aletas horizontales orientables individualmente. Para su dimensionamiento, se entra en la tabla de selección con el dato del caudal de aire real que deben impulsar. De la Tabla A-3, Anexo 3, se puede extraer el dato del caudal de aire de suministro del ventilador impulsor del equipo:

$$Q_{ventilador\ impulsor} = 22500 cfm \approx 38228 m^3/h$$

El caudal de aire que debe salir por cada rejilla se puede calcular de la siguiente forma:

$$Q_{cada\ rejilla} = Q_{ventilador} / n_{rejillas} \tag{4.17}$$

$$Q_{cada\ rejilla} = 38228/24 \approx 1593 m^3/h$$

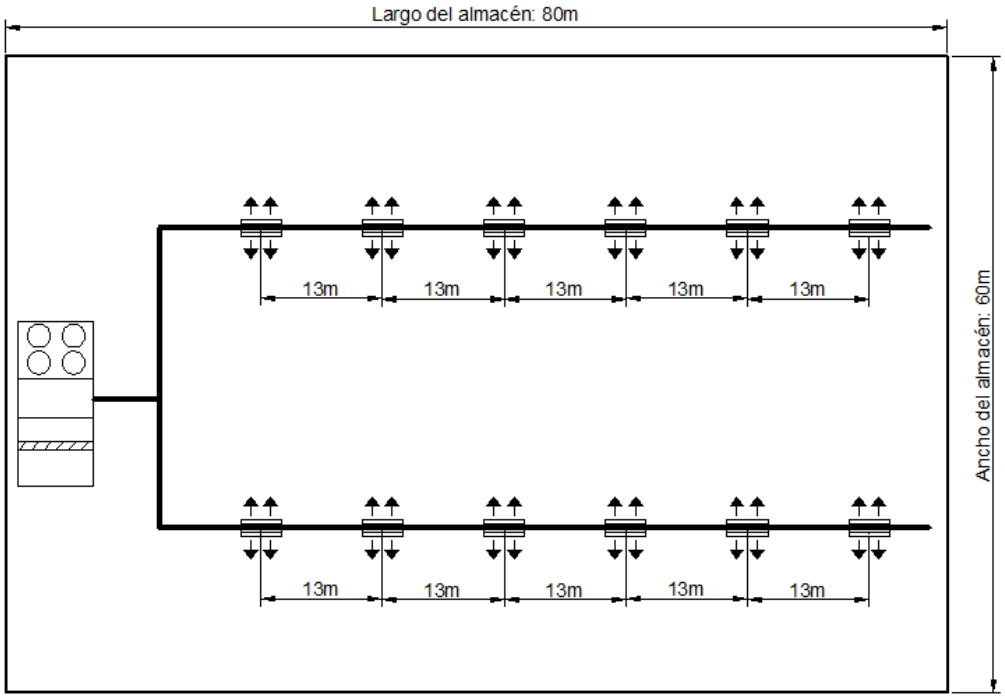


Figura 4.10. Esquema de la red de ductos
Fuente: Elaboración propia

Con el valor de 1593 m^3/h, que es el caudal que impulsa cada rejilla, se selecciona la rejilla de medidas 400mmx300mm (ver Figura 4.11).

Como se puede apreciar, para este caudal, la rejilla seleccionada impulsaría el aire a la velocidad máxima y por ende el nivel de ruido generado en la rejilla es el mayor, 40 dB(A), pero dado que se trata de un almacén, en este tipo de aplicaciones industriales, el nivel de ruido no es un factor preponderante.

4.8.2 Dimensionamiento de los ductos

Para el dimensionamiento de los ductos de impulsión de aire se tomará en consideración el método de pérdida de carga constante.

En primer lugar, se debe hacer un esquema del recorrido de los ductos con la ubicación de las rejillas, enumerar los tramos y colocar el caudal de aire que transporta cada tramo, como se muestra en la Figura 4.12.

Hay dos ramas secundarias: BH y BN. Al tener la misma cantidad de rejillas, el aire se distribuye de manera equitativa por ambas ramas. Basta entonces con dimensionar una de las ramas para tener toda la red de ductos dimensionada.

Tabla de selección

Tamaño	Q (m³/h)	L_{wA} [dB(A)]	ΔP_t (Pa)	X (m)	V_a (m/s)
200 x 100	170	24	7	2,5	3,9
	245	32	15	3,6	5,6
	350	40	31	5,2	7,9
300 x 100	240	24	7	2,9	3,6
200 x 150	340	32	13	4,1	5,1
	500	40	29	6,1	7,6
300 x 150	330	24	6	3,3	3,3
	470	32	11	4,7	4,7
	670	40	23	6,7	6,8
600 x 100	420	24	5	3,6	3,2
400 x 150	600	32	10	5,2	4,5
300 x 200	870	40	22	7,5	6,6
500 x 150	500	24	5	3,8	3,0
	710	32	9	5,5	4,3
	1030	40	19	7,9	6,2
600 x 150	580	24	4	4,1	2,9
300 x 300	840	32	9	5,9	4,2
	1215	40	19	8,5	6,1
600 x 200	770	24	4	4,5	2,7
500 x 250	1110	32	8	6,5	4,0
400 x 300	1600	40	16	9,4	5,7
1000 x 150	900	25	4	4,9	2,7
600 x 250	1250	32	7	6,8	3,8
500 x 300	1830	40	15	9,9	5,5
1100 x 200	1260	24	3	5,5	2,4
	1810	32	6	7,9	3,5
	2610	40	13	11,4	5,1
1200 x 250	1615	24	3	6,0	2,3
1000 x 300	2325	32	5	8,7	3,3
	3360	40	11	12,5	4,8

Figura 4.11. Tabla de selección de la rejilla de impulsión de aire modelo 20-SH
Fuente: http://www.koolair.com/wp-content/pdf/guia/Guia_seleccion_tecnica_es.pdf

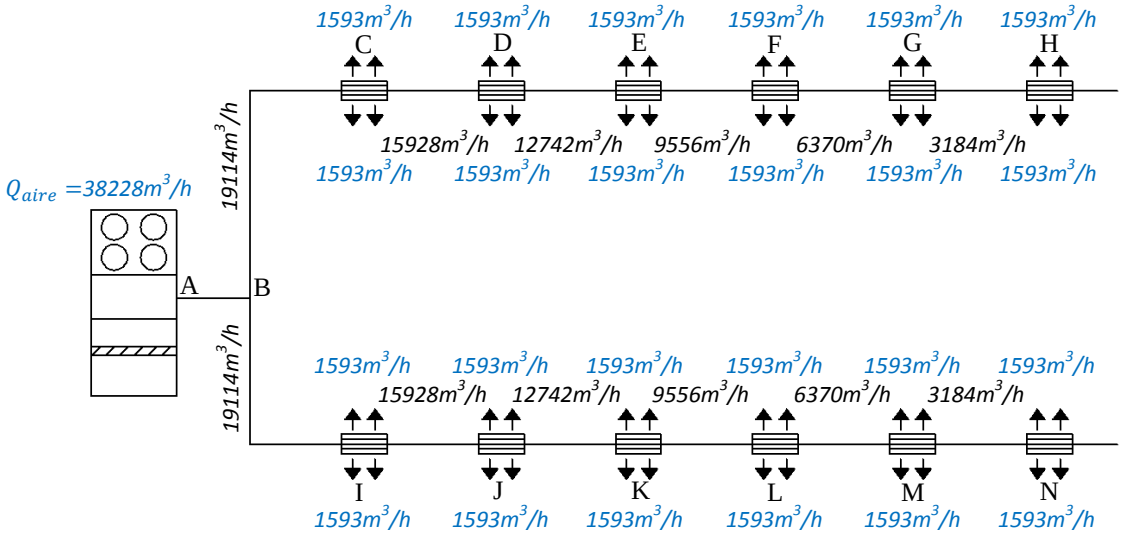


Figura 4.12. Esquema del sistema de distribución de aire
Fuente: Elaboración propia

