



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**“CÁLCULO Y SELECCIÓN DE UN SISTEMA HVAC PARA UN
LABORATORIO FARMACÉUTICO”**

TESIS

PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

PRESENTA:

OSCAR RENDÓN LÓPEZ

TUTOR:

DR. JOSÉ LUIS FERNÁNDEZ ZAYAS

CIUDAD UNIVERSITARIA, AGOSTO 2015





Índice

Símbolos, unidades y abreviaturas.....	VII
Introducción	1
Objetivos	1
Objetivo general.....	1
Objetivo específico.....	1
CAPÍTULO 1.....	3
GENERALIDADES.....	3
1.1 Cuarto Limpio	3
1.1.1 Definición.....	3
1.1.2 Clasificación	3
1.2 Laboratorios Farmacéuticos	3
1.3 Marco regulatorio	4
1.4 Parámetros de control para un sistema HVAC.....	5
1.4.1 Presiones Diferenciales	5
1.4.2 Calidad del aire	5
1.4.3 Temperatura y Humedad	5
1.4.4 Cambios por hora	5
1.5 Metodología de diseño.....	6
CAPÍTULO 2.....	7
REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA HVAC.....	7
2.1 Clasificación de áreas	7
2.2 Zonificación de Equipos.....	11
2.3 Infiltraciones y presiones diferenciales.....	15
2.3.1 Cálculo de Infiltraciones	17
2.4 Cambios por hora de aire	20
CAPÍTULO 3.....	22
BALANCE TÉRMICO.....	22
3.1 Cálculo de cargas térmicas VERANO	22



3.1.1 Ganancia de calor debida al efecto solar	23
3.1.2 Ganancia de calor debida a la transmisión a través de los muros y techos.....	25
3.1.3 Diferencia Equivalente de temperatura.....	25
3.1.4 Ganancia de calor debida al aire de infiltración.....	26
3.1.5 Ganancia de calor debida a la transmisión a través de las barreras (Partición)	26
3.1.6 Ganancia de calor debida a los ocupantes.....	27
3.1.7 Ganancia de calor por equipos, iluminación y otros equipos	28
3.2 Cálculo de cargas térmicas INVIERNO	31
3.3 Memoria de cálculo.....	34
CAPÍTULO 4.....	38
ESTUDIO PSICROMÉTRICO.....	38
4.1 Proceso psicrométrico.....	38
4.1.1 Condiciones para Verano	38
4.1.2 Condiciones para invierno.....	43
CAPÍTULO 5.....	48
DISTRIBUCIÓN DEL AIRE	48
5.1 Difusores y Rejillas.....	48
5.2 Sistema de ductos de aire	51
CAPÍTULO 6.....	56
SISTEMA HIDRÁULICO	56
CAPÍTULO 7.....	57
CÁLCULO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS.....	57
7.1 Descripción del sistema.....	57
7.2 Selección de filtros	58
7.2.1 Unidad Manejadora de Aire	58
7.2.2 Unidad de Extracción -01	58
7.2.3 Unidad de Extracción -02	59
7.2.4 Clasificación y tipo de filtros para equipos.....	60
7.3 Selección de Serpentes.....	61
7.3.1 Serpentin de Enfriamiento	61
7.3.2 Serpentin de Calentamiento	65



7.4 Selección del humidificador	68
7.5 Selección del Colector de Polvos.....	70
7.6 Selección de Ventiladores	73
7.6.1 Ventilador de UEX-01	74
7.6.2 Ventilador de UEX-02	75
7.6.3 Ventilador de UMA-01.....	77
7.7 Cálculo de la Unidad Generadora de Agua Helada	79
7.8 Cálculo de la Unidad Generadora de Agua Caliente	83
7.9 Selección de bombas de agua	86
7.9.1 Selección bomba para agua helada.....	86
7.9.2 Selección de bomba para agua caliente.....	88
CAPÍTULO 8.....	90
SISTEMA DE CONTROL.....	90
8.1 Parámetros de control.....	90
8.2 Instrumentos del Sistema de Control.....	92
CONCLUSIONES	94
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	96
PROGRAMAS	96
ANEXO 1	97
1.1 Tablas con valores de temperatura equivalente para cálculo de carga térmica por transmisión a través de muros y techo en VERANO	97
ANEXO 2	98
2.1 Cálculo del coeficiente de transmisión de calor U	98
ANEXO 3	103
3.1 Cálculo de ganancias de calor por transmisión a través de muros, ventanas y techo en VERANO	103
ANEXO 4	107
4.1 Cálculo de ganancias de calor por particiones en VERANO	107
ANEXO 5	108
5.1 Cálculo de ganancias de calor por ocupantes	108
ANEXO 6	110
6.1 Cálculo de ganancias de calor por iluminación y equipos.....	110

Tablas

Tabla 1 Condiciones de diseño de acuerdo a la NOM-059-SSA1-2013	1
Tabla 2 Condiciones exteriores de diseño para verano	2
Tabla 3 Condiciones exteriores de diseño para invierno	2
Tabla 4 Condiciones requeridas en las áreas del laboratorio	2
Tabla 5 Áreas clasificadas como ISO-8	7
Tabla 6 Áreas clasificadas como ISO-9	8
Tabla 7 Valor de las infiltraciones de aire	18
Tabla 8 Apéndice A (Normativo) NOM-059-SSA1-2013	20
Tabla 9 Valores de ganancia solar para una latitud de 20° Norte	24
Tabla 10 Ganancias de calor por iluminación.....	28
Tabla 11 Ganancias de calor total para VERANO	29
Tabla 12 Resumen de ganancias de calor total para VERANO	30
Tabla 13 Ganancias de calor total en INVIERNO	32
Tabla 14 Resumen de ganancias de calor total en INVIERNO	33
Tabla 15 Memoria de cálculo "Áreas y volúmenes"	35
Tabla 16 Memoria de cálculo "Suministro de aire requerido"	36
Tabla 17 Memoria de cálculo "Balanceo de aire"	37
Tabla 18 Selección de filtros UMA-01	58
Tabla 19 Selección de filtros UEX-01	58
Tabla 20 Selección de filtros UEX-02	59
Tabla 21 Clasificación de filtros UMA-01	60
Tabla 22 Clasificación de filtros UEX-01	60
Tabla 23 Clasificación de filtros UEX-02	60
Tabla 24 Clasificación de filtros CP	60
Tabla 25 Temperaturas de diseño para el serpentín de enfriamiento de la UMA-01	61
Tabla 26 Dimensiones de referencia para la selección del serpentín de enfriamiento UMA-01	61
Tabla 27 Temperaturas de diseño para el serpentín de calentamiento UMA-01.....	65
Tabla 28 Dimensiones sugeridas para el serpentín de calentamiento UMA-01	65
Tabla 29 Caída de presión en el sistema de Colección de Polvos	71
Tabla 30 Caída de presión en el Sistema de extracción UEX-01	74
Tabla 31 Caída de presión en el sistema de extracción UEX-02.....	75
Tabla 32 Caída de presión para el sistema de inyección UMA-01	77
Tabla 33 Caída de presión en el sistema de agua helada.....	86
Tabla 34 Caída de presión en el sistema de Agua Caliente	88
Tabla 35 Instrumentos del sistema de control.....	92
Tabla 36 Diferencia equivalente de temperatura para muros claros	97
Tabla 37 Diferencia equivalente de temperatura para techo soleado o en sombra	97

Tabla 38 Diferencia equivalente de temperaturas (corregida) para cálculo de carga térmica a través de muros	97
Tabla 39 Diferencia equivalente de temperaturas (corregida) para cálculo de carga térmica a través del techo.....	97
Tabla 40 Diferencia equivalente de temperaturas para cálculo de carga térmica a través de muros y ventanas	98
Tabla 41 Diferencia equivalente de temperaturas para cálculo de carga térmica a través del techo.....	98
Tabla 42 Coeficientes de conductividad térmica para cálculo de U en muros	100
Tabla 43 Coeficientes de conductividad térmica para cálculo de U del techo	101
Tabla 44 Coeficiente de conductividad térmica para cálculo de U a través de ventanas	102
Tabla 45 Resumen de ganancias de calor por transmisión a través de muros	103
Tabla 46 Resumen de ganancias de calor por transmisión a través de ventanas.....	104
Tabla 47 Resumen de ganancias de calor por transmisión a través del techo	105
Tabla 48 Resumen de ganancias de calor por transmisión	106
Tabla 49 Ganancia de calor por partición de cuartos no acondicionados	107
Tabla 50 Ganancias de calor por ocupantes	108
Tabla 51 Resumen de ganancias de calor por ocupantes	109
Tabla 52 Resumen de ganancias de calor por iluminación y equipos.....	110

Figuras

Figura 1 Distribución de cuartos limpios de acuerdo al tipo de industria.....	3
Figura 2 Plano arquitectónico del laboratorio	9
Figura 3 Plano de clasificación de áreas del laboratorio	10
Figura 4 Plano de zonificación de inyección de la UMA-01.....	11
Figura 5 Plano de zonificación de retorno de la UMA-01	12
Figura 6 Plano de zonificación de las Unidades de Extracción.....	13
Figura 7 Plano de zonificación del Colector de Polvos	14
Figura 8 Plano de presiones manométricas de las áreas del laboratorio	16
Figura 9 Plano de sentido de infiltraciones	19
Figura 10 Plano de dimensionamiento de áreas	21
Figura 11 Transmisión de calor por espacios no acondicionados VERANO	27
Figura 12 Transmisión de calor por espacios no acondicionados INVIERNO	31
Figura 13 Temperatura de mezcla para VERANO.....	38
Figura 14 Temperatura de Inyección VERANO.....	39
Figura 15 Proceso psicrométrico del aire VERANO	40
Figura 16 Temperatura Real de inyección considerando un $FB = 0.10$	42
Figura 17 Temperatura de mezcla del aire INVIERNO.....	43
Figura 18 Proceso de Humidificación del aire en INVIERNO	45

Figura 19 Distribución de aire para un difusor tipo diamante con aletas de inyección a 45°	48
Figura 20 Instalación de difusores y rejillas para garantizar un buen barrido de aire	49
Figura 21 Plano de difusores y rejillas	50
Figura 22 Pantalla del programa DuctSizer	51
Figura 23 Sistema de ductos de inyección de la UMA-01	52
Figura 24 Sistema de ductos de extracción UEX-01 y UEX-02.....	53
Figura 25 Sistema de ductos de retorno de la UMA-01	54
Figura 26 Sistema de ductos para colección de polvos.....	55
Figura 27 Sistema hidráulico	56
Figura 28 Diagrama unifilar del sistema HVAC.....	57
Figura 29 Arreglo de filtros UMA-01	58
Figura 30 Arreglo de filtros UEX-01	59
Figura 31 Arreglo de filtros UEX-02.....	59
Figura 32 Selección del serpentín de enfriamiento UMA-01	62
Figura 33 Dimensiones del serpentín de enfriamiento UMA-01	63
Figura 34 Arreglo del serpentín de enfriamiento UMA-01	64
Figura 35 Selección del serpentín de calentamiento UMA-01.....	66
Figura 36 Dimensiones del serpentín de calentamiento UMA-01	67
Figura 37 Selección del humidificador para la UMA-01	69
Figura 38 Esquema interno del humidificador para la UMA-01.....	70
Figura 39 Humidificador para UMA-01	70
Figura 40 Selección del colector de polvos	72
Figura 41 Colector de polvos	73
Figura 42 Selección del ventilador para la UEX-01.....	75
Figura 43 Selección del ventilador para la UEX-02.....	77
Figura 44 Selección del ventilador para la UMA-01	79
Figura 45 Selección de la Unidad Generadora de Agua Helada	81
Figura 46 Unidad Generadora de Agua Helada.....	82
Figura 47 Selección de la Unidad Generadora de Agua Caliente	84
Figura 48 Unidad Generadora de Agua Caliente.....	85
Figura 49 Curva para selección de bomba para agua helada.....	87
Figura 50 Bomba para Agua Helada	87
Figura 51 Curva para selección de bomba para agua caliente.....	89
Figura 52 Bomba para agua caliente.....	89
Figura 53 diagrama del sistema de control	91
Figura 54 Materiales de construcción para muros.....	100
Figura 55 Materiales de construcción para el techo	101
Figura 56 Materiales de construcción de ventanas	102



Símbolos, unidades y abreviaturas.

Símbolos

A	Área
Cd	Coefficiente de descarga
Cp	Calor específico
h	Entalpia
F	Factor de forma de la ventana
Nc	Número de cambios
m	Masa
P	Presión
q	Calor
T	Temperatura
U	Coefficiente de transmisión de calor
V	Volumen
v	Velocidad
W	Humedad específica
\dot{m}	Flujo de masa
\dot{V}	Flujo de aire
ρ	Densidad
\emptyset	Humedad relativa
%	Porcentaje
"	Pulgada

Unidades

°C	Grado centígrado
°N	Grados Norte
BTU	British Thermal Unit
cal	caloría
ft	pie
h	hora
in	pulgada
kg	kilogramo
l	litro
m	metro
min	minuto
Pa	Pascal
s	segundo
W	Watt

Las unidades utilizadas en los diferentes cálculos a desarrollar serán expresadas en ambos sistemas (internacional e inglés) por ser práctica común en el ramo del aire acondicionado



Abreviaturas



ASNM

AMERIC

CP

FB

FGS

HEPA

HP

HR

HVAC

OMS

UEX

UMA

Altura Sobre el Nivel del Mar

Asociación Mexicana de Empresas del Ramo de
Instalaciones para la Construcción A.C

Colector de Polvos

Factor de Bypass

Factor de Ganancia Solar

High Efficiency Particle Arresting

Horse Power

Humedad Relativa

Heating, Ventilating and Air Conditioning

Organización Mundial de la Salud

Unidad de Extracción

Unidad Manejadora de Aire



Introducción

Por el impacto en el bienestar de la población, los medicamentos e insumos para la salud precisan de un riguroso proceso de producción para garantizar la seguridad y eficiencia de los mismos.

Las características del aire dentro de un laboratorio farmacéutico constituyen un papel muy importante durante la fabricación de medicamentos, la normatividad que hoy en día existe a nivel mundial, obliga a los laboratorios a cumplir condiciones mínimas bajo las cuales, la fabricación de medicamentos garantice su calidad.

Por lo anterior, la implementación de un sistema HVAC es indispensable para los establecimientos dedicados a la fabricación de medicamentos para uso humano, así como para los laboratorios de control de calidad, almacenes de acondicionamiento, depósito y distribución de medicamento y materias primas para su elaboración.

Objetivos

Objetivo general

Calcular y seleccionar un sistema HVAC para un laboratorio farmacéutico de acondicionamiento primario y secundario, el sistema deberá cumplir con las condiciones que especifica la Norma Oficial Mexicana NOM-059-SSA1-2013, "Buenas prácticas de fabricación de medicamentos".

Objetivo específico

Diseñar un sistema HVAC para un laboratorio de acondicionamiento primario y secundario de medicamentos, ubicado en la ciudad de Querétaro, Querétaro.

Bajo la NOM-059-SSA1-2013, la clasificación de áreas del laboratorio pertenecen a una ISO-Clase 8 (Acondicionamiento Primario) e ISO-Clase 9 (Acondicionamiento Secundario), las condiciones requeridas para la instalación del sistema de aire acondicionado deberán ser las siguientes:

Tabla 1 Condiciones de diseño de acuerdo a la NOM-059-SSA1-2013

Temperatura de bulbo seco	Humedad	Presión diferencial y flujo de aire	Cambios de aire (mínimos) por hora
18°C-25°C	30 a 65% HR	>5 Pa, Presión negativa donde se generan polvos con respecto a los cuartos adyacentes y positiva con respecto a donde no se generan polvos	10 a 20

A pesar de que la NOM-059-SSA1-2013 no exige un número de cambios de aire por hora para las áreas de Acondicionamiento Secundario, Se considerarán las mismas condiciones que para el Acondicionamiento Primario.

Se diseñará el sistema HVAC para las condiciones exteriores del lugar para verano e invierno, de tal manera que para ambas situaciones el sistema de aire cumpla con los requerimientos solicitados por la norma.

A continuación se muestran las condiciones para diseño tanto en verano como para invierno así como también las condiciones requeridas al interior de las áreas del laboratorio

Tabla 2 Condiciones exteriores de diseño para verano

LUGAR	UBICACIÓN GEOGRÁFICA			DATOS DE VERANO		
	Latitud N	Longitud O	A.S.N.M m	Temperatura promedio máxima ext. °C	Temperatura de Cálculo	
					BS °C	BH °C
Querétaro, Querétaro	20° 36'	100° 23'	1842	36.2	33	21

Tabla 3 Condiciones exteriores de diseño para invierno

LUGAR	UBICACIÓN GEOGRÁFICA			DATOS DE INVIERNO	
	Latitud N	Longitud O	A.S.N.M m	Temperatura promedio mínima ext. °C	Temperatura de Cálculo
					BS
Querétaro, Querétaro	20° 36'	100° 23'	1842	-4.9	0

Tabla 4 Condiciones requeridas en las áreas del laboratorio

Temperatura T _{BS} °C	Humedad Relativa %	Cambios de aire (mínimos) por hora c/h
18 a 25	30 a 65%	10 a 20

CAPÍTULO 1 GENERALIDADES

1.1 Cuarto Limpio

1.1.1 Definición

La OMS define a un cuarto limpio como “Un área con control ambiental definido de partículas y contaminación microbiana, construido y utilizado de una manera tal que se reduzca la introducción, generación y retención de contaminantes dentro de la zona”

La norma internacional ISO 14644-1 *Clean rooms and associated controlled environments* define a un cuarto limpio como “Un cuarto en el cual la concentración de partículas en el aire es controlada, y la cual es elaborada y utilizada de manera que se minimice la introducción, generación y retención de partículas en el interior del cuarto y en el cual otras partículas y parámetros relevantes, como temperatura, humedad y presión son controlados como sea necesario”

1.1.2 Clasificación

La clasificación de un cuarto limpio dependerá de la limpieza del aire que en ellos se requiera, dicha limpieza dependerá a su vez del tipo de proceso o actividad que en el cuarto se realice.

1.2 Laboratorios Farmacéuticos

Dentro de las actividades y procesos que demandan cuartos limpios, la industria farmacéutica se encuentra dentro de los primeros, lo anterior es debido a la necesidad de contar con un ambiente controlado para la producción de medicamentos. En la siguiente figura se pueden observar las diversas aplicaciones para cuartos limpios.

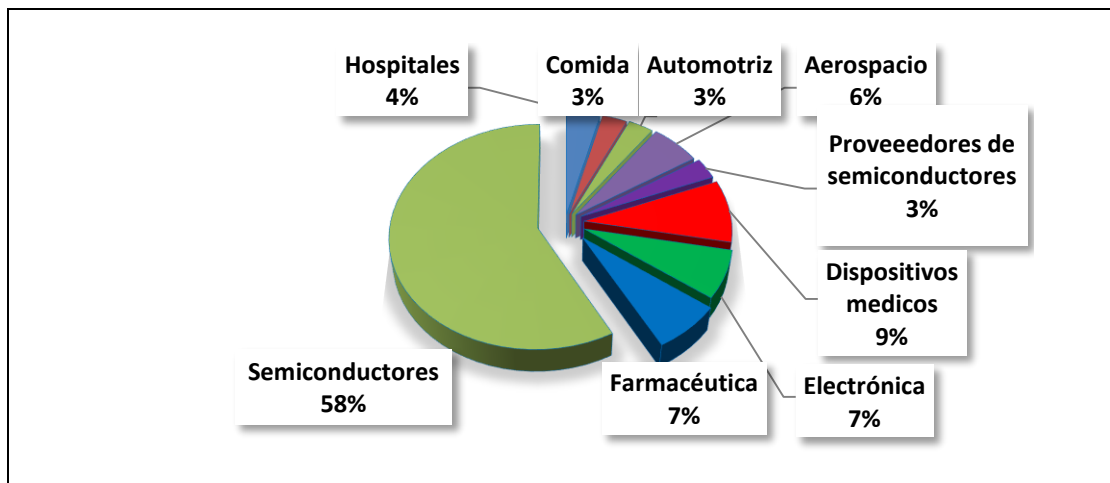


Figura 1 Distribución de cuartos limpios de acuerdo al tipo de industria¹

¹ Castaño J.C. & Orozco C.A. (2008). Aplicaciones de los cuartos limpios. En Metodología para el diseño de cuartos limpios (188). Universidad Tecnológica de Pereira. Colombia



El sector farmacéutico se enfoca a la investigación, desarrollo, producción y comercialización de productos químicos o biofármacos utilizados para la prevención o el tratamiento de enfermedades.

Los laboratorios farmacéuticos son *cuartos limpios* diseñados y construidos de manera tal, que garanticen medicamentos de calidad, eficaces y seguros. Su importancia radica en una buena infraestructura en instalaciones y equipo.

Los tres sistemas de mayor importancia, llamados también “sistemas críticos” para un laboratorio farmacéutico son:

- A. HVAC
- B. Aire comprimido
- C. Agua purificada

1.3 Marco regulatorio

El sistema regulatorio tanto a nivel mundial como a nivel nacional, es el encargado de exigir condiciones seguras que garanticen la salud del personal que fabrica medicamentos así como una buena calidad en el manejo de los distintos procesos para la elaboración de los mismos.

Algunas normas que regulan las condiciones de un laboratorio farmacéutico y en general de un cuarto limpio son:

- WHO “Good Manufacturing Practices for Pharmaceutical Products”
- ISO-14644-1 “Clean rooms and associated controlled environments” Clasificación of air cleanliness.
- US FDA “Sterile Drug Products Produced by Aseptic Processing. Good Manufacturing Practice”
- British Standard BS-5295-1 “Environmental Cleanliness in Enclosed Spaces” Specification for clean rooms and Clean Air Devices”
- Federal Standard FE-209E “Clean room and work station Requirements, controlled environments”
- NOM-059-SSA1-2013 “Buenas prácticas de fabricación de medicamentos”

1.4 Parámetros de control para un sistema HVAC

Los fundamentos para el diseño de un *laboratorio farmacéutico* tienen por objetivo evitar la concentración de partículas aerotransportadas controlando las fuentes generadoras de las mismas. Lo anterior implica a los sistemas HVAC como principales sistemas, responsables de mantener las condiciones requeridas de aire en un laboratorio farmacéutico.

1.4.1 Presiones Diferenciales

Uno de los parámetros más importantes en el diseño de sistemas HVAC es el control de presiones entre cuartos. Al tener un control sobre las presiones en cada uno de ellos, se podrá evitar la contaminación de agentes externos por infiltración y de igual manera una contaminación cruzada, al evitar que el producto existente entre las distintas áreas se mezcle.

1.4.2 Calidad del aire

La calidad del aire al interior de un laboratorio se podrá controlar mediante filtros en el sistema de suministro de aire que garanticen la retención de partículas provenientes del exterior.

1.4.3 Temperatura y Humedad

Un buen control sobre estos dos parámetros evitará crear una atmosfera en donde agentes patógenos puedan crearse y posteriormente reproducirse.

El control de la temperatura creará un ambiente estable tanto para los materiales, instrumentos y confort del personal.

El control de la humedad ayudará a prevenir condensación sobre superficies de trabajo, eliminar electricidad estática y suministrará confort al personal.

1.4.4 Cambios por hora

Al aumentar la frecuencia con que los cambios de aire se presentan en un laboratorio, se estará minimizando el riesgo de una alta concentración de contaminación en el aire al interior del cuarto.



1.5 Metodología de diseño

Para diseñar un sistema HVAC para un laboratorio farmacéutico, se deben tener en cuenta los siguientes aspectos de manera general:

I.- Identificar el tipo de laboratorio donde se va a realizar el proyecto (Diseño y desarrollo, producción, acondicionamiento, almacén de materias primas o producto terminado, etc.).

II.- Definir las condiciones internas de temperatura y humedad, cambios de aire por hora, limpieza del aire y presiones diferenciales

IV.- Establecer los niveles de control y tolerancias

V.- Realizar el cálculo de cargas térmicas utilizando datos de temperatura de bulbo seco y humedad relativa o bulbo húmedo del exterior y diseñar para las condiciones más extremas que se puedan presentar.

VI.- Considerar volúmenes de las áreas.

VII.- Diseñar un sistema HVAC que proporcione las condiciones de aire requeridas dentro de los cuartos.

VIII.- Seleccionar los equipos y componentes considerando las condiciones del lugar de la instalación.

CAPÍTULO 2 REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA HVAC

2.1 Clasificación de áreas

Se utilizará a la NOM-059-SSA1-2013.² como base para el diseño del sistema HVAC.

La planta contará con dos zonas principales, una para acondicionamiento primario y otra para acondicionamiento secundario.

De acuerdo a la NOM-059-SSA1-2013 la clasificación de áreas que se tiene para el laboratorio farmacéutico se muestra en las siguientes tablas:

Tabla 5 Áreas clasificadas como ISO-8

Nombre de las áreas para Empaque Primario	Clasificación de áreas de acuerdo a la NOM-059-SSA1-2013
<ul style="list-style-type: none"> • ESC-02 Esclusa de Entrada y Salida de Personal y Material • ESC-06 Esclusa de Entrada de Graneles y Materiales • PAS-03 Pasillo de Acceso a la Línea 1 y Línea 2 de Emblistado • SOL-01 Línea 1 Emblistado MB430 • SOL-02 Línea 2 Emblistado MB421 	<p>ISO-Clase 8</p>

² Secretaria de Salud. (2013). Apéndice A (Normativo). Áreas de Fabricación. En NOM-059-SSA1-2013, Buenas prácticas de fabricación de medicamentos. Diario Oficial de la Federación. México

Tabla 6 Áreas clasificadas como ISO-9

Nombre de las áreas para Empaque Secundario	Clasificación de áreas de acuerdo a la NOM-059-SSA1-2013
<ul style="list-style-type: none"> • ACO-01 Línea 3 Empacado MB430 • ACO-02 Línea 4 Empacado MB421 • ACO-03 Línea 2 Etiquetadora Libra • ACO-04 Línea 1 Etiquetadora Libra • ACO-05 Línea 1 de Acondicionamiento Secundario • ESC-01 Vestidor de personal • ESC-03 Esclusa de Salida de Producto Terminado • ESC-04 Esclusa de Entrada de Materiales • ESC-05 Esclusa de Entrada de Materiales • FOR-01 Cuarto de Formatos • OFI-01 Oficina de Calidad • OFI-02 Oficina de Reporteo • OFI-03 Oficina de Supervisor • PAS-01 Pasillo de Entrada del Personal y Salida de Producto terminado • PAS-02 Pasillo de Entrada y Salida de Personal y Materiales a Cuartos • PAS-04 Pasillo de Acceso al Vestidor y Oficinas • SER-01 Cuarto de Lavado • SER-02 Cuarto de Lavado de Uniformes • SER-03 Cuarto de Limpieza 	<p>ISO-Clase 9</p>

Las siguientes figuras muestran la distribución de los cuartos limpios dentro del laboratorio y su clasificación con base a la NOM-059-SSA1-2013.

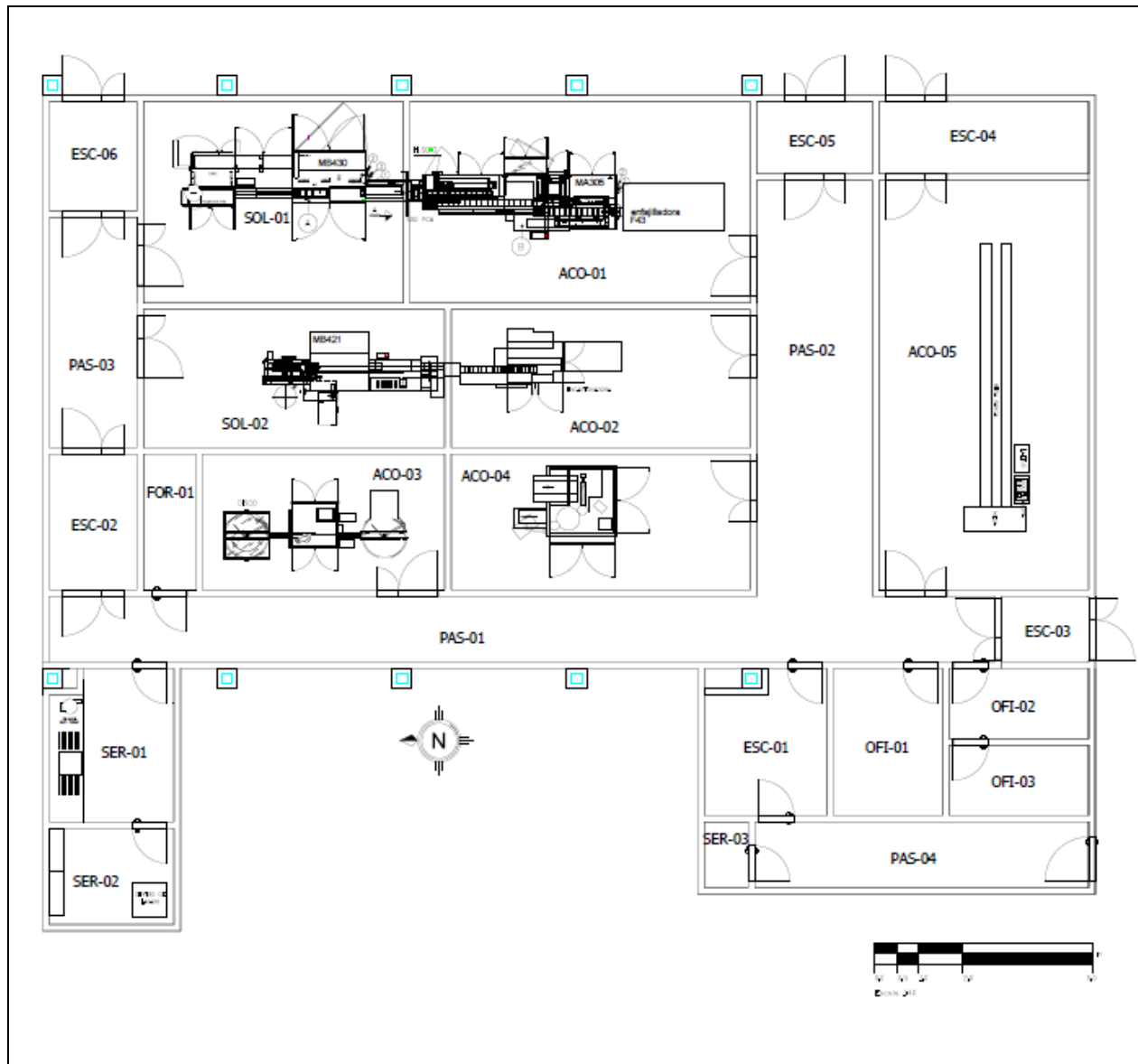


Figura 2 Plano arquitectónico del laboratorio

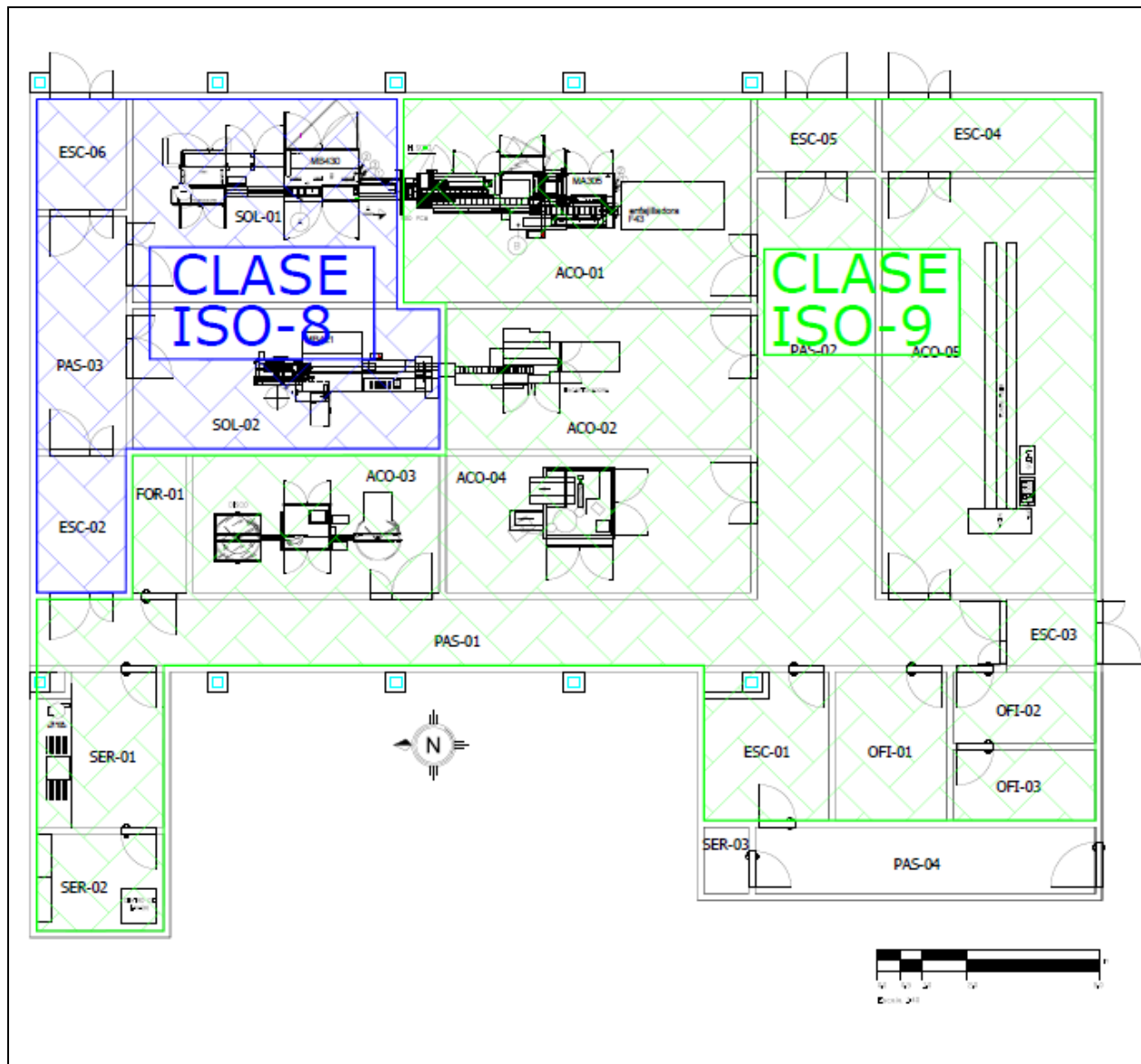


Figura 3 Plano de clasificación de áreas del laboratorio

2.2 Zonificación de Equipos

El sistema de aire acondicionado contará con una Unidad Manejadora de Aire (UMA-01) para suministrar aire acondicionado a todas las áreas del laboratorio.