Se sigue el procedimiento descrito en el capítulo 3, sección 3.4.1:

1. Se toma como referencia la Tabla 3.6 de velocidades máximas recomendadas para ductos. Se considera la aplicación de locales industriales y ductos de suministros. Se escoge una velocidad de 10m/s para no alcanzar altos niveles de ruido y no generar elevadas pérdidas de carga por rozamiento.

$$Área\,del\,ducto = \frac{Q_{aire}}{velocidad} \tag{4.18}$$

$$Área\,del\,ducto = \frac{38228 m^3/h}{3600 \times 10 m/s} = 1,06 m^2$$

De la Tabla 3.7 se elige un ducto rectangular de 1700mm x 600mm, cuyo diámetro equivalente es 1069mm. La pérdida de carga por unidad de longitud se obtiene del Gráfico 3.1 ingresando con los datos del caudal de aire de 10619 l/s y el diámetro equivalente.

$$Pérdida\,de\,carga = 1,3 Pa/m\ de\,longitud\ equivalente$$

2. El valor de pérdida de carga se mantiene constante para dimensionar los siguientes tramos. Se ingresa en el Gráfico 3.1 con el valor del caudal de aire en cada tramo y se lee el diámetro equivalente, con este dato se entra en la Tabla 3.7 y se dimensiona de manera coherente, reduciendo las medidas tanto de largo como de ancho, hasta llegar al último tramo.

En la Tabla 3.7 se han resaltado los diámetros equivalentes con los que se ha trabajado.

Tabla 4.16. Dimensionamiento de los ductos de distribución

TRAMO	Q (m3/h)	Q (l/s)	Diámetro equivalente (mm)	Dimensión (mm)	Sección (m^2)	Dimensión (pulg)
A-B	38228	10619	1069	1700x600	1,02	67"x24"
B-C	19114	5209	800	1300x450	0,59	51"x18"
C-D	15928	4424	770	1200x450	0,54	47"x18"
D-E	12742	3539	670	1000x400	0,40	40"x16"
E-F	9556	2654	600	800x400	0,32	31"x16"
F-G	6370	1769	540	700x350	0,25	28"x14"
G-H	3184	884	400	450x300	0,14	18"x12"

Fuente: Elaboración propia

4.8.3 Cálculo de la pérdida de presión estática

En este sistema de ductos, es claro verificar que la ruta crítica es el recorrido más largo, es decir, desde el equipo hasta la rejilla H. La Tabla 3.7 permite calcular las pérdidas en los acoplamientos (accesorios).

Para calcular la pérdida de carga en las reducciones, se calculan primero las velocidades en cada tramo, el valor n, la presión dinámica o valor h_v (ver ecuación (3.2)), la pérdida de presión o valor h_f. Las ecuaciones están en la Tabla 3.7 y en las notas de dicha tabla.

Tabla 4.17. Cálculo de las velocidades, valor n, valor h_v

TRAMO	Q (m3/h)	Sección (m^2)	Velocidad (m/s)	Presión dinámica (h_v)	Pérdida de presión (h_f)	Longitud equivalente (m)
A-B	38228	1,02	2,89	5,02		
B-C	19114	0,59	0,84	0,42	0,33	1,48
C-D	15928	0,54	1,57	1,48	0,28	2,18
D-E	12742	0,40	2,00	2,40	0,28	,62
E-F	9556	0,32	2,34	3,30	0,36	2,37
F-G	6370	0,25	2,72	4,44	1,18	0,98
G-H	3184	0,14	3,70	8,22		

Fuente: Elaboración propia

Para calcular la caída de presión en el codo ubicado en el tramo BC, se considera una relación R/D de 1,25, valor estándar para codos rectangulares sin guías. Primero se calcula la relación W/D y con este valor se obtiene en la Tabla 3.7 el valor de L/D:

$$\frac{W}{D} = \frac{1700}{600} \approx 3$$

$$\frac{L}{D} = 8 \Rightarrow Longitud\ \ equivalente = 600 * 8 = 4800mm = 4,8m$$

En los planos del sistema se pueden verificar las medidas finales de la red de ductos. En la Tabla 4.18 se expresa la longitud equivalente total de este sistema:

La pérdida de carga total desde el ventilador impulsor hasta la rejilla H, se calcula haciendo uso de la ecuación (3.8):

$$Pérdida = (90,8 + 21,44) \times (1,3\,Pa/m) = 145,906\,Pa$$

Por lo tanto, la presión estática, P.E., total en la descarga del ventilador es:

$$P.E._{ventilador} = pérdida_{\ ductos\ accesorios} + presión_{rejilla} \qquad (4.19)$$

$$P.E._{ventilador} = 145,906 + 16 = 161,906\,Pa$$

La pérdida de presión en la rejilla se obtiene de la hoja de selección (ver Figura 4.11).

Aplicando un factor de seguridad del 10% que contemple posibles imperfecciones en la fabricación de los ductos y dificultades en la instalación, se tiene:

$$P.E._{ventilador} = 161,906 \times 1.1 = 178,097\,Pa$$

Tabla 4.18. Tabla para el cálculo de la pérdida de carga por rozamiento

TRAMO	Elemento	Longitud (m)	Longitud equivalente de accesorios (m)
A-B	Ducto	3.8	
	Bifurcación		7
B-C	Ducto	20.3	
	Codo		4,8
	Reducción		1,48
C-D	Ducto	13	
	Reducción		2,18
D-E	Ducto	13	
	Reducción		2,62
E-F	Ducto	13	
	Reducción		2,37
F-G	Ducto	13	
	Reducción		0,98
G-H	Ducto	14.7	
	TOTAL	**90.8**	**21,44**

Fuente: Elaboración propia

Una vez calculada la pérdida de carga necesaria del ventilador impulsor, se debe verificar que sea menor a la caída de presión externa del ventilador del equipo seleccionado, normalmente los ventiladores de los equipos *rooftop* vienen de fábrica con una caída de presión suficiente para una red de ductos extensa, ya que para ello normalmente se emplean. En caso sea insuficiente, se le comunica al fabricante para que se corrija ese valor de presión del ventilador y se haga una nueva selección del equipo. En este caso, el equipo tiene una caída de presión externa de 2" columna de agua (ver hoja técnica en Tabla A-3, Anexo 3) o 497Pa, por ende, el ventilador es suficiente para esta distribución de aire.