El sistema HVAC debe estar diseñado e integrado de forma tal que permita cumplir con la clasificación requerida de acuerdo a la NOM-059-SSA1-2013. Los correspondientes a clase **ISO-8** deben contar como mínimo con filtros de eficiencia 95 % y para clase **ISO-9** deben contar como mínimo con filtros de eficiencia 85%. La siguiente figura muestra las áreas a las que dará servicio la UMA-01.

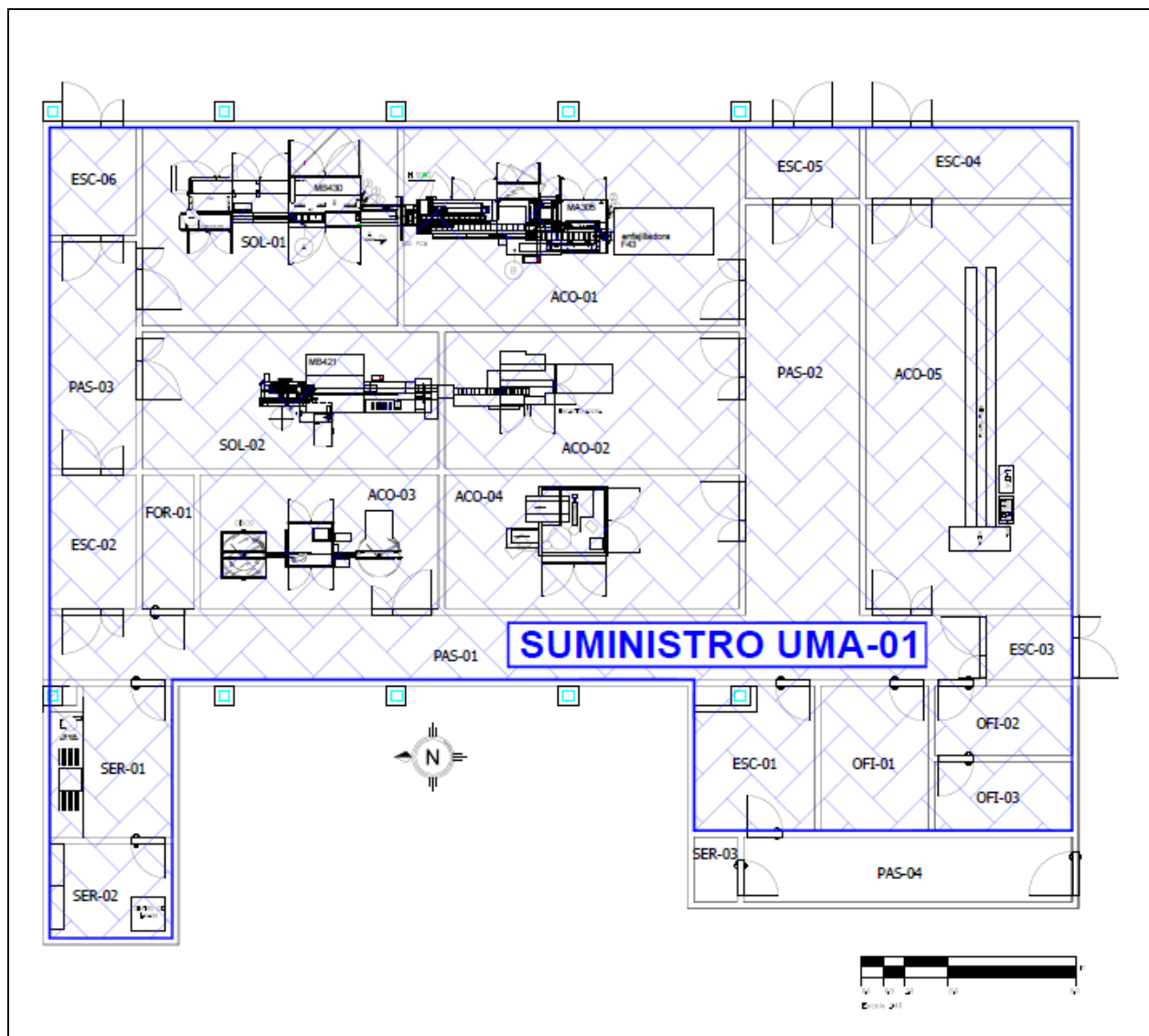


Figura 4 Plano de zonificación de inyección de la UMA-01

Con el fin de ahorrar energía en el sistema general HVAC, La Unidad Manejadora de Aire retornará aire de aquellas zonas en donde no se encuentra el producto expuesto.

No debe existir recirculación de aire en los sistemas HVAC de áreas donde se procesan organismos patógenos viables y evitar su liberación al medio ambiente.³

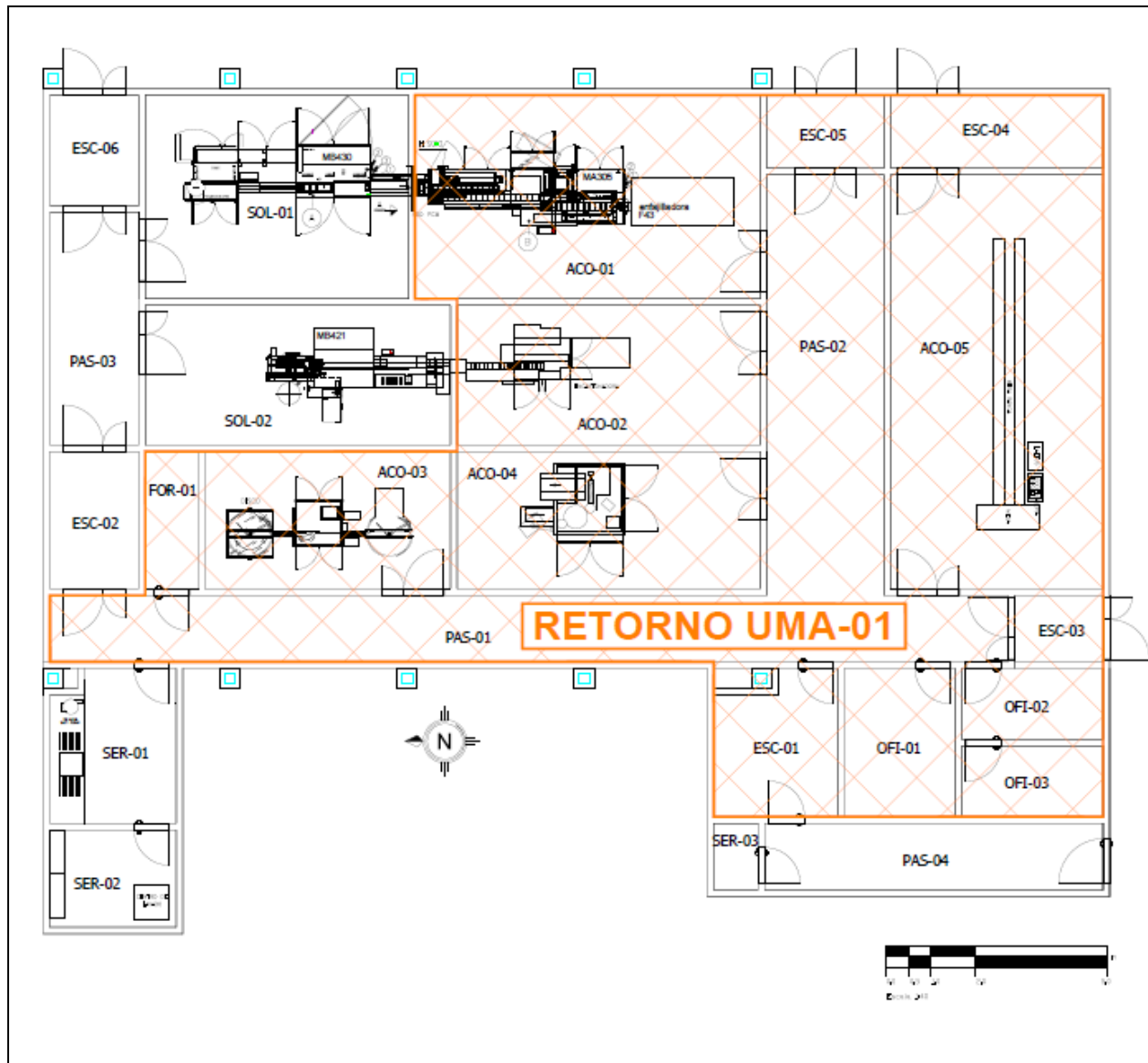


Figura 5 Plano de zonificación de retorno de la UMA-01

³ Secretaría de Salud. (2013). 8.2.2.12. En NOM-059-SSA1-2013, Buenas prácticas de fabricación de medicamentos. Diario Oficial de la Federación. México

Se utilizarán dos unidades de extracción de aire, ambas con filtros para evitar la liberación hacia el medio ambiente de agentes patógenos.

La UEX-01 extraerá el aire de aquellas zonas donde el producto está expuesto, se utilizarán filtros con una eficiencia de 85% (primera etapa) y 95% (segunda etapa)

La UEX-02 extraerá el aire de los cuartos de lavado, la extracción de los cuartos de lavado no puede combinarse con la extracción de otros cuartos para evitar la acumulación de producto en los ductos de extracción debido a la humedad que existe en los cuartos de lavado. Se utilizarán filtros con una eficiencia del 45%. En la siguiente figura se pueden observar los cuartos a los que dará servicio cada una de las Unidades de Extracción.

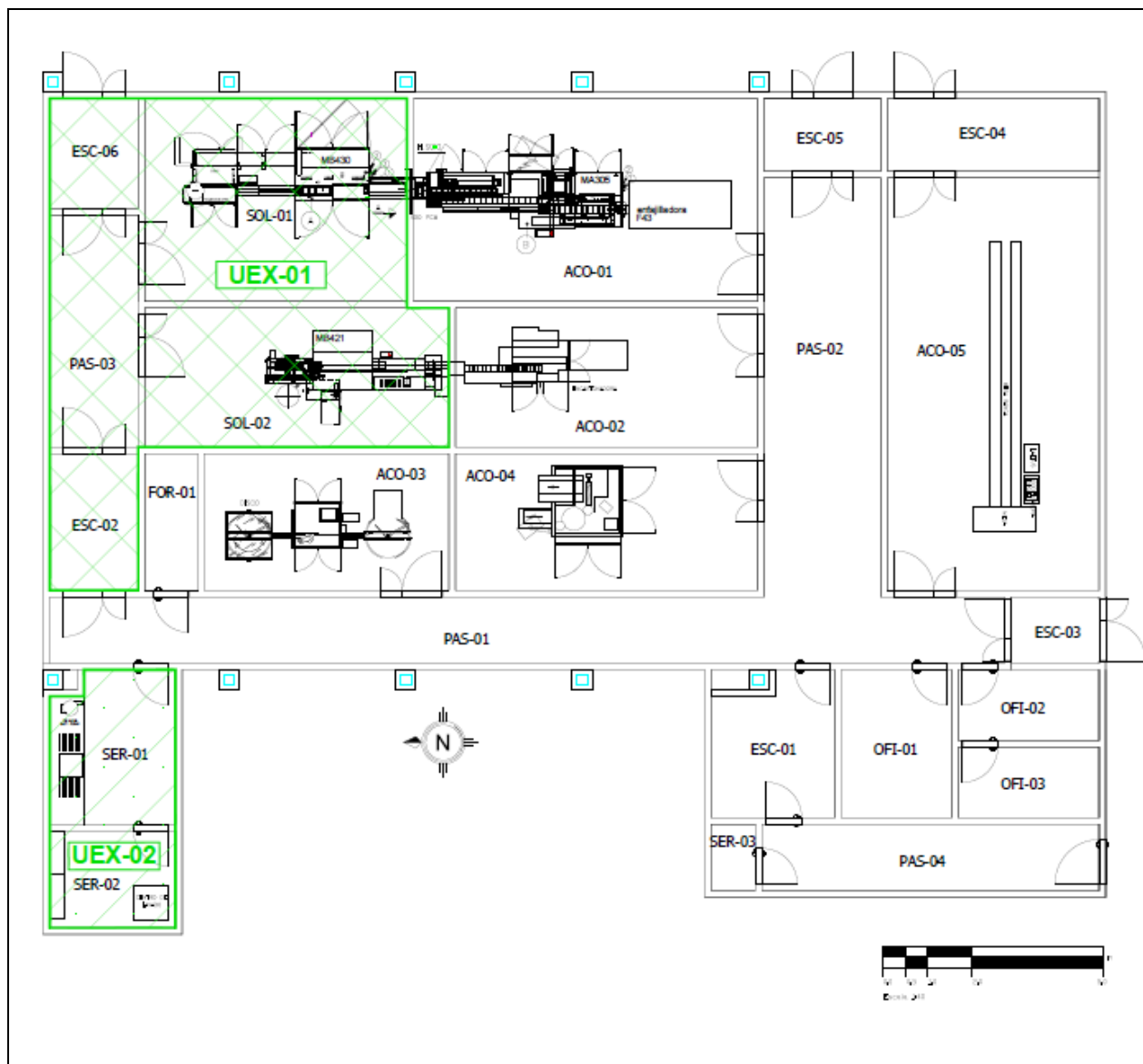


Figura 6 Plano de zonificación de las Unidades de Extracción

Las áreas de producción en las que se generen polvos (muestreo, pesado, mezclado u otro proceso) deben contar con sistemas de extracción y colección de polvos que por su diseño eviten contaminación cruzada y al medio ambiente.⁴

Se define como *contaminación cruzada* a la presencia de entidades físicas, químicas o biológicas indeseables, procedentes de un proceso o producto diferente.

A continuación se puede apreciar los cuartos que requieren colección de polvos.

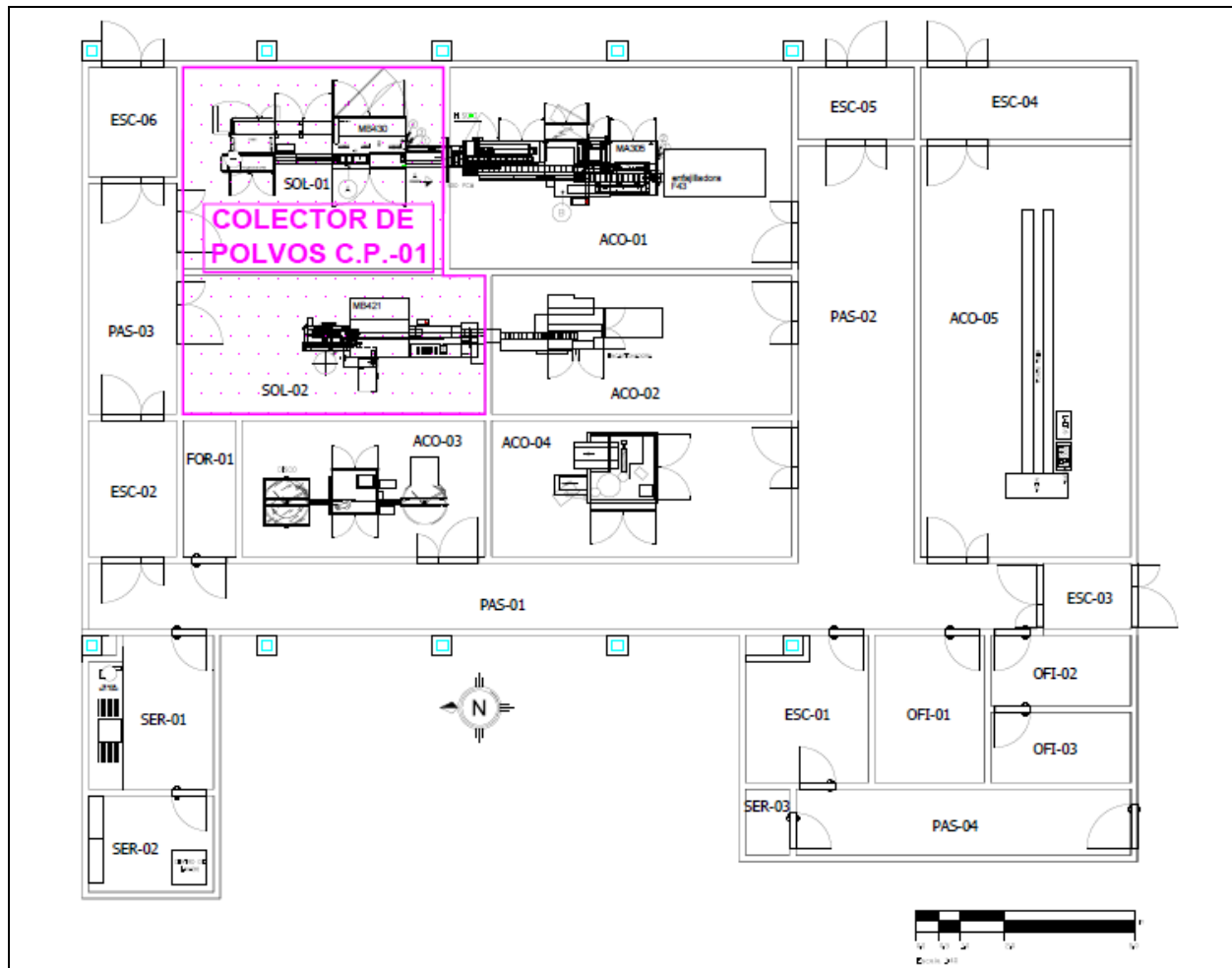


Figura 7 Plano de zonificación del Colector de Polvos

Las áreas donde se encuentran emblisteadoras de medicamentos cuentan con tolvas donde es depositado el medicamento en forma de tableta, al vaciar las tabletas dentro de la tolva se produce polvo indeseable para el área, por lo que, se colocan tomas fabricadas de acero inoxidable encima de la tolva para extraer dicho polvo.

⁴ Secretaría de Salud. (2013). 8.2.2.23. Áreas de Fabricación. En NOM-059-SSA1-2013, Buenas prácticas de fabricación de medicamentos. Diario Oficial de la Federación. México

2.3 Infiltraciones y presiones diferenciales

El término de **infiltración** es empleado para referirse al flujo de aire que atraviesa por una puerta o un paso de banda de un cuarto a otro. El sentido de las infiltraciones estará condicionado por las presiones de los cuartos, teniendo siempre un recorrido del cuarto de mayor presión al de menor presión.

Por lo anterior, se requiere establecer la presión de cada uno de los cuartos para cumplir con el sentido de la infiltración deseado.

Las áreas de producción, muestreo, pesadas, envasado primario y todas aquellas donde se encuentren expuestos insumos, productos y sus servicios inherentes (particularmente los sistemas de aire) a productos de los grupos penicilínicos, cefalosporínicos, hormonales esteroidales de los grupos andrógenos, estrógenos y progestágenos, hemoderivados, biológicos y aquellos que tengan alta actividad farmacológica o alta toxicidad, deben ser completamente independientes y autocontenidas.⁵

El sentido de las infiltraciones tiene un papel muy importante dentro del diseño de los sistemas de aire acondicionado, si el sentido de las infiltraciones se diseña de manera correcta, el producto y agentes contaminantes nunca contaminarán otras áreas del laboratorio y/o el medio ambiente. El principio para cualquier laboratorio farmacéutico es el de garantizar la salud de los seres humanos, por lo que, es preferible que se contamine el propio producto y no el personal que se encuentra operando en otras áreas.

Para todos los laboratorios farmacéuticos, se construyen esclusas para los accesos de personal y material a la planta. Estas esclusas se diseñan, en la mayoría de los casos, con mayor presión con respecto a las áreas adyacentes, esto, con el objetivo de funcionar como barreras de contención para evitar la contaminación por parte del medicamento hacia el exterior.

Se consideran presiones manométricas ya que el flujo de aire de las infiltraciones, dado en m^3/h , estará condicionado por la diferencial de presión entre los cuartos.

⁵ Secretaría de Salud. (2013). 8.2.2.1. Áreas de Fabricación. En NOM-059-SSA1-2013, Buenas prácticas de fabricación de medicamentos. Diario Oficial de la Federación. México

En la siguiente figura se pueden observar los valores de las presiones manométricas de cada uno de los cuartos del laboratorio.

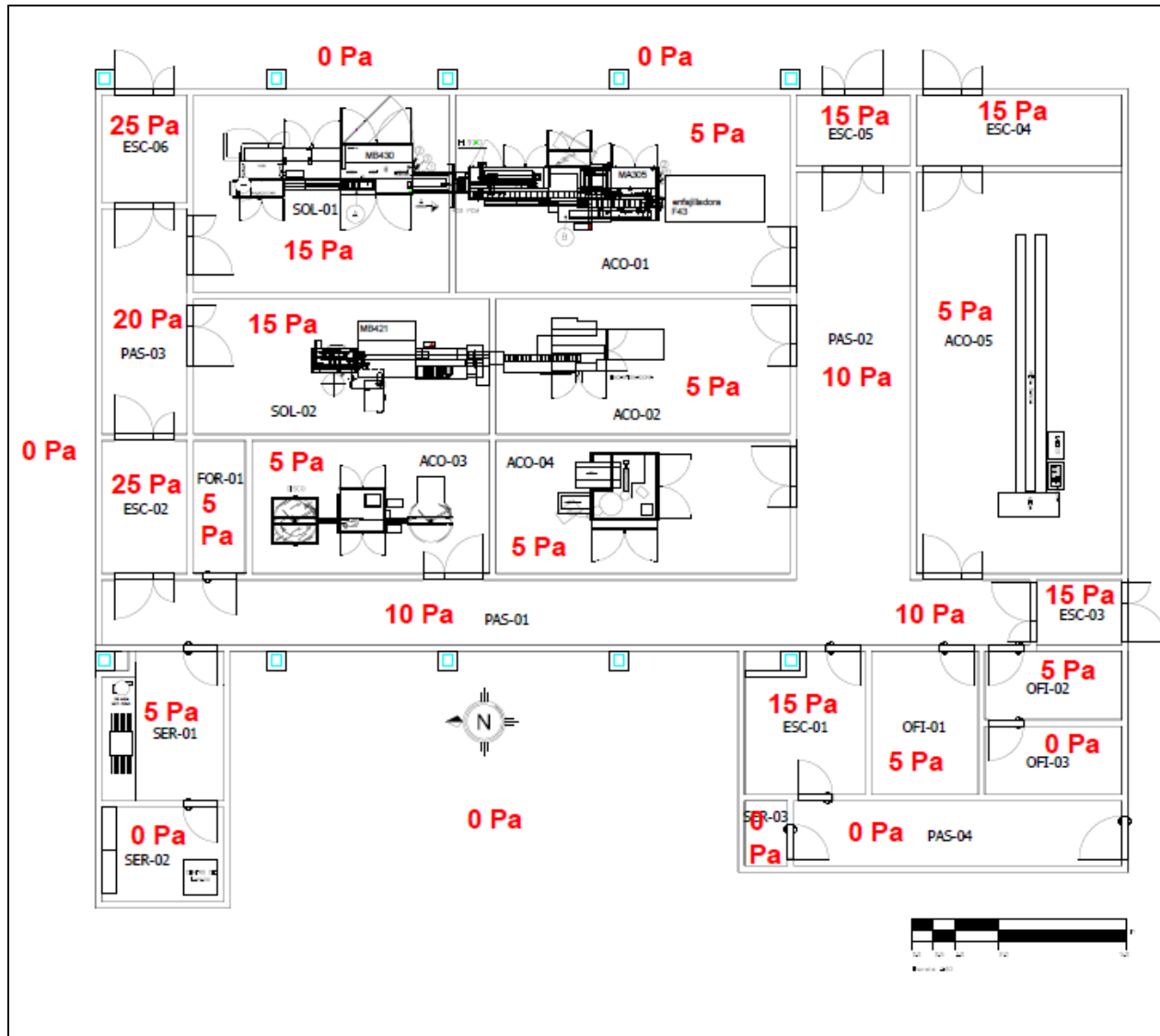


Figura 8 Plano de presiones manométricas de las áreas del laboratorio

El valor mínimo de la presión diferencial entre áreas, con base a la NOM-059-SSA1-2013, deberá ser de 5 Pa.

2.3.1 Cálculo de Infiltraciones

Para conocer el valor de cada infiltración a través de puertas y/o pasos de banda se utiliza la Ecuación standard ⁶ para flujos a través de orificios:

$$\dot{V} = C_d * A * \sqrt{\frac{2(\Delta P)}{\rho}}$$

Dónde:

$$\dot{V} = \text{Flujo de aire} \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

C_d = Coeficiente de descarga (0.65)

A = Área efectiva de la infiltración [m^2]

(ΔP) = Diferencia de presión a través de la puerta [Pa]

ρ = Densidad del aire a la temperatura T_0 y Presión P_0 del flujo $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$

De acuerdo a las tablas de AMERIC, la ciudad de Querétaro, Querétaro se encuentra a 1842 m sobre el nivel del mar. La presión atmosférica, considerando el aire a 21.5 °C y 50% de humedad relativa es de 81 kPa. La densidad del aire es de 1.058 kg/m³

Para el cálculo del área efectiva de la infiltración se consideran 0.01 m en la parte inferior y 0.002 m tanto en las partes laterales como superior de las puertas.

El alto de cada puerta se considera de 2.10 m mientras que el ancho de las mismas varía dependiendo del cuarto.

⁶ ASHRAE. (2007). Pressurization (smoke control). Fire and Smoke Management. Chapter 52. En HVAC APPLICATIONS. Atlanta. ASHRAE.

La siguiente tabla contiene los valores de todas las infiltraciones de aire a través de puertas

Tabla 7 Valor de las infiltraciones de aire

N° Puerta	área de mayor presión vs área de menor presión	Dimensiones de la puerta [m]		Presiones de áreas [Pa]		ΔP [Pa]	Flujo de infiltración TOTAL		
		Altura	Ancho	Mayor	Menor		$\left[\frac{m^3}{s}\right]$	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	Corregido $\left[\frac{m^3}{h}\right]$
1	ESC-06 VS EXTERIOR	2.1	1.5	25	0	25	0.16	559.8	560
2	ESC-06 VS PAS-03	2.1	1.5	25	20	5	0.07	250.4	255
3	PAS-03 VS SOL-01	2.1	1.5	20	15	5	0.07	250.4	255
4	PAS-03 VS SOL-02	2.1	1.5	20	15	5	0.07	250.4	255
5	ESC-02 VS PAS-03	2.1	1.5	25	20	5	0.07	250.4	255
6	ESC-02 VS PAS-01	2.1	1.5	25	10	15	0.12	433.6	435
7	PAS-01 VS FOR-01	2.1	0.95	10	5	5	0.06	202.9	205
8	PAS-01 VS SER-01	2.1	0.9	10	5	5	0.06	198.6	200
9	SER-01 VS SER-02	2.1	0.9	5	0	5	0.06	198.6	200
10	PAS-01 VS ACO-03	2.1	1.5	10	5	5	0.07	250.4	255
11	PAS-02 VS ACO-04	2.1	1.5	10	5	5	0.07	250.4	255
12	PAS-02 VS ACO-02	2.1	1.5	10	5	5	0.07	250.4	255
13	PAS-02 VS ACO-01	2.1	1.5	10	5	5	0.07	250.4	255
14	ESC-05 VS PAS-02	2.1	1.5	15	10	5	0.07	250.4	255
15	ESC-02 VS EXTERIOR	2.1	1.5	15	0	15	0.12	433.6	435
16	ESC-04 VS ACO-05	2.1	1.5	15	5	10	0.10	354.1	355
17	ESC-05 VS EXTERIOR	2.1	1.5	15	0	15	0.12	433.6	435
18	PAS-01 VS ACO-05	2.1	1.5	10	5	5	0.07	250.4	255
19	ESC-03 VS EXTERIOR	2.1	1.5	15	0	15	0.12	433.6	435
20	ESC-03 VS PAS-01	2.1	1.5	15	10	5	0.07	250.4	255
21	PAS-01 VS OFI-02	2.1	0.9	10	5	5	0.06	198.6	200
22	OFI-02 VS OFI-03	2.1	0.9	5	0	5	0.06	198.6	200
23	PAS-01 VS OFI-01	2.1	0.9	10	5	5	0.06	198.6	200
24	ESC-01 VS PAS-01	2.1	0.9	15	10	5	0.06	198.6	200
25	ESC-01 VS PAS-04	2.1	0.9	15	0	15	0.10	343.9	345

Los sentidos de las infiltraciones basados en el diseño de presiones en cada cuarto se representan en la siguiente figura:

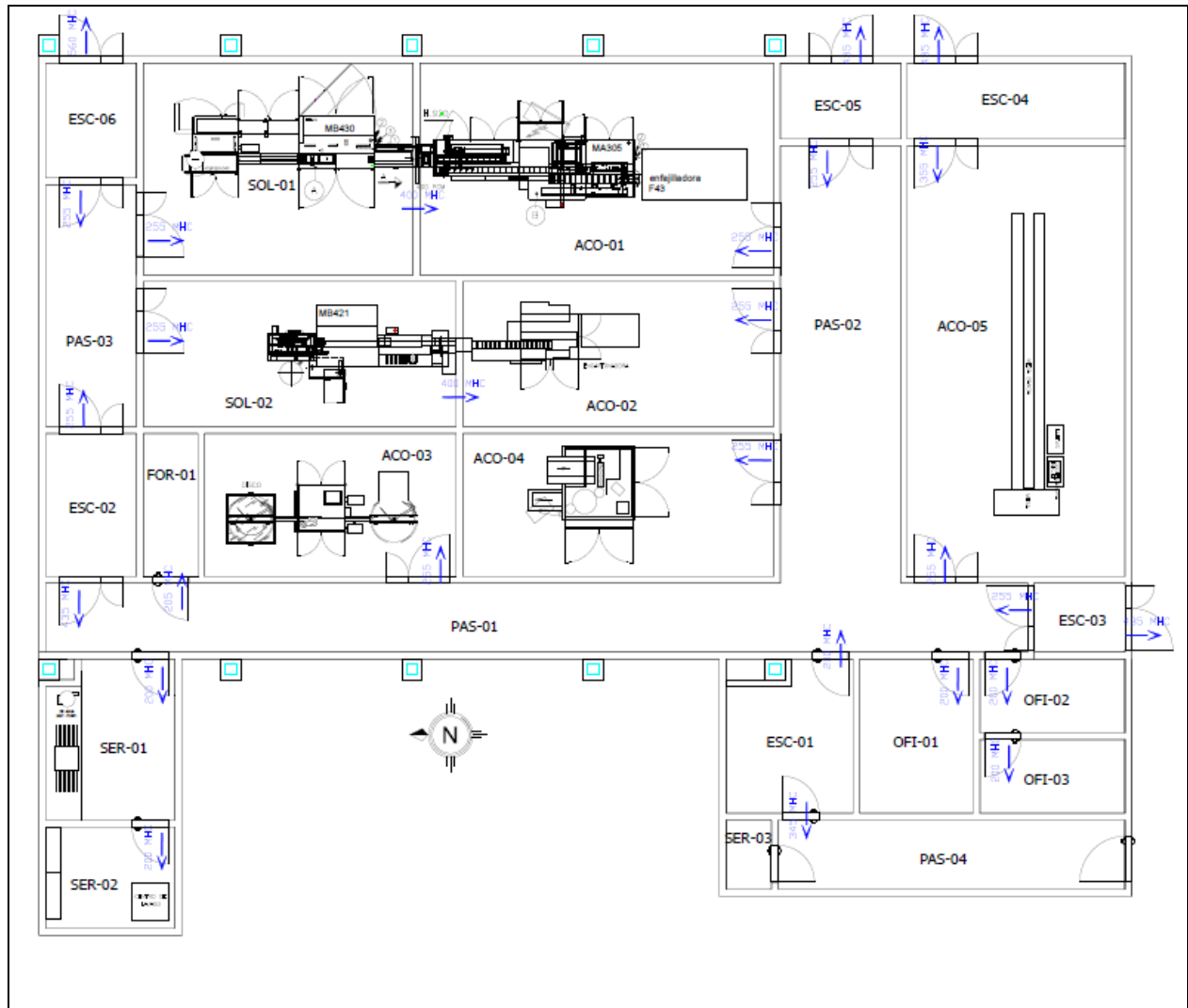


Figura 9 Plano de sentido de infiltraciones

2.4 Cambios por hora de aire

Con base a la clasificación de áreas que la NOM-059-SSA1-2013 establece según el tipo de proceso que se lleva a cabo en el laboratorio, se determina el número de cambios por hora de aire mínimos para cada una de ellas. La siguiente Tabla pertenece al *apéndice normativo A* donde se establece el número de cambios requeridos para cada clasificación.