4.9 Puesta en marcha

El procedimiento para la puesta en marcha debe ser como sigue:

Después de energizar el equipo por un periodo de 24 horas, con el fin de que las resistencias de los cárteres de los compresores hayan precalentado el aceite de los cuatro compresores, se procede con el arranque total de equipo.

Se debe verificar el suministro de energía 220V trifásica. Si las mediciones tomadas son correctas y fasiómetro detecta correcto el orden de las líneas R/S/T, se continúa con el arranque del mismo.

Por medio del interruptor de control remoto situado bajo la plataforma del equipo, se energiza el sistema de control en el tablero de mando del equipo.

En un inicio se procede con el arranque del motor del ventilador impulsor, su sentido de giro debe ser el correcto y su consumo eléctrico, el indicado por el fabricante.

A continuación, mediante la palanca de control en tablero de mando del equipo, se lanzan los dos compresores del circuito frigorífico N°1, los parámetros eléctricos deben ser los requeridos por el fabricante, además las lecturas de presión del circuito frigorífico deben ser estables y dentro de los rangos recomendados.

Los dos ventiladores axiales de los serpentines de condensación, que corresponden al circuito frigorífico N°1, deben arrancar con su sentido de giro correcto y sus consumos eléctricos deben ser los indicados por el fabricante.

Una vez que el circuito frigorífico N°1 entró en funcionamiento, se debe accionar la palanca de control del circuito N°2. Los compresores inician su ciclo de arranque, los parámetros eléctricos deben ser los requeridos por el fabricante. Además, las lecturas de presión del circuito frigorífico deben ser estables y dentro de los márgenes correctos.

Los otros dos ventiladores axiales de los serpentines de condensación, correspondientes al circuito frigorífico N°2, deben arrancar con su sentido de giro correcto y consumos eléctricos normales.

Una vez los dos circuitos frigoríficos se encuentren en funcionamiento, se establecen los valores de consigna en el humidostato digital a fin de llegar a los valores deseados en el almacén. Las lecturas de la temperatura de impulsión y las temperaturas en el evaporador y en el condensador, se deben encontrar dentro de los márgenes marcados por el fabricante.

Pasadas 24 horas de funcionamiento, el equipo alcanza los valores de seteo programados, logrando lo requerido por el cliente al inicio de los trabajos de instalación.

Conclusiones

- Para el diseño de un proyecto de aire acondicionado es necesario contar con toda la información de los elementos que generan ganancia de calor dentro del ambiente en estudio, como los materiales de construcción, aplicación, orientación del edificio, cantidad de personas, horas de funcionamiento del sistema, equipos interiores, potencia de iluminación, y por supuesto, las condiciones exteriores e interiores del proyecto

- El techo del almacén es una estructura metálica, como lo puede ser de muchas otras construcciones o edificaciones industriales. Un techo de estas características da lugar a un sistema de aire acondicionado de gran capacidad y por tanto, de alto consumo energético. Es recomendable instalar aislamiento térmico que evite elevadas ganancias de calor por radiación. El aislamiento térmico no sólo sirve de apoyo en sistemas de enfriamiento, también se emplea en sistemas de calefacción donde la temperatura exterior es tan baja que el aislamiento evita elevadas pérdidas de calor por las paredes.

- Es importante saber aplicar correctamente la Psicrometría, ya que a partir de las ecuaciones del aire húmedo se puede determinar la capacidad del equipo climatizador y además conocer todo el proceso que pasa el aire desde la toma de aire exterior, su paso a través de las secciones, hasta el suministro del aire finalmente tratado.

- Un aspecto muy importante es el dimensionamiento del sistema de distribución de aire, por diversos motivos como: mantener un nivel de ruido adecuado en el ambiente, que las dimensiones de los ductos no sean demasiado pequeñas tal que la caída de presión sea elevada y el ventilador impulsor tenga alto consumo energético, intentar mantener una caída de presión constante a lo largo del recorrido para evitar problemas de regulación de caudal en la puesta en marcha del sistema.

- El sistema se ha diseñado con un equipo "*sólo frío*" cuya capacidad contrarresta la carga térmica del almacén en la temporada de verano. Para la temporada de invierno, se plantea no tomar aire exterior, el equipo sólo trabaja con aire de retorno de la habitación y con el aire caliente proveniente de la sección de condensación. De esta forma el aire sigue pasando por el serpentín de enfriamiento donde baja su humedad relativa pero además mantiene una temperatura adecuada para las personas que laboran dentro del almacén.

Referencias bibliográficas

[1] Carrier Air Conditioning Co. *Manual de Aire Acondicionado*. Marcombo, 2009.

[2] Carrier Air Conditioning Co. *Manual de Aire Acondicionado*. Marcombo, 1980.

[3] ASHRAE. *HVAC Systems and Equipment*. ASHRAE, 2012.

[4] ASHRAE. *Fundamentals, SI Edition*. ASHRAE, 2013.

[5] ASHRAE. *HVAC Applications, SI Edition*. ASHRAE, 2011.

[6] ACGIH. *Industrial Ventilation. A manual of recommended practice for design.* ACGIH, 1998. Vigésimo tercera edición.

[7] Yunus A. Cengel. *Transferencia de Calor y Masa*. McGraw Hill, 2007. Tercera Edición.

[8] Jutglar, Miranda, Villarubia. *Manual de Calefacción*. Marcombo,

[9] Norma Europa EN 13779:2007 (E). *Ventilation for non-residential buildings - performance requirements for ventilation and room-conditioning systems*.

[10] Norma Europa prEN 15251:2006 (E). *Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics*.

[11] Santiago D. Victorio, Raúl O. Barreneche. *Acondicionamiento térmico de edificios*. Nobuko, 2005. Primera Edición.

[12] CBCA (Chilled Beam and Ceiling Association). Paper: *An Introduction to Chilled Beams and Ceilings*.

[13] Juan Manuel Franco Lijó. *Manual de Refrigeración*. Reverté, 2006.

[14] P. J. Rapin, Patrick Jacquard. *Instalaciones frigoríficas*, Volumen 2. Marcombo, 1997.

[15] William C. Whitman, William M. Johnson. *Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado*, Volumen 2. Paraninfo, 2000.

[16] José Alarcón Creus. *Tratado práctico de refrigeración automática*, 12° Edición. Marcombo, 1998.