Tabla 8 Apéndice A (Normativo) NOM-059-SSA1-2013

21. Apéndice A (Normativo). Áreas de fabricación.										
Clasificación	Ejemplos de procesos	Número máximo permitido de partículas totales/ms:			Partículas viables		Presión diferencial y flujo de aire	Cambios de aire (mínimos) por hora	Temperatura y humedad	Vestimenta
		Condiciones estáticas/dinámicas		Frecuencia de monitoreo	(UFC)	Frecuencia de monitoreo				
		0.5 µm	5 µm							
ISO-Clase 5	Llenado aséptico. Operaciones asepticas. Muestreo, pesado y surtido de insumos estériles.	3 520 / 3 520	29 / 29	CONTINUO/ Durante todo el proceso de llenado	≤ 1/ms y ≤ 1/placas y ≤ 1/huellac	CONTINUO/ Durante todo el proceso de llenado	≥15 Pa con respecto a cuartos adyacentes, aplicando un concepto de cascada	n.a.	18°C a 25°C 65% HRg	Overol, escafandra, goggles cubrezapatos y guantes, estériles para área aseptica.
ISO-Clase 6	Entorno de ISO-Clase 5 para productos que no llevan esterilización terminal. Esclusas a cuartos de llenado. Cuartos vestidores para áreas ISO-Clase 5.	35 200 / 3 520 000	293 / 293	c/ 3 meses	≤ 10/m3 y ≤ 5/placas y ≤ 5/huellac	Diaria/Turno de producción	≥15 Pa con respecto a áreas no asepticas, aplicando un concepto de cascada	20 a 50	18°C a 25°C 30 a 65% HR	Igual que en ISO-Clase 5
ISO-Clase 7	Llenado de productos con esterilización terminal. Preparación de soluciones para filtración esterilizante, para esterilización terminal y elementos del sistema de contenedor-cierra. Entorno de ISO-Clase 5 para productos que llevan esterilización terminal. Almacenamiento de accesorios para formas farmacéuticas estériles.	352 000 / 3 520 000	2 930 / 29 300	c/ 6 meses a excepción de llenado de soluciones con esterilización terminal que se realice c/3 meses	≤ 100/ms y ≤ 50/placas	Semanalmente	>10 Pa	20 a 50	18°C a 25°C 30 a 65% HR	Uniforme de planta limpio; cabello, vello facial y corporal cubierto, cubrebocas y guantes
ISO-Clase 8	Entorno de ISO-Clase 7 Cuartos de aisladores. Cuartos incubadores y de refrigeración (localizadas en áreas de producción). Preparación y envasado primario de formas farmacéuticas no estériles. Muestreo, pesado y surtido de insumos no estériles.	3 520 000 / n.a.	29 300 / n.a.	c/ 6 meses	≤ 200/ms y ≤ 100/placas	Mensualmente	>5 Pa Presión negativa donde se generan polvos con respecto a los cuartos adyacentes y positiva con respecto a donde no se generan polvos	10 a 20	18°C a 25°C 30 a 65% HR	Uniforme de planta limpio; cabello, vello facial y corporal cubierto, cubrebocas y guantes
ISO-Clase 9	Acondicionamiento secundario.	35 200 000 / n.a.	293 000 / n.a.	Anualmente	n.a.	Anualmente	Presión positiva con respecto a áreas no clasificadas.	n.a.	18°C a 25°C	Uniforme de planta limpio; cabello cubierto.

Los cambios por hora para sistemas de ventilación, garantizan la sustitución del aire que se encuentra en el cuarto, el cual se considera indeseable porque carece de condiciones apropiadas como temperatura y humedad para los procesos que se llevan a cabo en el laboratorio. Para lograr cumplir con los cambios por hora establecidos por la norma, se utiliza un sistema de suministro de aire y otro de extracción, los cuales provocan a su paso un barrido o flujo de aire constante que arrastra todas las partículas contaminadas o no deseadas.

Se debe dimensionar cada una de las áreas que componen el laboratorio para conocer el volumen de cada cuarto y calcular así, el flujo de aire que deberá ser suministrado y extraído para cumplir con los cambios por hora que establece la norma.

$$V * N_c = \dot{V}$$

Donde:

$V = \text{volumen del cuarto [m}^3\text{]}$

$N_c = \text{cambios por hora } \left[\frac{1}{h} \right]$

$\dot{V} = \text{flujo de aire } \left[\frac{\text{m}^3}{h} \right]$

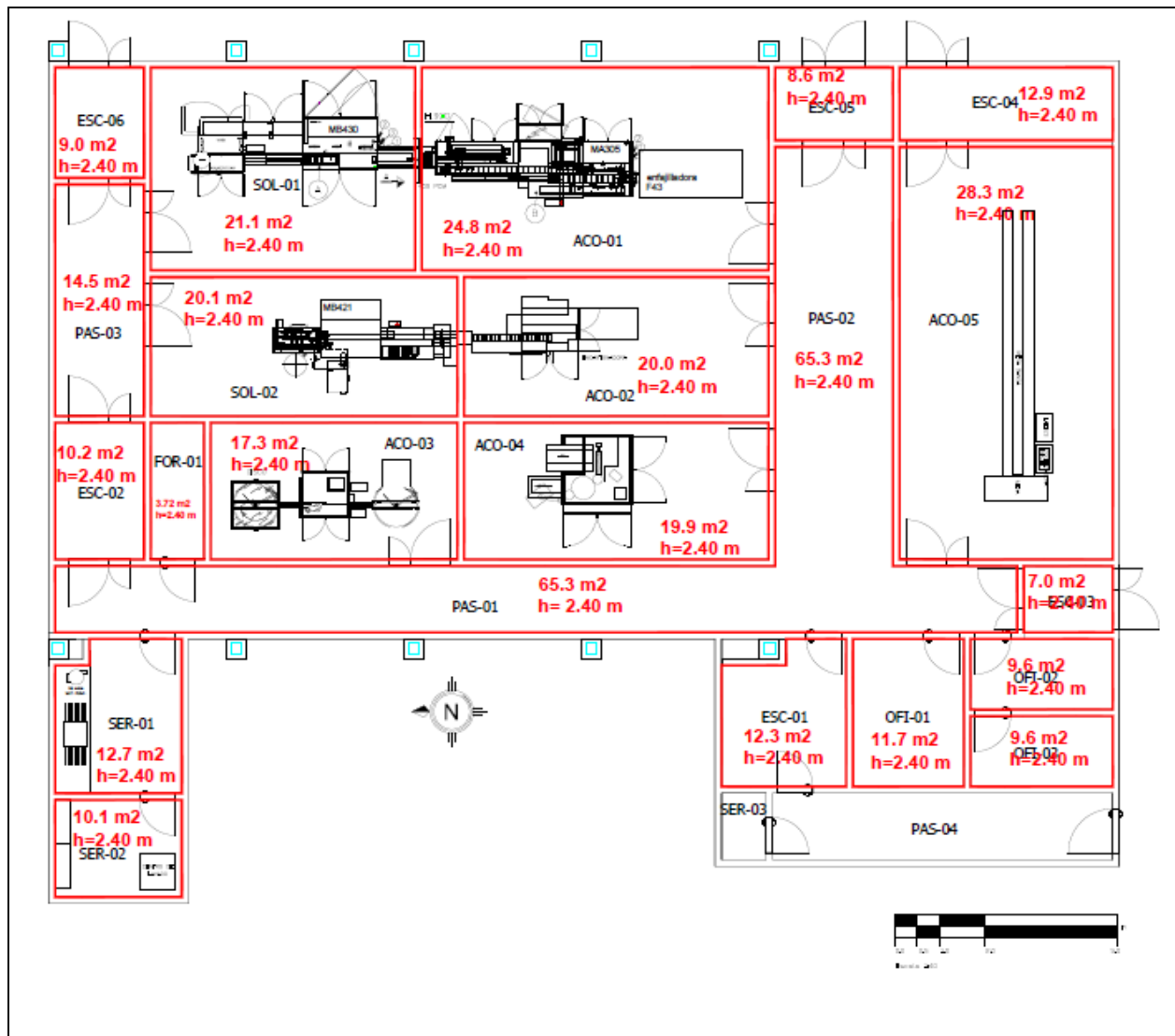


Figura 10 Plano de dimensionamiento de áreas

CAPÍTULO 3 BALANCE TÉRMICO

3.1 Cálculo de cargas térmicas VERANO

Se define a la carga térmica como la cantidad de calor que debe retirarse del espacio por refrigerar, para reducir y mantener la temperatura deseada.

Los equipos del sistema HVAC deberán garantizar que las condiciones que establece la NOM-059-SSA1-2013 permanezcan estables para cada uno de los cuartos del laboratorio.

Se deberá hacer un análisis de la carga térmica por separado de cada uno de los cuartos para conocer la cantidad de aire suministrado que cumpla con los cambios por hora mínimos y que garantice las condiciones de temperatura y humedad dentro de cada área.

Con fines de diseñar y seleccionar los equipos de aire acondicionado, se calculan las ganancias de calor en situaciones de carga plena. Las ganancias de calor consideradas para el análisis son:

1.- Ganancia de calor debida al efecto solar:

a) El calor transmitido por radiación a través de los cristales y absorbido en el interior de cada uno de los cuartos

b) El calor absorbido por las paredes o techos expuestos a los rayos solares y posteriormente transferidos al interior

2.- Ganancia de calor debida a la transmisión a través de las barreras que pueda haber, tales como paredes, ventanas, puertas, techos, particiones y pisos, y que es ocasionada por la diferencia de temperatura entre los dos lados de la barrera.

3.- Ganancia debida al aire de infiltración

4.- Ganancia de calor debida a los ocupantes

5.- Ganancia debida a máquinas, alumbrado o cualquier otro equipo que genere calor.

3.1.1 Ganancia de calor debida al efecto solar

La ganancia de calor debida a la radiación solar es una carga variable a lo largo de un día solar. Se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$q_{sol} = A * F * FGS$$

Donde:

$$q_{sol} = \text{ganancia de calor} \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

$$A = \text{área de ventanas} [m^2]$$

$$F = \text{factor de forma de la ventana}$$

$$FGS = \text{Factor de Ganancia Solar} \left[\frac{kcal}{hm^2} \right]$$

El Factor de Ganancia Solar tiene variación a lo largo de un día solar, que comienza a las 6:00 horas y termina a las 18:00 horas, por lo que, se debe calcular la carga térmica tomando en cuenta el horario en que es mayor el valor de Factor de Ganancia Solar.

Se consideran, para todos los casos, vidrio doble con placa regular de 6mm de espesor, el factor de forma para este arreglo es de 0.8⁷

⁷ Carrier Air Conditioning Co. (1980). Tabla 16 Factores totales de ganancia solar a través del vidrio. En Manual de Aire Acondicionado (1-46). Barcelona. Marcobo.

La tabla siguiente muestra los valores del Factor de Ganancia Solar de donde se tomarán los valores máximos para realizar el cálculo de ganancia de calor debida al efecto solar.

Tabla 9 Valores de ganancia solar para una latitud de 20° Norte ⁸

20° Latitud Norte														
Tiempo Solar		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Época del año	Fachada del edificio	$kcal/h m^2$												
jun-21	Norte	76	111	90	68	51	46	40	46	51	67	90	111	75
	Este	219	401	434	387	260	111	38	38	38	38	32	24	8
	Sur	8	24	32	38	38	38	38	38	38	38	32	24	8
	Oeste	8	24	32	38	38	38	38	111	260	387	434	401	220
JUL 23 MAY 21	Norte	54	75	62	46	40	38	38	38	40	46	62	75	54
	Este	203	401	442	393	268	124	38	38	38	35	32	21	8
	Sur	8	21	32	35	38	38	38	38	38	35	32	21	8
	Oeste	8	21	32	35	38	38	38	124	268	393	442	401	203
AGO 24 ABR 20	Norte	16	27	29	35	38	38	38	38	38	35	29	27	16
	Este	143	385	447	404	287	138	38	38	38	35	29	19	5
	Sur	5	19	29	38	54	65	70	65	54	38	29	19	5
	Oeste	5	19	29	35	38	38	38	138	287	404	447	385	143
SEPT 22 MAR 22	Norte	0	10	6	29	35	38	38	38	38	35	29	16	0
	Este	0	352	442	404	282	122	38	38	38	35	29	16	0
	Sur	0	21	59	103	141	170	176	172	141	103	59	21	0
	Oeste	0	16	29	35	38	38	38	122	282	404	442	352	0
OCT 23 FEB 20	Norte	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0
	Este	0	268	398	382	271	132	38	38	35	32	24	10	0
	Sur	0	57	135	206	252	287	301	287	252	206	135	57	0
	Oeste	0	10	24	32	35	38	38	132	271	382	398	268	0
NOV 21 ENE 21	Norte	0	8	21	29	35	35	35	35	35	29	21	8	0
	Este	0	192	347	344	246	116	35	35	35	29	21	8	0
	Sur	0	75	187	271	333	368	382	368	333	271	187	75	0
	Oeste	0	8	21	29	32	35	35	116	246	344	347	192	0
dic-21	Norte	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5	0
	Este	0	151	320	328	230	92	35	35	32	29	19	5	0
	Sur	0	67	200	301	358	396	404	396	358	301	200	67	0
	Oeste	0	5	19	29	32	35	35	92	230	328	320	151	0

⁸ Carrier Air Conditioning Co. (1980). Tabla 15 Aportaciones solares a través de vidrio sencillo. En Manual de Aire Acondicionado. (1-39). Barcelona. Marcobo.

3.1.2 Ganancia de calor debida a la transmisión a través de los muros y techos

Este tipo de ganancia es ocasionada por dos factores principales:

- La diferencia de temperatura entre los lados de la barrera
- Material con que esté construida la barrera.

Las ganancias de calor por las paredes exteriores se calculan a la hora de máximo flujo térmico.

Este tipo de carga térmica se presenta en muros y techos y se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$q_{trans} = U * A * \Delta T_{eq*}$$

Donde:

q_{trans} = Carga de calor [kcal/h]

U = Coeficiente de transmisión de calor [kcal/m²h°C]

A = Área neta del muro [m²]

ΔT_{eq*} = Diferencia equivalente de temperatura [°C]

3.1.3 Diferencia Equivalente de temperatura

La insolación y la diferencia de la temperatura exterior y la interior son esencialmente variables en el transcurso del día, por lo que la intensidad del flujo a través de la estructura exterior es inestable. Por lo tanto se ha recurrido al concepto empírico de “diferencia equivalente de temperatura”, definida como la diferencia entre las temperaturas del aire interior y exterior capaz que resulta del flujo calorífico total originado a través de la estructura por la radiación solar variable y la temperatura exterior.⁹

$$\Delta T_{eq*} = \Delta T_{eq} + (\Delta T_{real} - 8.3)$$

$$\Delta T_{eq} = \text{valor de tablas}$$

$$\Delta T_{real} = (T_{ext} - T_{int})$$

⁹ Carrier Air Conditioning Co. (1980). Diferencia Equivalente de Temperatura para paredes o techos soleados o a la sombra. En Manual de Aire Acondicionado. (1-55). Barcelona. Marcobo.



Para efectos de cálculo, determinamos la temperatura T_{int} del laboratorio como la temperatura media entre los valores que exige la norma (18-25 °C)

Por lo tanto:

$$\Delta T_{real} = 33 - 21.5 [^{\circ}C]$$

$$\Delta T_{real} = 11.5 [^{\circ}C]$$

3.1.4 Ganancia de calor debida al aire de infiltración

La ganancia de calor debida a infiltraciones de aire, proviene, principalmente de aquellos espacios adyacentes que no se encuentran acondicionados. Para el caso de los laboratorios farmacéuticos, todos deben contar con esclusas de acceso tanto de personal como de materiales. Dichas esclusas se diseñan, en su mayoría, de tal manera que la presión en ellas sea mayor a la del exterior. Por lo tanto, no existe infiltración de aire desde el exterior hacia el interior del laboratorio.

Lo anterior, y con base a la NOM-059-SSA1-2013 se debe a que en un laboratorio farmacéutico se debe evitar la contaminación cruzada, es decir que agentes externos al laboratorio contaminen las áreas y/o el producto dentro del mismo.

De esta manera, las ganancias de calor debidas a aire de infiltración no se consideran.

3.1.5 Ganancia de calor debida a la transmisión a través de las barreras (Partición)

De la misma manera en que un cuarto gana calor debido a la temperatura del exterior a través de los muros y techo, los cuartos adyacentes que no se encuentran acondicionados, proporcionan una ganancia de calor debida, principalmente a la diferencia de temperaturas entre los lados de la barrera y al material con que se construya dicha barrera.

$$q_{part} = U * A * \Delta T$$

Donde:

q_{part} = Carga de calor por particiones [kcal/h]

U = Coeficiente de transmisión de calor de los muros [$kcal/m^2h^{\circ}C$]

A = Área neta [m^2]

ΔT = Diferencia de temperaturas entre la barrera [$^{\circ}C$]

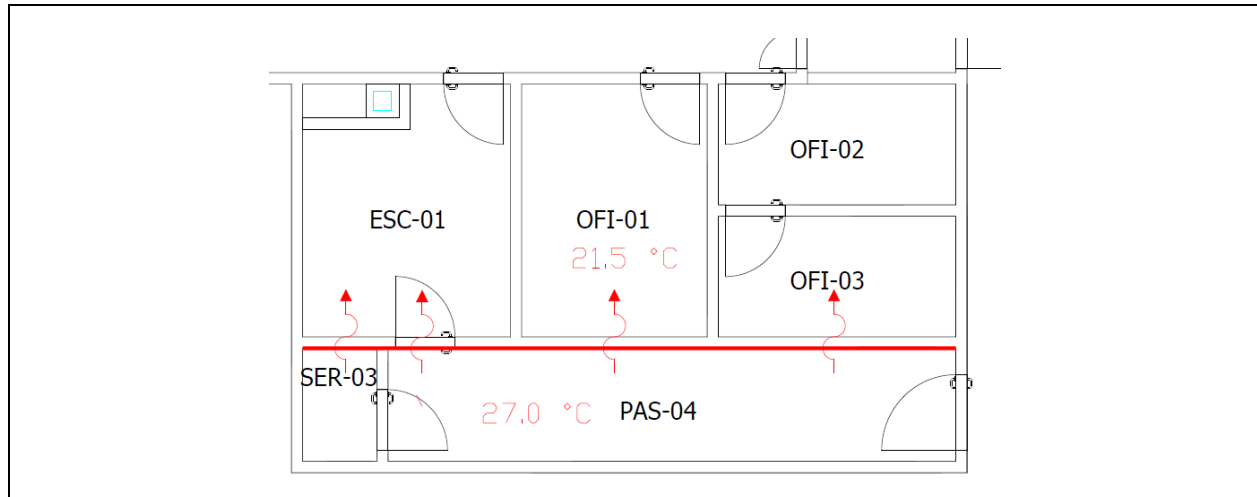


Figura 11 Transmisión de calor por espacios no acondicionados VERANO

Se considera una temperatura de 27 °C para los cuartos *PAS-04* y *SER-03* que no se encuentran acondicionados

3.1.6 Ganancia de calor debida a los ocupantes

En el cuerpo humano se producen unas transformaciones exotérmicas cuya intensidad es variable según el individuo y la actividad desarrollada. La temperatura interior más favorable a estas transformaciones es de 37 °C, con una tolerancia muy pequeña. El cuerpo humano es capaz de mantener esta temperatura dentro de variaciones bastante amplias de la temperatura ambiente, gracias a su facultad de expulsar hacia el exterior una cantidad más o menos importante del calor desarrollado.

Este calor llega a la epidermis a través de la circulación sanguínea y se disipa:

- Hacia las paredes del local por radiación
- Hacia el aire ambiente por convección en la epidermis y vías respiratorias
- Hacia el aire ambiente por evaporación, en la epidermis y vías respiratorias.

La intensidad de los intercambios por radiación y convección depende de las diferencias de temperatura, y la temperatura de la epidermis depende a su vez del flujo sanguíneo.

Las ganancias de calor debidas a los ocupantes se cuantifican por medio de tablas experimentales que determinan la ganancia de calor en el cuarto dependiendo de la actividad que realizan las personas y de la temperatura al interior del mismo.

Particularmente, el personal que labora en un laboratorio farmacéutico tiene un área de trabajo en específico y aunque su actividad puede ser moderada, difícilmente transita a otras áreas que no sean propias de su actividad. Por lo anterior, se considerará el trabajo de las personas como “*Trabajo ligero en el banco del taller*”.

3.1.7 Ganancia de calor por equipos, iluminación y otros equipos

El alumbrado constituye una fuente de calor sensible. Este calor se emite por radiación, convección y conducción.

Las lámparas incandescentes transforman en luz el 10% de la energía absorbida, mientras que un 80% se disipa por radiación y el 10% restante por convección y conducción.

Los tubos fluorescentes transforman un 25% de la energía absorbida en luz, mientras que otro 25% se disipa por radiación y el 50% restante por conducción y convección.

Debe tenerse en cuenta, además, el calor emitido por la reactancia (oposición ofrecida al paso de la corriente alterna), que representa un 25% de la energía absorbida por la lámpara.

Los distintos equipos de proceso dentro del laboratorio, también representan en muchas ocasiones, una ganancia de calor significativa, debido a que muchos de ellos utilizan motores eléctricos y ocasiones como este caso, las máquinas emblisteadoras emplean resistencias térmicas para poder realizar lo que se conoce como termoformado, es decir, el sellado entre una lámina de plástico y otra de aluminio a través de una estación de calentamiento.

La tabla siguiente nos ayuda a determinar la ganancia de calor por iluminación para el caso en que se conozcan el número de lámparas de cada cuarto y la potencia de cada una de ellas expresada en watts [W].

Tabla 10 Ganancias de calor por iluminación¹⁰

Tipo	Ganancias sensibles kcal/h
Fluorescente	Potencia útil (watts)x1.25x0.86
Incandescente	Potencia útil (watts)x 0.86

Se considera 25% suplementario correspondiente a la potencia absorbida en la resistencia reguladora.

Para este caso y dado que no conocemos el número de lámparas instaladas por cuarto, utilizaremos un factor recomendado de ganancia por iluminación de 15 W/m²¹¹ equivalentes a 12.90 kcal/hm²

¹⁰ Carrier Air Conditioning Co. (1980). Tabla 49 Ganancias debidas al alumbrado. En Manual de Aire Acondicionado. (1-95). Barcelona. Marcobo

¹¹ ASHRAE. (2009). Table 2 Lighting Power Densities Using Space-by-Space Method. Nonresidential cooling and heating load calculations. En HVAC FUNDAMENTALS (18.5). Atlanta. ASHRAE

A continuación se muestran las tablas con los valores calculados de ganancias de calor en verano

Tabla 11 Ganancias de calor total para VERANO

Código	Ganancia de calor por efecto solar en ventanas $q_{sol} \left[\frac{kcal}{h} \right]$	Ganancia de calor por transmisión en muros, techo y ventanas $q_{trans} \left[\frac{kcal}{h} \right]$	Ganancia de calor por particiones $q_{part} \left[\frac{kcal}{h} \right]$	Ganancia de calor por infiltraciones $q_{inf} \left[\frac{kcal}{h} \right]$	Ganancia de calor sensible por ocupantes $q_{S\ per} \left[\frac{kcal}{h} \right]$	Ganancia de calor latente por ocupantes $q_{L\ per} \left[\frac{kcal}{h} \right]$	Ganancia de calor por iluminación y equipos $q_{i+e} \left[\frac{kcal}{h} \right]$
ACO-01	1716	1368	0	0	92	97	3043
ACO-02	0	640	0	0	92	97	2858
ACO-03	0	510	0	0	92	97	1942
ACO-04	0	630	0	0	92	97	1994
ACO-05	1551	1723	0	0	561	592	579
ESC-01	0	378	47	0	0	0	121
ESC-02	0	276	0	0	0	0	80
ESC-03	145	150	0	0	0	0	39
ESC-04	161	476	0	0	0	0	102
ESC-05	161	234	0	0	0	0	56
ESC-06	161	297	0	0	0	0	65
FOR-01	0	110	0	0	0	0	48
OFI-01	0	248	57	0	170	179	753
OFI-02	388	221	0	0	170	179	281
OFI-03	388	221	44	0	92	97	281
PAS-01 PAS-02	858	6952	0	0	0	0	744
PAS-03	0	468	0	0	0	0	135
SER-01	0	538	0	0	78	82	129
SER-02	0	441	0	0	0	0	2661
SOL-01	858	1038	0	0	184	194	10673
SOL-02	0	645	0	0	184	194	6300

Tabla 12 Resumen de ganancias de calor total para VERANO

Código	Ganancia de calor total sensible	Ganancia de calor total latente	Ganancia de calor TOTAL
	$q_{T\ sensible} \left[\frac{kcal}{h} \right]$	$q_{T\ latente} \left[\frac{kcal}{h} \right]$	$q_{Total} = q_{T\ sensible} + q_{T\ latente}$ $\left[\frac{kcal}{h} \right]$
ACO-01	6219	97	6316
ACO-02	3590	97	3687
ACO-03	2544	97	2641
ACO-04	2716	97	2813
ACO-05	4414	592	5006
ESC-01	546	0	546
ESC-02	356	0	356
ESC-03	334	0	334
ESC-04	739	0	739
ESC-05	452	0	452
ESC-06	522	0	522
FOR-01	158	0	158
OFI-01	1229	179	1408
OFI-02	1060	179	1239
OFI-03	1026	97	1123
PAS-01 PAS-02	3796	0	3796
PAS-03	603	0	603
SER-01	745	82	827
SER-02	3102	0	3102
SOL-01	12753	194	12947
SOL-02	7129	194	7323

TOTAL VERANO 55,938

3.2 Cálculo de cargas térmicas INVIERNO

Para el caso del invierno el cálculo de la carga térmica difiere en comparación con el verano.

Ganancia de calor debida al efecto solar

Para el caso del invierno el efecto solar se presenta únicamente por los rayos incidentes, para efectos de cálculos se considera un valor de cero.

Ganancia de calor debida a la transmisión a través de muros y techos.

Debido a las condiciones extremas del exterior se considera una pérdida de calor de los cuartos hacia el exterior, el valor de los coeficientes de transmisión de calor U_{muros} y U_{techo} permanecen iguales, únicamente se presenta un cambio en el ΔT entre el interior de los cuartos y el exterior.

Ganancia de calor debida al aire de infiltración

De igual manera que para el caso de verano, las pérdidas de calor debidas a infiltraciones de aire no se consideran ya que el diseño de la presión al interior de los cuartos es mayor con respecto al exterior.

Ganancias de calor debidas a la transmisión a través de las barreras (particiones)

Se considera una pérdida de calor a través de las barreras que dividen a los cuartos que se encuentran acondicionados y aquellos que no lo están, para efectos de cálculos se considera una temperatura de los cuartos no acondicionados de 14°C.

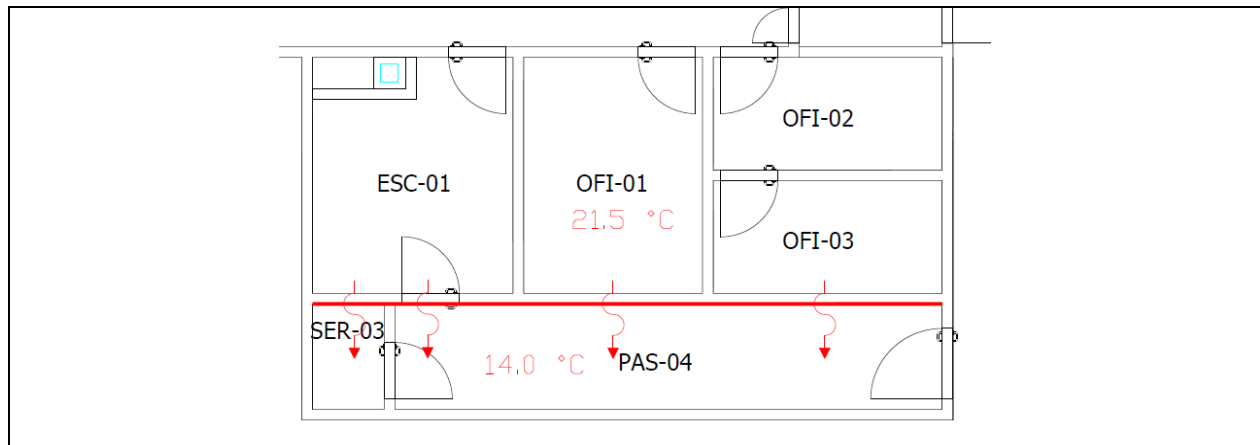


Figura 12 Transmisión de calor por espacios no acondicionados INVIERNO

Ganancia de calor debida a los ocupantes

De igual forma que para el verano, durante el invierno el calor que producen las personas es el mismo debido a que desarrollan las mismas actividades.

Ganancia de calor por equipos, iluminación y otros equipos.

La producción de calor debida a equipos, iluminación y otros equipos secundarios permanece igual que para el caso de verano.

A continuación se muestran las tablas con los valores calculados de ganancias de calor en invierno

Tabla 13 Ganancias de calor total en INVIERNO

Código	Ganancia de calor por efecto solar en ventanas $q_{sol} \left[\frac{kcal}{h} \right]$	Ganancia de calor por transmisión en muros, techo y ventanas $q_{trans} \left[\frac{kcal}{h} \right]$	Ganancia de calor por particiones $q_{part} \left[\frac{kcal}{h} \right]$	Ganancia de calor por infiltraciones $q_{inf} \left[\frac{kcal}{h} \right]$	Ganancia de calor por ocupantes $q_{S\ per} \left[\frac{kcal}{h} \right]$	Ganancia de calor por ocupantes $q_{L\ per} \left[\frac{kcal}{h} \right]$	Ganancia de calor por iluminación y equipos $q_{i+e} \left[\frac{kcal}{h} \right]$
ACO-01	1716	-4560	0	0	92	97	3043
ACO-02	0	-2274	0	0	92	97	2858
ACO-03	0	-1813	0	0	92	97	1942
ACO-04	0	-2238	0	0	92	97	1994
ACO-05	1551	-5685	0	0	561	592	579
ESC-01	0	-1322	-184	0	0	0	121
ESC-02	0	-962	0	0	0	0	80
ESC-03	145	-466	0	0	0	0	39
ESC-04	161	-1445	0	0	0	0	102
ESC-05	161	-730	0	0	0	0	56
ESC-06	161	-967	0	0	0	0	65
FOR-01	0	-392	0	0	0	0	48
OFI-01	0	-882	-222	0	170	179	753
OFI-02	388	-707	0	0	170	179	281
OFI-03	388	-707	-174	0	92	97	281
PAS-01 PAS-02	858	2194	0	0	0	0	744
PAS-03	0	-1629	0	0	0	0	135
SER-01	0	-1736	0	0	78	82	129
SER-02	0	-1356	0	0	0	0	2661
SOL-01	858	-3464	0	0	184	194	10673
SOL-02	0	-2290	0	0	184	194	6300

Tabla 14 Resumen de ganancias de calor total en INVIERNO

Código	Ganancia de calor total sensible	Ganancia de calor total latente	Ganancia de calor TOTAL
	$q_{T\ sensible} \left[\frac{kcal}{h} \right]$	$q_{T\ latente} \left[\frac{kcal}{h} \right]$	$q_{Total} = q_{T\ sensible} + q_{T\ latente}$ $\left[\frac{kcal}{h} \right]$
ACO-01	291	97	388
ACO-02	677	97	774
ACO-03	221	97	318
ACO-04	-152	97	-55
ACO-05	-2993	592	-2401
ESC-01	-1385	0	-1385
ESC-02	-882	0	-882
ESC-03	-282	0	-282
ESC-04	-1182	0	-1182
ESC-05	-512	0	-512
ESC-06	-741	0	-741
FOR-01	-344	0	-344
OFI-01	-181	179	-2
OFI-02	132	179	311
OFI-03	-120	97	-23
PAS-01	3796	0	3796
PAS-02			
PAS-03	-1493	0	-1493
SER-01	-1529	82	-1447
SER-02	1304	0	1304
SOL-01	8251	194	8445
SOL-02	4194	194	4388
TOTAL INVIERNO			8976

3.3 Memoria de cálculo

La Memoria de cálculo es un documento en donde se muestran las características de cada cuarto, este documento muestra las dimensiones de cada uno de los cuartos así como el flujo de aire que es suministrado y extraído por los equipos del sistema HVAC. En la memoria de cálculo también se pueden conocer los flujos de aire relacionados con las infiltraciones que existen entre cuartos.