Anexos

Anexo 1

Tabla A-1. Condiciones interiores para aplicaciones industriales

INDUSTRIA	APLICACIÓN	TEMP. SECA (°C)	HUMED. RELAT. %	INDUSTRIA	APLICACIÓN	TEMP. SECA (°C)	HUMED. RELAT. %
Abrasivos	Fabricación	24-27	45-50	**Caramelos**	Conservación	18-24	45-50
Fósforos	Fabricación	22-23	50		Secado: gelatinas, goma de mascar	49-66	15
	Secado	21-24	40		Cámara fría: malvaviscos	24-27	45-50
	Almacenaje	15-17	50	**Cerámica**	Refractarios	43-65	50-90
Aparatos eléctricos	Arrollamientos, bobinas, material electrónico	22	15		Modelado	27	60-70
	Montaje lámparas	20	40		Almacén de arcillas	15-27	35-65
	Instrumentos electrón. Fabricación y laboratorio	21	50-55		Decoración	24-27	45-50
	Montaje termostatos	24	50-55	**Cereales en copos**	Empaquetado	24-27	45-50
	Montaje higrostatos	24	50-55	**Goma de mascar**	Fabricación	25	33
	Montajes de precisión	22	40-45		Laminado	20	63
	Ensayos aparatos de medida	23-24	60-63		Cortado	22	53
	Montaje fusibles interruptores	23	50		Empaquetado	23	58
	Fabric. Condensadores	23	50	**Contrapla-cados**	Prensa calor-resina	32	60
	Almacén papel	23	50		Prensa fría	32	15-25
	Aislamiento cables	24	65-70	**Cosméti-cos**	Fabricación	18-21	--
	Pararrayos	20	20-40	**Cuero Destilación**	Secado:		
	Montaje y ensayo disyuntores	24	30-60		*Curtido vegetal*	21	75
	Rectif. de Selenio y Óxido de Cobre	23	30-40		*Curtido al horno*	49	75
Panadería	Amasado	24-27	40-50		Almacenaje	10-16	40-60
	Fermentación	24-28	70-75	**Destilación**	Conservación de:		
	Espera, antes cochura	33-36	80-85		*Grano*	15	35-40
	Enfriamiento del pan	21-27	80-85		*Fermento líquido*	0-1	
	Cámara fría	4-7	-		*Fabricación*	15-24	45-60
	Preparación	26-28	65-70		*Envejecimiento*	18-22	50-60
	Pastelería	35-40	-	**Peletería**	Secado	43	-
	Pastas secas y bizcochos	15-18	50		Choque térmico	-8 a -7	-
	Empaquetado	15-18	60-65		Conservación	4-10	55-65
	Conservación de:			**Imprenta**	Litografía en color:		
	Ingredientes secos	21	55-5		*Sala de prensas*	24-27	46-48
	Ingredientes frescos	-1 a +7	80-85		*Almacenaje*	23-27	49-51
	Harina	21-24	50-65		Impresión de paneles y tejidos	Confort	
	Materias grasas	7-21	55-60		Almacenaje y plegado	Confort	
	Azúcar	27	35	**Óptica**	Fusión	Confort	
	Agua	0-2	-		Pulimento	27	80
	Papel hidrófugo	21-27	40-50	**Material de Refrigerac.**	Fabricación de válvulas	24	40
Caramelos	Fabricación	24-70	30-40		Montaje de compresores	21-24	30-45
	Mezcla y enfriamiento	24-27	40-45		Montaje de refrigeradores	Confort	
	Túnel	13	PR-13		Ensayos	18-28	47
	Empaquetado	18-24	40-45				

INDUSTRIA	APLICACIÓN	TEMP. SECA (°C)	HUMED. RELAT. %
Bombones de chocolate	Guarnición interior	27-30	40-50
	Temple manual	15-18	50-55
	Recubrimientos (Sala)	24-27	55-60
	Recubrimientos:		
	Entrada	27	50
	Máquina de recubrir	32	13
	Decoración	21	40-50
	Túnel	4-7	PR-4
	Empaquetado	18	55
	Conservación	18-21	40-50
Cervecería	Conservación de:		
	Lúpulo	-1 a 0	55-60
	Grano	27	60
	Levadura líquida	0-1	75
	Cerveza blanca	0-2	75
	Cerveza negra	4-7	75
	Cava de fermentación:		
	Cerveza blanca	4-7	75
	Cerveza negra	13	75
	Trasiego	0-2	75
Municiones	Elementos de percusión		
	Secado de piezas	88	--
	Secado de pinturas	43	--
	Secado pólvora negra	52	--
	Cargo detonadores y espoletas	21	40
	Proyectiles trazadores	27	40
Material fotográfico	Secado	-7 a 52	40-80
	Corte y empaquetado	18-24	40-70
	Almacenaje de:		
	Papel base	21-24	40-65
	Película normal	16-27	45-50
	Película al nitrato	4-10	40-50
Material plástico	Fabricación		
	Moldeado	27	25-30
	Fabricación celofán	24-27	45-65
Piezas revestidas de caucho	Fabricación	32	--
	Endurecimiento	27	25-30
	Instrumentos de cirugía	24-32	25-30
	Almacenaje antes fabricac.	16-24	40-50
	Laboratorios	23	50
Tabaco	Cigarrillos y cigarros		
	Fabricación	21-24	55-65
	Humectación	32	85-88
	Separación de troncos	24-30	75
	Conservación y preparación	26	70
	Empaquetado	24	75
	Embalaje y expedición	24	75
Cristal	Corte	Confort	
	Sala de laminación polivinilo	13	15

INDUSTRIA	APLICACIÓN	TEMP. SECA (°C)	HUMED. RELAT. %
Textiles	Algodón:		
	Laboreo y batido	21-24	55-70
	Cardado	28-31	50-55
	Estirado y bobinado	27	55-60
	Hilado de anillos		
	Encaje clásico	27-30	60-70
	Trama larga	27-30	
	Bobinado y urdido	26-27	60-65
	Tejido	26-27	70-85
	Almacenaje	24	65-70
	Peinado	24	55-65
	Telas (lino):		
	Cardado, hilado	24-27	60
	Tejidos	27	80
	Tejidos de lana:		
	Batido	27-30	60
	Cardado	27-30	65-70
	Hilado	27-30	50-60
	Almacenaje	24-27	60
	Tejido		
	Tejidos ligeros	27-30	55-70
	Tejidos espesos	27-30	60-65
	Estirado	24	50-60
	Lanas peinadas:		
	Cardado, peinado	27-30	60-70
	Almacenaje	21-30	75-80
	Estirado	27-30	50-70
	Hilado	27-30	50-55
	Bobinado y devanado	24-30	55-60
	Tejido	27	50-60
	Acabado	24-27	60
	Seda		
	Preparación y almacenaje	27	60-65
	Hilado y tejido	27	65-70
	Torcido	27	60
	Seda artificial		
	Hilado	27-32	50-60
	Torcido	27	60
	Tejido		
	Rayón	27	50-60
	Acetato	27	55-60
	Rayón hilado	27	80
	Batido	24-27	50-60
	Cardado, torcido, estirado	27-32	50-60
	Género de punto		
	Viscosa	27	60
	Fibras sintéticas. Preparación y tejido de:		
	Viscosa	27	60
	"Celonese"	27	70
	Nylon	27	50-60