El flujo de aire suministrado para cada uno de los cuartos del laboratorio es calculado a partir del volumen del mismo y de los cambios mínimos que establece la norma.

Deberá existir un balance de aire entre el aire suministrado y el aire extraído para cada uno de los cuartos que forman parte del laboratorio, esto, con el fin de realizar un barrido de aire que garantice las condiciones de temperatura, humedad y pureza del mismo dentro del cuarto.

Aunque la norma establece un rango en el número de cambios de aire por hora para cada cuarto, en algunos casos es necesario superar los 20 cambios por hora para abatir la carga térmica que se presenta en los cuartos. De igual manera en aquellas esclusas diseñadas con mayor presión que los cuartos adyacentes, es necesario incrementar el número de cambios para garantizar que el sentido del flujo de aire entre los cuartos en cuestión se cumpla.

Tabla 15 Memoria de cálculo "Áreas y volúmenes"

ÁREAS Y VOLÚMENES				
Código	Nombre del cuarto	Área [m ²]	Altura [m]	Volumen [m ³]
ACO-01	Línea 3 Empacado MB430	24.80	2.40	59.52
ACO-02	Línea 4 Empacado MB421	20.00	2.40	48.00
ACO-03	Línea 2 Etiquetadora Libra	17.30	2.40	41.52
ACO-04	Línea 1 Etiquetadora Libra	19.90	2.40	47.76
ACO-05	Línea 1 de Acondicionamiento Secundario	28.30	2.40	67.92
ESC-01	Vestidor de personal	12.30	2.40	29.52
ESC-02	Esclusa de entrada y salida de personal y material	10.20	2.40	24.48
ESC-03	Esclusa de salida de producto terminado	7.00	2.40	16.80
ESC-04	Esclusa de entrada de materiales	12.90	2.40	30.96
ESC-05	Esclusa de entrada de materiales	8.60	2.40	20.64
ESC-06	Esclusa de entrada de graneles y materiales	9.00	2.40	21.60
FOR-01	Cuarto de formatos	3.70	2.40	8.88
OFI-01	Oficina de Calidad	11.70	2.40	28.08
OFI-02	Oficina de reporte	9.60	2.40	23.04
OFI-03	Oficina de supervisión	9.60	2.40	23.04
PAS-01 PAS-02	Pasillo de entrada de personal y salida de producto terminado	65.30	2.40	156.72
PAS-03	pasillo de acceso a las línea 1 y línea 2 de emblistead	14.50	2.40	34.80
SER-01	Cuarto de lavado	12.70	2.40	30.48
SER-02	Cuarto de lavado de uniformes	10.10	2.40	24.24
SOL-01	Línea 1 Emblistead MB430	21.10	2.40	50.64
SOL-02	Línea 2 Emblistead MB421	20.10	2.40	48.24

Tabla 16 Memoria de cálculo "Suministro de aire requerido"

SUMINISTRO DE AIRE REQUERIDO								
Código	Nombre del cuarto	Cambios/ hora	Carga térmica Q_s [kcal/h]	Inyección de aire [m^3/h]				
				requerida por c/h	corregida por c/h	por carga térmica	corregida por carga térmica	c/h corregidos
ACO-01	Línea 3 Empacado MB430	10	6316	595	600	2388	2390	40
ACO-02	Línea 4 Empacado MB421	10	3687	480	480	1394	1395	29
ACO-03	Línea 2 Etiquetadora Libra	10	2641	415	420	998	1000	24
ACO-04	Línea 1 Etiquetadora Libra	10	2813	478	480	1064	1065	22
ACO-05	Línea 1 de Acondicionamiento Secundario	10	5006	679	680	1893	1895	28
ESC-01	Vestidor de personal	18	546	540	545	206	210	7
ESC-02	Esclusa de entrada y salida de personal y material	28	356	685	690	135	135	6
ESC-03	Esclusa de salida de producto terminado	41	334	689	690	126	130	8
ESC-04	Esclusa de entrada de materiales	26	739	789	790	279	280	9
ESC-05	Esclusa de entrada de materiales	33	452	685	690	171	175	8
ESC-06	Esclusa de entrada de graneles y materiales	38	522	812	815	197	200	9
FOR-01	Cuarto de formatos	10	158	89	90	60	60	7
OFI-01	Oficina de Calidad	10	1408	281	285	532	535	19
OFI-02	Oficina de reporteo	10	1239	230	235	468	470	20
OFI-03	Oficina de supervisión	10	1123	230	235	425	425	18
PAS-01 PAS-02	Pasillo de entrada de personal y salida de producto terminado	10	3796	1567	1570	1435	1440	9
PAS-03	pasillo de acceso a las línea 1 y línea 2 de emblisteados	10	603	348	350	228	230	7
SER-01	Cuarto de lavado	10	827	305	305	313	315	10
SER-02	Cuarto de lavado de uniformes	10	3102	242	245	1173	1175	48
SOL-01	Línea 1 Emblisteados MB430	10	12947	506	510	4895	4895	97
SOL-02	Línea 2 Emblisteados MB421	10	7323	482	485	2769	2770	57

Tabla 17 Memoria de cálculo "Balanceo de aire"

BALANCEO DE AIRE									
Código	Balanceo de aire m^3/h								
	Inyección corregida	Infiltración (+)	Total	Extracción General	Extracción Lavado	Retorno	Exfiltración (-)	Colección de polvos	Total
ACO-01	2390	655	3045	0	0	3045	0	0	3045
ACO-02	1395	655	2050	0	0	2050	0	0	2050
ACO-03	1000	255	1255	0	0	1255		0	1255
ACO-04	1065	255	1320	0	0	1320	0	0	1320
ACO-05	1895	610	2505	0	0	2505	0	0	2505
ESC-01	545	0	545	0	0	0	545	0	545
ESC-02	690	0	690	0	0	0	690	0	690
ESC-03	690	0	690	0	0	0	690	0	690
ESC-04	790	0	790	0	0	0	790	0	790
ESC-05	690	0	690	0	0	0	690	0	690
ESC-06	815	0	815	0	0	0	815	0	815
FOR-01	90	205	295	0	0	295	0	0	295
OFI-01	535	200	735	0	0	735	0	0	735
OFI-02	470	200	670	0	0	670	0	0	670
OFI-03	425	200	625	0	0	625	0	0	625
PAS-01 PAS-02	1570	1145	2715	0	0	835	1880	0	2715
PAS-03	350	510	860	860	0	0	0	0	860
SER-01	315	200	515	0	315	0	200	0	515
SER-02	1175	200	1375	0	1375	0	0	0	1375
SOL-01	4895	255	5150	4310	0	0	400	440	5150
SOL-02	2770	255	3025	2185	0	0	400	440	3025

24560

7355

1690

13335

880

CAPÍTULO 4 ESTUDIO PSICROMÉTRICO

4.1 Proceso psicrométrico

4.1.1 Condiciones para Verano

Temperatura de mezcla

Para poder realizar el proceso psicrométrico es importante conocer las condiciones del aire en el exterior así como también las condiciones del aire al interior del cuarto, lo anterior ya que el equipo trabajará con un porcentaje de ambos.

Se determina la temperatura de la mezcla de aire y ésta será la temperatura a la entrada del serpentín de enfriamiento.

Consideraremos con base a la memoria de cálculo la cantidad de aire exterior y de retorno que el equipo acondicionador de aire empleará para el proceso psicrométrico.

46% de aire de renovación y 54% de aire de retorno.

$$T_{bs\ mezcla} = \frac{T_{bs\ exterior} m_{aire\ exterior} + T_{bs\ retorno} m_{aire\ retorno}}{m_{aire\ exterior} + m_{aire\ retorno}}$$

$$T_{bs\ mezcla} = (0.46 * 33) + (0.54 * 21.5)$$

$$T_{bs\ mezcla} = 26.79\ ^\circ C$$

Las figuras que se muestran a continuación para explicar el proceso psicrométrico del aire fueron elaboradas con el programa Psychrometric Chart de ACTION en su versión 1.0.4 (2009).

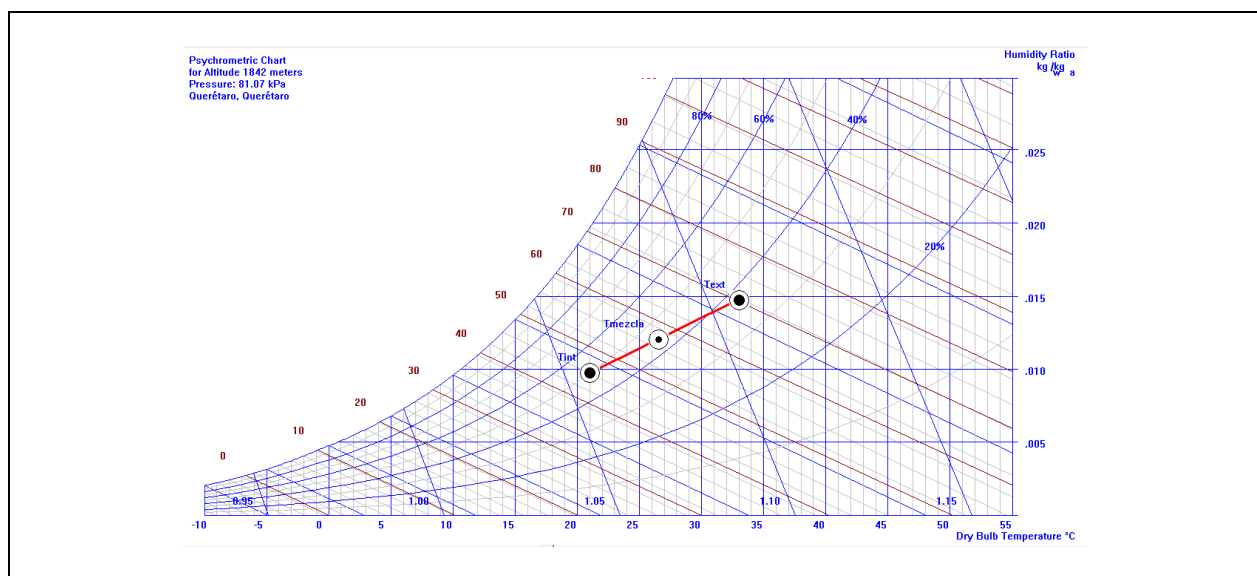


Figura 13 Temperatura de mezcla para VERANO

Temperatura de Inyección

La temperatura de Inyección de aire es aquella que nos permitirá vencer la carga térmica de los cuartos tomando en cuenta el flujo de aire suministrado.

$$T_{iny} = T_{int} - \frac{Q_s}{0.23 \left(\frac{m^3}{h} \right)}$$

$$T_{iny} = 21.5 \text{ } ^\circ\text{C} - \frac{55938 \text{ kcal/h}}{0.23 \text{ kcal/m}^3 \text{ } ^\circ\text{C} \left(24560 \frac{m^3}{h} \right)}$$

$$T_{iny} = 11.60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

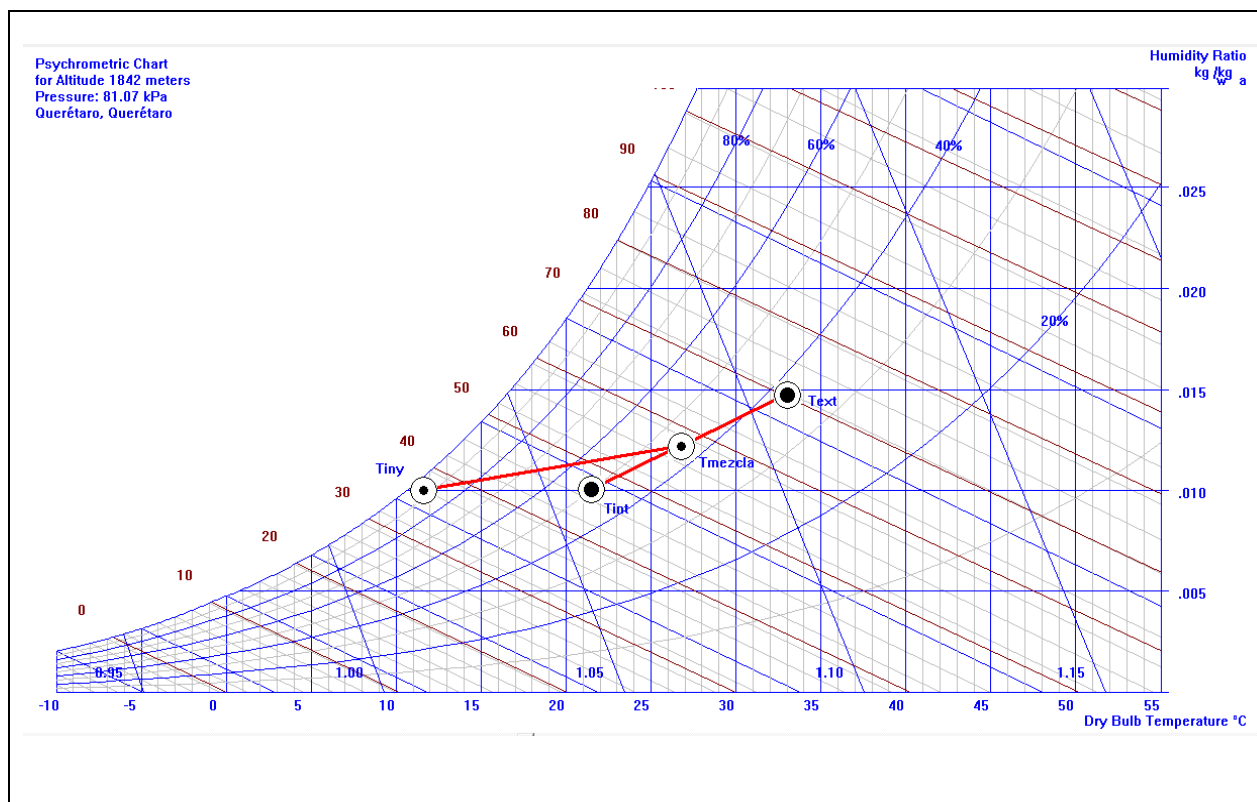


Figura 14 Temperatura de Inyección VERANO

De esta manera cuando el aire salga de los cuartos, retornará con una temperatura de 21.5 °C y 50% de humedad relativa debido a la ganancia de calor ocurrida en el cuarto.

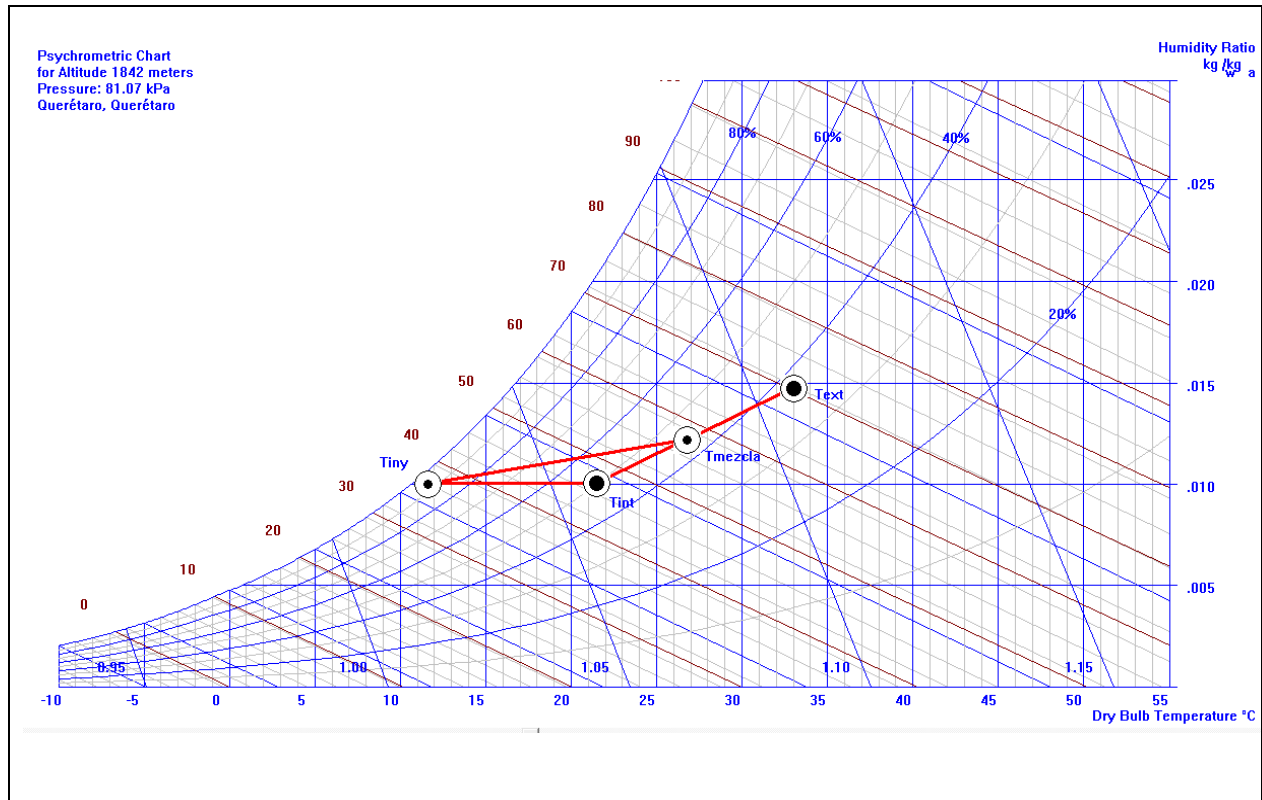


Figura 15 Proceso psicrométrico del aire VERANO

Capacidad del serpentín de enfriamiento

Una vez determinada las condiciones a las que debe ser inyectado el aire en los cuartos para poder abatir la carga térmica. El siguiente paso es seleccionar la capacidad que deberá tener el serpentín de enfriamiento para poder llegar a las condiciones de inyección.