INDUSTRIA	APLICACIÓN	TEMP. SECA (°C)	HUMED. RELAT. %	INDUSTRIA	APLICACIÓN	TEMP. SECA (°C)	HUMED. RELAT. %
Productos de farmacia	Conservación de polvos:			**Productos de farmacia**	Microanálisis	Confort	
	Antes de la fabricación	21-27	30-35		Productos biológico	27	35
	Después de la fabricación	24-27	15-35		Extracto de hígado	21-27	20-30
	Trituración	27	35		Sueros	Confort	
	Comprimidos	21-27	40		Animales	Confort	
	Recubiertos	27	35	**Maquinaria de precisión**	Análisis espectrográfico	Confort	
	Comprimidos polvos, eferves.	32	15		Montaje engranajes	24-27	35-40
	Preparados hipodérmicos	24-27	30		Almacenaje de:		
	Coloides	21	30-50		*Empaquetaduras*	38	50
	Jarabes para la tos	27	40		*Cementos y colas*	18	40
	Productos glandulares	25-27	5-10		Fabricación		
	Fabricación de ampollas	27	35		*Calibración, montaje de piezas de precisión*	Confort	
	Cápsulas de gelatina	25	40-50		*Rectificación*	24-27	35-45
	Almacenaje de cápsulas	24	35-40				

Fuente: Carrier. *Manual del Aire Acondicionado*, 2009, Parte I, c. 1, p. I-13

Anexo 2

Tabla A-2. Potencia de iluminación según el tipo de espacio

Tipos de espacios comunes*	$P_{iluminac.}$ W/m²	Tipo de edificio – espacio específico*	$P_{iluminac.}$ W/m²	Tipo de edificio – espacio específico*	$P_{iluminac.}$ W/m²
Atrio		Servicio/reparación automotriz	7,2	Biblioteca	
- Primeros 13m de alto	0,10 por m (alto)	Área de actividad bancaria	14,9	- Archivos y catálogos	7,8
		Centro de convenciones		- Área de lectura	10
- Altura mayor a 13m	0,07 por m (alto)	- Audiencia sentada	8,8	- Estanterías	18,4
		- Espacio de exhibición	15,6		
Audiencia/área para sentarse - permanente	8,5	Juzgado/estación de policías/penitenciaria		Fábrica	
				- Corredor	4,4
- Auditorios	26,2	- Sala de tribunal	18,5	- Manufactura de detalle	13,9
- Teatro de artes escénicas	12,3	- Celdas de confinamiento	11,8	- Cuarto de equipos	10,2
- Películas cinematográficas	13,3			- Área con altura mayor a 15,24m	11,3
		Cámaras de justicia	12,6	- Área con altura <7,62;15,24>m	13,2
Salón de clases/capacitación	13,3	- Salón audiencia penitenciaria	4,6	- Área con altura menor a 7,62m	12,8
Conferencias/reuniones	13,2	- Dormitorio	4,1		
Corredor	7,1			Museo	
		Estación de bomberos		- Exhibición general	11,3
Comedor	7,0	- Salón de máquinas	6,0	- Restauración	11,0
- Bar/ cena	14,1	- Dormitorios	2,7		
- Cena familiar	9,6			Área de garaje	2,0
		Gimnasio	7,8	Oficina postal	10,1
Sala eléctrica/mecánica	10,2				
Preparación de comida	10,7	Hospital		Edificio religioso	
		- Corredor	9,6	- Audiencia sentada	16,5
Laboratorio	13,8	- Emergencias	24,3	- Hall	6,9
- Para clases	13,8	- Examen/tratamiento	17,9	- Púlpito/coro	16,5
- Médico/industrial/investigación	19,5	- Lavandería	6,5		
		- Sala de espera	11,5	*Retail*	
Lobby	9,675	- Suministros médicos	13,7	- Vestidores	9,4
- Hall de ascensores	6,88	- Enfermería	9,5	- Mall	11,8
		- Sala de operación	20,3	- Área de ventas	18,1
Vestidor	8,1	- Cuarto de pacientes	6,7		
Sala de espera	7,9	- Farmacia	12,3	Estadio de deportes	
		- Terapia física	9,8	- Audiencia sentada	4,6
Oficina		- Radiología/imágenes	14,2	- Estadio de deportes – clase 4	7,8
- Cerrada	10,5	- Recuperación	12,4	- Estadio de deportes – clase 3	12,9
- Abierta	8,1			- Estadio de deportes – clase 2	32,4
		Hoteles/alojamientos		- Estadio de deportes – clase 1	28,8
Sala de aseo	10,5	- Comedor de hotel	8,8		
Área de ventas	18,1	- Habitaciones	11,9	Transporte	
Escaleras	7,4	- Lobby de hotel	11,4	- Área de equipaje aire/tren/bus	3,9
Almacén	6,8	- Comedor de alojamiento	9,5	- Aeropuerto	5,8
Taller de cursos	17,1	- Cuartos de alojamiento	8,1	- Área de espera	11,6

(*) En caso donde ambos sean listados, tipo de espacio común y tipo de edificio, aplica tipo de espacio.

Fuente: ASHRAE. ***Standard 90.1: Energy Standard for buildings except low-rise residential buildings*****, t. 9.6.1**

Anexo 3

Tabla A-3. Ficha técnica del equipo *rooftop* modelo RDT050D

Job Information	*Technical Data Sheet*
Job Name	DHL
Date	1/17/2017
Submitted By	
Software Version	04.70
Unit Tag	Rooftop

Unit Overview

Model Number	Voltage V/Hz/Phase	Design Cooling Capacity Btu/hr	AHRI 360 Standard Efficiency	ASHRAE 90.1
RDT050D	230/60/3	657094	10	2013 Compliant

Unit

Model Number:	RDT050D
Altitude:	0 ft
Heat Type:	None
Condenser Type:	Air-Cooled
Approval	ETL/MEA-USA unit

Physical

Unit			
Length	**Height**	**Width**	**Weight**
299 in	73.0 in	99.0 in	8860 lb

Electrical

Voltage	MCA	MROPD	SCCR
230/60/3	285.9 A	300 A	10 kAIC

Return/Outside/Exhaust Air

Outside Air Option		
Type	**Pressure Drop**	**Damper Actuator**
0-100% Economizer	0.33 inH_2O	Electric Actuator

Return Air Option	
Return Air Location:	Back

Filter Section

Physical				
Type	**(Quantity) Height x Width x Depth**	**Face Area**	**Face Velocity**	**Air Pressure Drop**
85% Nominal Efficiency (MERV 13)	(7) 16 in x 20 in x 2 in (21) 16 in x 25 in x 2 in	73.9 ft^2	304.5 ft/min	0.18 inH_2O

DX Cooling Coil

Physical

Fins per Inch	Rows	Face Area	Face Velocity	Air Pressure drop	Drain Pan Material
12	5	47.1 ft²	477.7 ft/min	0.85 inH_2O	Painted Galvanized

Cooling Performance

Capacity		Refrigerant Type	Indoor Air Temperature				Ambient Air Temperature	
			Entering		Leaving			
Total Btu/hr	Sensible Btu/hr		Dry Bulb °F	Wet Bulb °F	Dry Bulb °F	Wet Bulb °F	Dry Bulb °F	Wet Bulb °F
657094	527484	R410A	80.0	67.0	58.6	57.8	85.0	75.0

Fan Section

Fan

Type	Fan Wheel Diameter	Fan Isolation
AF SWSI	40 in	Rubber in Shear

Performance

Airflow	Total Static Pressure	Fan Speed	Brake Horsepower
22500 CFM	3.36 inH_2O	958 rpm	19.12 HP

Motor			Drive
Type	Horsepower	FLA	Type
ODP, Premium Efficiency	25.0 hp	60.0 A	Standard service factor, Fixed drive

Discharge Location:	Left Side

Unit Discharge Conditions

AirTemperature

DX coil Configuration:	Draw-thru Coil			
Motor Heat Btu/hr	Moisture Removal lb/h	Unit Leaving Dry Bulb °F	Unit Leaving Wet Bulb °F	Unit Leaving Dewpoint °F
55045	129.6	60.8	58.6	57.4

Sound

Sound Power (db)

Frequency	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	8 kHz
Inlet	83	82	77	72	69	62	54	46
Discharge	84	81	77	75	74	69	61	54
Radiated	-	94	91	89	89	86	83	82

Supply Fan Total Pressure Drop Calculation

External Static Pressure:	2.00 inH_2O
Filter:	0.18 inH_2O
Outside Air:	0.33 inH_2O
DX Coil:	0.85 inH_2O
Total Static Pressure:	3.36 inH_2O

Condensing Section

Compressor

Type	Quantity	Total Power	Capacity Control	Compressor Isolation
Scroll	4	42.4 kW	4 stage	Resilient

Compressor Amps:

Fixed Speed Compressor 1	48.1 A
Fixed Speed Compressor 2	48.1 A
Fixed Speed Compressor 3	48.1 A
Fixed Speed Compressor 4	48.1 A

Condenser Coil

Type	Fins per Inch	Fin Material	Refrigerant Charge
Aluminum tube MicroChannel	18	Aluminum with Electro-Fin Coating	89.9 lb

Condenser Coil Options:	Build in Hail Protection

Condenser Fan Motors

Number of Motors	Full Load Current (each)
4	4.0 A

AHRI 360 Certified Data at AHRI 360 Standard Conditions

EER	IEER	ASHRAE 90.1
10	13.5	2013 Compliant

Options

Unit

Unit Exterior:	Prepainted Galvanized Steel
Insulation and Liners:	1" - 3/4# nominal insulation, partial liners

Electrical

Electrical Connection Option:	Single power block
GFI 115v Receptacle:	Field powered

Warranty

Parts:	Standard 1 year
Compressor:	Standard 1 year

AHRI Certification

All equipment is rated and certified in accordance with AHRI 360.

Notes

As a standalone component, unit meets or exceeds the requirements of ASHRAE 90.1.2010. The approving authority is responsible for compliance of multi-component building systems.

Accessories

Optional

Part Number	Description
910143408	DDC Space Sensor with Setpoint Adj and Tenant Over

Fuente: Oficina Técnica de Daikin Perú

Anexo 4

Filtrado de aire

El aire tiene diversas partículas contaminantes en suspensión, de diferentes tamaños, y de acuerdo al servicio que tenga un determinado ambiente, es necesario remover o filtrar determinadas partículas para que el proceso o tarea que se lleva a cabo dentro se realice de forma óptima. Las partículas que normalmente se encuentran en el aire son humo, polvo, niebla, *smog*, bacterias, virus, esporas, parásitos, polen, fibras de tejidos, ácaros, etc.

Tabla A-4.1. Tamaño de partículas aproximado y tiempo para asentarse 1m

Tipo de partícula	Diámetro, µm	Tiempo para asentarse
Cabello humano	100 a 150	5s
Escamas de la piel	20 a 40	
Polvo visible en el aire	>10	
Polen común	15 a 25	
Ácaros	10 a 20	5 minutos
Esporas comunes	2 a 10	
Bacterias	1 a 5	
Pelusas de gato	1 a 5	10 horas
Humo de tabaco	0,1 a 1	
Vapores metálicos y orgánicos	<0,1 a 1	
Restos celulares	0,01 a 1	
Virus	<0,1	10 días

Fuente: ASHRAE. *Handbook Fundamentals, 2013*, p. 11.5, t. 1

El tamaño de las partículas contenidas en el aire se divide en tres categorías:

- Ultrafinas o nanopartículas: partículas de diámetro menor a 0.1 µm.
- Finas: partículas de diámetro entre 0.1 y 2.5 µm.
- Gruesas: partículas mayores a 2.5 µm.

Mecanismos de funcionamiento

El objetivo del filtrado es retener las partículas contaminantes de acuerdo al tamaño que tengan. Para ello, los dispositivos limpiadores de aire fabricados en materiales fibrosos, presentan mecanismos principales de funcionamiento:

- Tamizado (*straining*): es la filtración más gruesa, retiene partículas a través de orificios de menor tamaño. Este mecanismo aplica para pelusa, cabellos, y otras partículas grandes.
- Impacto inercial (*inertial impingement*): se emplea en partículas grandes o muy densas que no pueden seguir la corriente de aire a través de una fibra, los filtros que emplean este método están recubiertos con un adhesivo que ayuda a las fibras a retener las partículas que impactan sobre ellas.
- Interceptación (*interception*): también es un mecanismo de impacto, la partícula no es retenida por inercia, si no por las fuerzas de van de Waals, fuerzas de atracción

intermoleculares entre las fibras y la partícula. El proceso depende de que la velocidad del aire a través del filtro sea lo suficientemente baja para no desplazar las partículas. Este mecanismo se emplea en filtros de superficies extendidas como: los filtros bolsa y los de celdas rígidas corrugados.

- Difusión (*diffusion*): ocurre en partículas tan pequeñas que su dirección y velocidad están influenciadas por colisiones moleculares, estas partículas no siguen la corriente de aire y se comportan más como gases que como partículas. Las partículas se mueven de forma errática y aleatoria dentro de la corriente de aire. Debido a las moléculas gaseosas del aire que bombardean a las partículas, éstas impactan sobre las fibras del filtro. A medida que se capturan más partículas, se forma un gradiente de concentración en la región de la fibra, mejorando aún más la filtración por difusión e interceptación. Es el mecanismo primario por la mayoría de filtros extremadamente eficientes.
- Efecto electrostático: los filtros electrostáticos establecen un campo de ionización para cargar las partículas de modo que puedan ser atraídas a una superficie de polaridad opuesta. La eficiencia de este método es mayor cuando el medio es nuevo y limpio.

Métodos de prueba

La amplia variedad de filtros hace necesario que se emplee más de un solo método para probar su eficiencia:

- Arrestancia o *Arrestance ASHRAE*: consiste en cargar el filtro de una cantidad medida de 72% de polvo estandarizado de prueba para filtros, 23% de carbono negro, y 5% de fibras de algodón. La arrestancia mide la eficiencia en peso del polvo que queda atrapado en el filtro respecto al peso de todo el polvo. Esta prueba permite distinguir entre filtros de bajas eficiencias que se ubican en las categorías de 1 a 4 de MERV.
- Eficiencia de la mancha de polvo o *Atmospheric dust-spot efficiency* ASHRAE: mide la capacidad de un filtro para evitar manchas o decoloración. Se determina por lecturas de reflectancia de luz tomadas antes y después del filtro a través de un aparato de ensayo especificado. Para la prueba se emplea polvo atmosférico. Este método apareció en el ASHRAE Estándar 52.1-1992
  En el ASHRAE Estándar 52.2-2007: *Method of testing general ventilation air-cleaning devices for removal efficiency by particle size*, se define el MERV o *minimum efficiency reporting value* y el método de eficiencia de la mancha de polvo se reemplazó por la prueba de tamaño de partícula. El MERV es un número que va desde 1 al 16.
- Tamaño de partícula o *Particle size*: consiste en dosificar un aerosol de cloruro de potasio en fase sólida en el ducto de ensayo. Se toman muestras de aire antes y después del filtro a través de un contador óptico de partículas o un dispositivo de medición similar para obtener la eficiencia de eliminación en función al tamaño de la partícula. La prueba se hace a 7 velocidades de aire definidas (desde 0.60 m/s hasta 3.80 m/s) en 12 rangos designados de tamaños de partícula (de 0.3 a 10 μm).
- Penetración DOP: se emplea en filtros de alta eficiencia, como los que se utilizan en *salas limpias* (salas de operaciones, de preparación de productos farmacéuticos, de fabricación de dispositivos micro-electrónicos y semiconductores, etc.), y en aplicaciones nucleares. A esta clase pertenecen los filtros HEPA (*high efficiency*

particulate air) y filtros ULPA (*ultra low penetration air*). La prueba consiste en cargar al filtro, que está ubicado en un dispositivo de prueba, con una nube de humo de ftalato de dioctilo o DOP (*dioctyl phthalate*). La concentración de humo antes y después del filtro es medida con un fotómetro de dispersión de luz. El aire que sale del dispositivo contiene la concentración del humo que pasa por el filtro. El porcentaje de penetración mide la concentración de humo que logra pasar por el dispositivo sobre la concentración inicial de humo, mientras que la eficiencia DOP es la unidad menos el porcentaje de penetración. Las partículas de DOP miden 0.3 μm. Los filtros HEPA tienen eficiencias de 99.97% y 99.99%, son costosos, normalmente se les protege colocando pre-filtros más baratos de menor eficiencia. Las prácticas recomendadas para medir la eficiencia de los filtros HEPA y ULPA están reguladas por el Instituto de Ciencias y Tecnologías Ambientales o IEST (*Institute of Environmental Sciences and Technologies*), no por ASHRAE.

Además de partículas, el aire también tiene contaminantes gaseosos como:

- VOC o compuestos orgánicos volátiles (volatile organic compound): normalmente se encuentran en los disolventes, reactivos y desengrasantes en ambientes industriales; y en los acabados de muebles, paredes y pisos, productos de limpieza y mantenimiento de ambientes de oficinas. Los VOC que normalmente se encuentran en edificios son: benceno, n-octano, n-decano, butil acetato, cloroformo, propano, formol aldehído, tolueno, estireno, etil acetato, acetona, butano, etanol, entre otros.
- Gases inorgánicos como:
    - Dióxido de carbono (CO_2): es producto de la respiración humana, se puede encontrar en ambientes en concentraciones entre 330 a 370 ppm.
    - Monóxido de carbono (CO): es un gas inodoro, incoloro e insípido, producto de una combustión incompleta, es muy tóxico. Las fuentes de CO pueden ser las cocinas a gas, linternas de kerosene, calentadores, humo del tabaco, en el gas desprendido de los vehículos, etc.
    - Óxidos de nitrógeno (NO_x): las fuentes que generan monóxido de carbono generalmente también producen óxido nítrico (NO) o dióxido de nitrógeno (NO_2). Los estacionamientos de parqueo en sótanos, las cocinas a gas son fuentes de NO_x.
    - Dióxido de sulfuro (SO_2): se puede encontrar en las emisiones de las estufas de kerosene, la combustión de carbón y diesel.
- Contaminantes radioactivos: pueden encontrar en forma de partículas o gaseosos. Pueden ser tóxicos en altas concentraciones, pero normalmente la radioactividad limita su concentración en el aire. La mayor fuente de exposición de partículas radiactivas proviene del Radón, se produce por la desintegración radioactiva del Radio, se encuentra ampliamente en ambientes naturales.

Los métodos para filtrar gases, generalmente, emplean mecanismos de *filtración química*, como la alúmina activada, carbón activado, permanganato de potasio, etc. Además de los filtros químicos, otro tipo de filtros muy empleados en los sistemas HVAC son los filtros de grasa que emplean diferentes mecanismos para tratar la grasa como los *precipitadores electrostáticos* y la *radiación ultravioleta*; pero no se ahondará en este tipo de filtros.

Tipos de filtros

Cada fabricante de filtros proporciona los valores de pérdida de carga que originan los filtros en el sistema, dicho valor depende de la velocidad del aire a través del mismo, además proporciona el valor de la caída de presión a la cual el filtro deja de ser eficiente y requiere mantenimiento o reemplazo, para medir dicho valor muchas veces se instalan sensores de presión diferencial.

Filtros de panel plano o de impacto viscoso

Están hechos de fibras gruesas, altamente porosas como lana, mallas metálicas engastadas, fibras de vidrio gruesas, pelo de animal, fibras vegetales o sintéticas, etc. El material del filtro se recubre con un adhesivo inodoro u otra sustancia viscosa como el aceite, que hace que las partículas que impactan sobre las fibras se adhieran a ellas. Tienen baja caída de presión, son de bajo costo, eficientes con pelusas y partículas de 10 pm y mayores, pero de baja eficiencia para el polvo atmosférico normal. Se fabrican normalmente en tamaños estándares de hasta 24 pulgadas x 24 pulgadas, de 0,5 a 4 pulgadas de espesor. Se emplea muchas veces como pre-filtro para alargar la vida útil de filtros de mayor eficiencia. Existen filtros desechables y permanentes, los desechables están hechos de materiales baratos y se descartan después de un periodo, generalmente, cartón con refuerzos metálicos. Los permanentes, normalmente, son metálicos para soportar el uso continuo, existen diferentes métodos para limpiar los filtros permanentes, el más utilizado consiste el lavar el filtro con agua y detergente o vapor y luego recubrirlo con el adhesivo recomendado por el fabricante. El MERV típico de los filtros de impacto viscoso se encuentra entre 1 a 6.

Filtros de medio renovable o filtros de rollo automático

Hay de dos tipos: (1) filtros de impacto viscoso con cortina móvil y (2) filtro de rollo de medio seco con cortina móvil. Tienen eficiencias bajas. El medio filtrante se suministra en forma de rollo. El material nuevo gira de forma manual o automática, mientras que la parte sucia se rebobina en otro rollo ubicado en la parte inferior, el cual avanza automáticamente por el accionamiento del motor según la señal de un *switch* de presión, un temporizador, o un control de transmisión de luz. Un *switch* de presión mide la caída de presión a lo largo del medio filtrante y se enciende o apaga según la lectura leída sea mayor o menor al punto seteado. Los filtros de rollo tienen, normalmente, una señal que indica cuando el rollo está casi agotado (ver figura A-4.1).

Filtros de superficie extendida

Están hechos de materiales como: fibras de vidrio, fibras de celulosa, fieltro de lana, polímeros, materiales sintéticos, etc. Los filtros pueden estar soportados por un armazón de alambre en forma de *bolsillos*, o en *forma de V* o *pliegues radiales*. En otros diseños, el filtro puede ser autoportante debido a su propia rigidez o porque el flujo de aire lo infla de forma extendida como los de tipo *bolsa*. Su eficiencia es mayor que la de los filtros de impacto viscoso y tienen una gran variedad, cada una permite diferentes grados de limpieza. El MERV de este tipo de filtros se encuentra entre 7 a 16.

Para alargar la vida de los filtros principales, muchas veces se colocan pre-filtros. Los filtros con MERV 16 y de mayores eficiencias, se deben proteger con pre-filtros (ver figura A-4.2).

Filtros de alta eficiencia (HEPA y ULPA)

Con configuración de superficie extendida, de pliegues profundos, están fabricados en papel de fibra de vidrio sub-micrométrico. Estos filtros operan a velocidades de ductos de 250 a 500 pies/min (de 1.27 m/s a 2.54m/s), con una resistencia que aumenta de 0.5 inwg a más de 2 inwg durante su vida útil. Estos filtros se emplean en aplicaciones médicas, farmacéuticas, salas limpias y aplicaciones de partículas nucleares y tóxicas (ver figura A-4.2).

(a) (b) (c) (d)

Figura A-4.2. Filtros de superficie extendida: (a) filtro plegado, (b) filtro de celda rígida, (c) filtro tipo V, (d) filtro tipo bolsa
Fuente: Sitio web de la marca de filtros Flanders

En la Figura A-4.3 se muestra un filtro HEPA. En la Tabla A-4.2 se muestran algunos tipos de filtros y el tamaño de partículas en micrones que puede filtrar de acurdo a la velocidad media de filtrado y el método de filtración que emplean.

Figura A-4.3. Filtro HEPA
Fuente: Sitio web de la marca de filtros Flanders

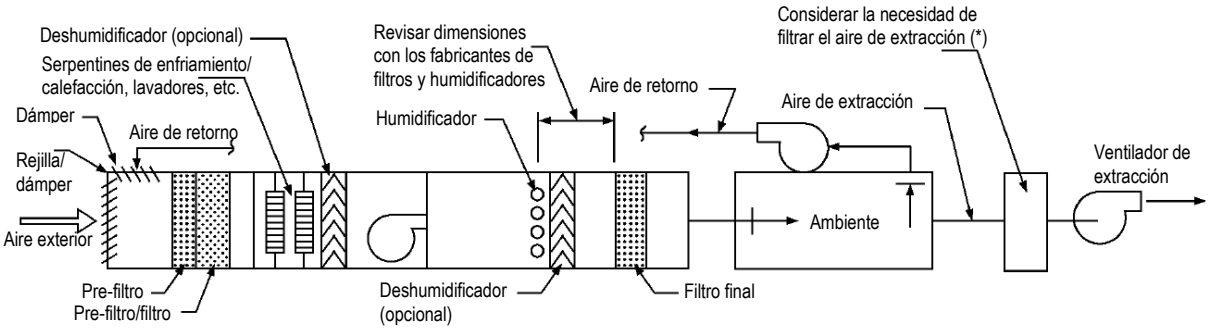
Los pre-filtros, filtros, filtros finales y filtros en la expulsión se pueden ubicar dentro de una unidad de tratamiento de aire, para aplicaciones de procesos o especiales, de la forma como se indica en la Figura A-4.4. En la Tabla A-4.3 se muestra una guía para la aplicación de filtros según la NAFA[24].

[24] NAFA, por las siglas en inglés de la asociación estadounidense *National Air Filtration Association*.

Tabla A-4.2. Tipos de filtros según tamaño de partículas

Tipo de filtro	Tamaño de partícula (micrones)	Velocidad media (pies/minuto)	Mecanismo de filtración
Filtro de panel	25-50	250-625	Impacto
Filtro de rollo automático	25-50	500	Impacto
Filtro de superficie extendida	0,75 – 2,5	20 – 25	Interceptación
Filtro HEPA	0,5 – 6,3	5	Difusión

Fuente: ACGIH. ***Industrial ventilation, 1998*****, p. 4.33, t. 4-5**



(*) Esto aplica, por ejemplo, en las salas aisladas de hospitales donde hay una gran existencia de virus y bacterias altamente perjudiciales suspendidas en el aire.

Figura A-4.4. Ubicación típica de los filtros en una manejadora de aire
Fuente: ASHRAE. ***Handbook HVAC Systems and Equipment, 2012*****, p. 29.9, f. 3**

Tabla A-4.3. Guía para aplicación de filtros

MERV (Std 52.2)	Eficiencia de la mancha de polvo (Std 52.1)	Arrestancia	Tamaño de partícula	Aplicaciones típicas	Tipo de filtro típico
1-4	<20%	60 a 80%	> 10.0 µm	Residencial/Comercial ligero/ Mínima protección de equipos	Permanente/lavables/metal, espuma/sintéticos/de fibra de vidrio/paneles desechables
5-8	<20 a 60%	80 a 95%	3.0 a 10.0 µm	Centro de trabajo industriales/Mejores comercios/Residencial/Cámaras de pintura	Filtros plegables/filtros de superficie extendida/filtros de paneles
9-12	40 a 85%	>90 a 98%	1.0 a 3.0 µm	Superior/Mejor residencial/ Mejor centro de trabajo industrial/edificios comerciales	No soportados/filtros tipo bolsa/filtros de caja rígida/filtros de cartucho en forma de V
13-16	70 - 98%	>95 a 99%	0.30 a 1.0 µm	Remoción de humos/Sala de cirugía general/Hospitales y centros de salud superiores/Edificios comerciales	Filtros de celda rígida/ de cartucho de caja rígida/no suspendido/filtro tipo bolsa con celdas en forma de V
	Eficiencia			**Aplicaciones típicas**	**Tipo de filtro típico**
	99,97 % - 99,9999%			Salas de operaciones de hospitales/salas limpias/contaminantes biológicos perjudiciales/material nuclear	HEPA ULPA

Fuente: NAFA. ***Understanding MERV: NAFA User´s Guide for ASHRAE Standard 52.2, 2014*****, t. 1**