Se toman como datos las temperaturas al exterior y de inyección del aire.

Calor sensible retirado

$$Q_{s \text{ retirado}} = 0.23 \text{ kcal}/\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C} \left(\text{m}^3/\text{h} \right) (T_{\text{ext}} - T_{\text{iny}}) \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{s \text{ retirado}} = 0.23 \text{ kcal}/\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C} \left(24560 \text{ m}^3/\text{hr} \right) (33 - 11.60) \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{s \text{ retirado}} = 120,884.32 \text{ kcal}/\text{h}$$

Calor latente retirado

$$Q_{L \text{ retirado}} = 0.57 \text{ kcal/m}^3 \text{ g} \left(\text{m}^3/\text{h} \right) (W_{\text{ext}} - W_{\text{iny}}) \text{ g}$$

$$Q_{L \text{ retirado}} = 0.57 \text{ kcal/m}^3 \text{ g} \left(24560 \text{ m}^3/\text{h} \right) (14.75 - 10.03) \text{ g}$$

$$Q_{L \text{ retirado}} = 66,076.22 \text{ kcal/h}$$

Calor total retirado

$$Q_T = Q_s + Q_L$$

$$Q_T = (120884.32 + 66076.22) \text{ kcal/h}$$

$$Q_T = (186,960.54) \text{ kcal/h}$$

El valor anterior indica la cantidad de calor total a retirar y por lo tanto la capacidad del serpentín de enfriamiento para obtener las condiciones de inyección deseadas.

Factor de Bypass

En el caso ideal en que el serpentín de enfriamiento tenga una eficiencia del 100%, es decir, que todo el aire que atraviesa por él realice un intercambio de calor, se puede asumir que la capacidad calculada Q_T del serpentín nos garantizará una temperatura de inyección de 11.60 °C. Sin embargo, en los casos reales no ocurre así.

El factor de bypass se refiere a la cantidad de aire que pasa a través del serpentín de enfriamiento sin tener contacto con él y en consecuencia no sufre ningún cambio en su temperatura. Lo anterior repercute en la temperatura real de inyección y a su vez en la temperatura que existirá en los cuartos del laboratorio.

Considerando un factor de bypass igual a 0.10, calculamos la nueva temperatura de inyección T_{iny} y la nueva temperatura al interior de los cuartos T_{int}

$$T_{\text{real iny}} = 0.10 (T_{\text{mez}}) + 0.90 (T_{\text{iny}})$$

$$T_{\text{real iny}} = 0.10 (26.79) + 0.90 (11.60)$$

$$T_{\text{real iny}} = 13.12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ahora calculamos la temperatura real al interior de los cuartos

$$T_{real\ int} = \frac{Q_s}{0.23 \left(\frac{m^3}{h} \right)} + T_{real\ iny}$$

$$T_{real\ int} = \frac{55938 \frac{kcal}{h}}{0.23 \frac{kcal}{m^3 \cdot ^\circ C} \left(24560 \frac{m^3}{h} \right)} + 13.12 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{real\ int} = 23.02 \text{ } ^\circ C$$

Con lo anterior observamos que a pesar de que el serpentín de enfriamiento no sea eficiente al 100%, la temperatura de los cuartos se mantendrá dentro de rango (18-25 °C)

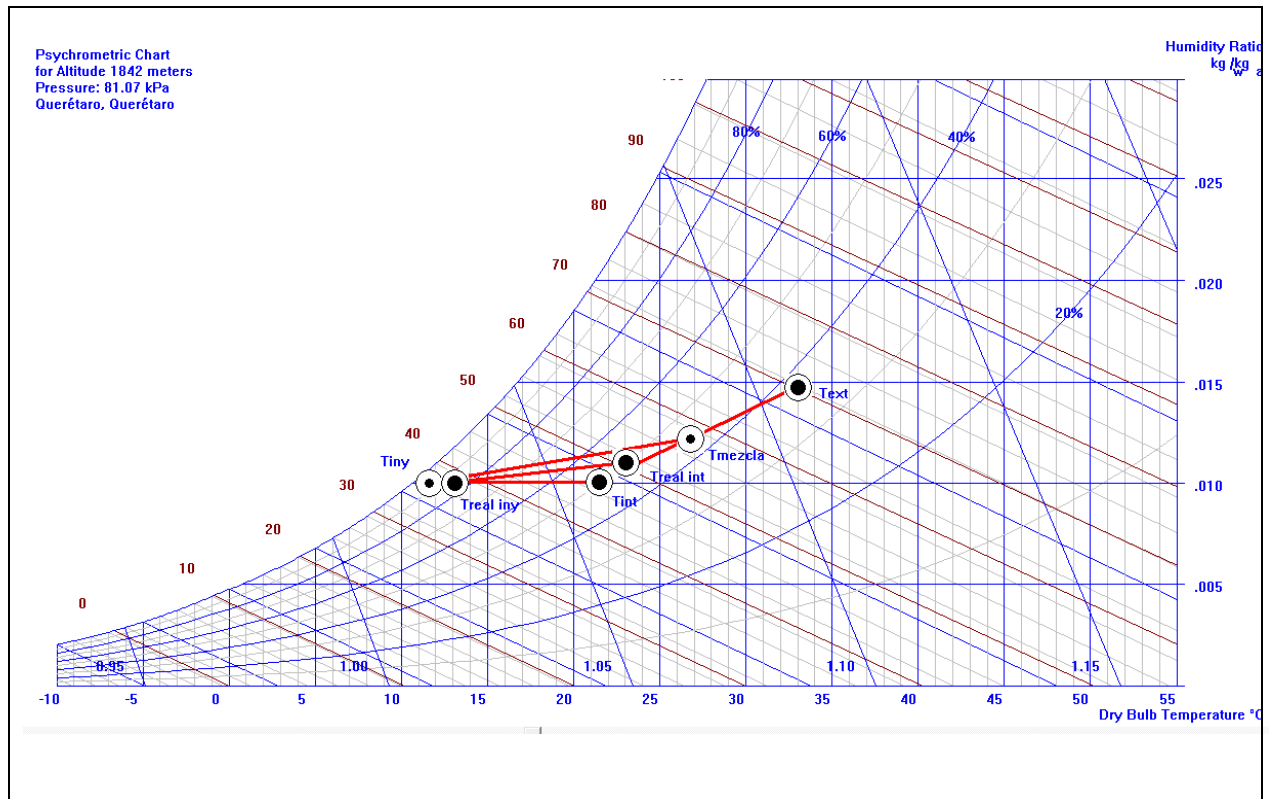


Figura 16 Temperatura Real de inyección considerando un FB = 0.10

4.1.2 Condiciones para invierno

Temperatura de mezcla

De igual manera que para el verano, requerimos conocer las condiciones del aire a la entrada del serpentín de calentamiento, por lo tanto, realizamos el cálculo de la temperatura de mezcla.

$$T_{bs\text{ mezcla invierno}} = \frac{T_{bs\text{ exterior}} m_{\text{aire exterior}} + T_{bs\text{ retorno}} m_{\text{aire retorno}}}{m_{\text{aire exterior}} + m_{\text{aire retorno}}}$$

$$T_{bs\text{ mezcla}} = (0.46 * 0) + (0.54 * 21.5)$$

$$T_{bs\text{ mezcla}} = 11.61\text{ }^{\circ}\text{C}$$

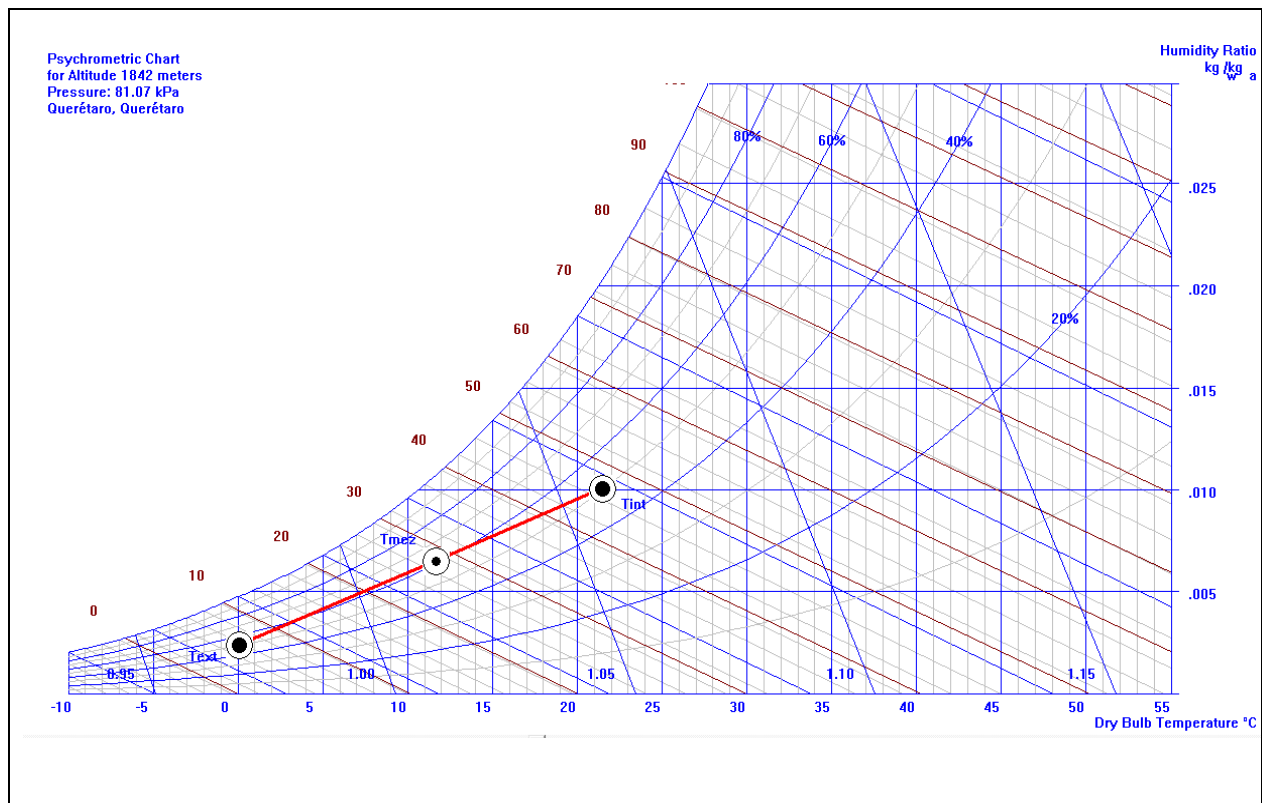


Figura 17 Temperatura de mezcla del aire INVIERNO

Para cuestiones de cálculo, se considera la humedad relativa del aire exterior como $\phi = 45\%$

Temperatura de Inyección

La temperatura de Inyección del aire es aquella que nos permitirá vencer la carga térmica de los cuartos tomando en cuenta el flujo de aire suministrado.

$$T_{iny} = T_{int} - \frac{Q_s}{0.23 \left(\frac{m^3}{h} \right)}$$
$$T_{iny} = 21.5 - \frac{8976 \text{ kcal/h}}{0.23 \text{ kcal/m}^3 \text{ } ^\circ\text{C} \left(24560 \frac{m^3}{h} \right)}$$
$$T_{iny} = 19.91 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Como se puede observar en la carta psicrométrica, al calentar el aire desde la temperatura de mezcla, la humedad relativa del aire a la inyección disminuye conforme la temperatura aumenta.

Lo anterior repercute en las condiciones al interior del laboratorio ya que es muy probable que existan condiciones de baja humedad si solamente se realiza un calentamiento del aire de suministro.

Humidificación

Al humidificar el aire de mezcla, se consigue aumentar la humedad específica y la cantidad de calor en el aire.

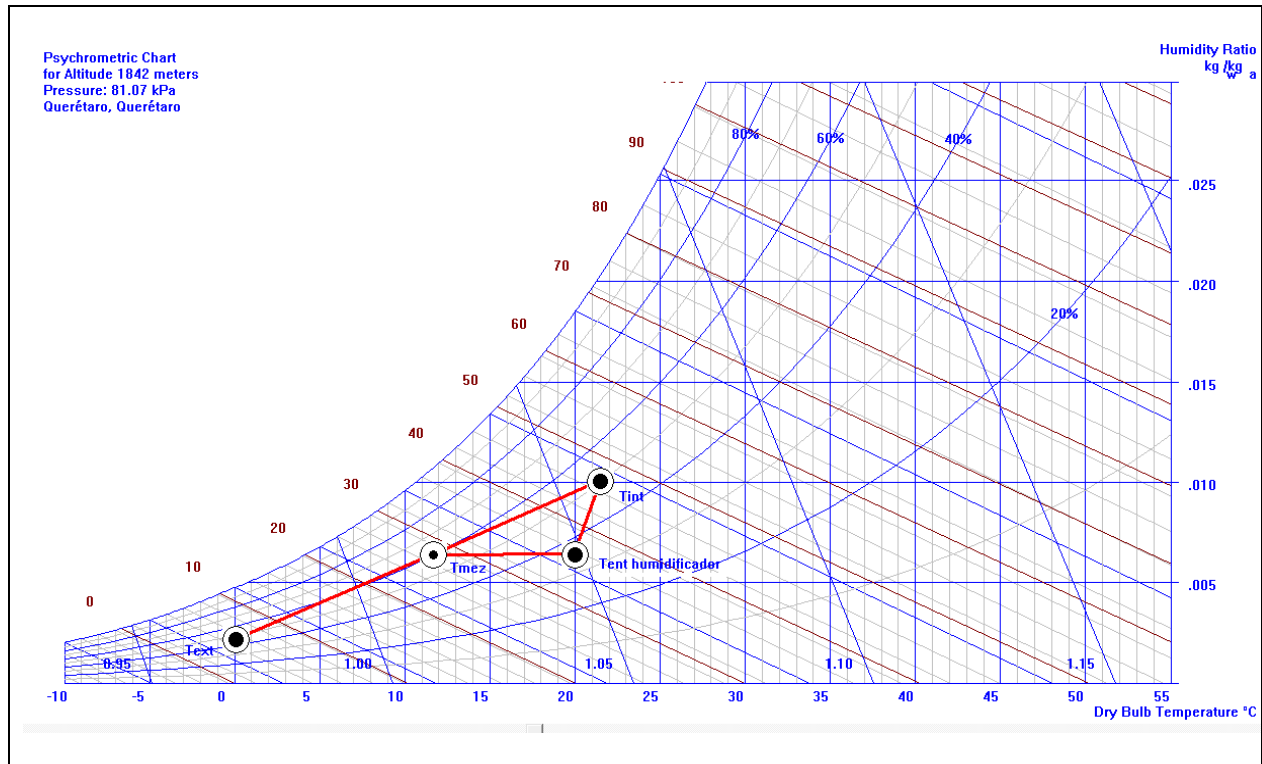


Figura 18 Proceso de Humidificación del aire en INVIERNO

Capacidad del humidificador

El calor que se debe suministrar al aire que será humidificado:

$$Q_{sum\ aire} = \dot{V} (0.945)(h_{sal} - h_{ent})$$

Donde:

$$\dot{V} = \text{flujo de aire de inyección} \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

$$0.945 = \text{Peso específico del aire humedo a } 21^\circ\text{C y } 50\% \text{ de humedad relativa} \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$h_{sal} = \text{entalpía del aire a la salida del humidificador} \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

$$h_{ent} = \text{entalpía del aire a la entrada del humidificador} \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

$$Q_{sum\ aire} = 24560\ m^3/h \left(0.945\ kg/m^3\right) (11.23 - 8.66)\ kcal/kg$$

$$Q_{sum\ aire} = 59647.64\ kcal/h$$

Agua de repuesto

Al pasar por el humidificador, el aire de inyección absorbe vapor de agua para ganar humedad. El siguiente cálculo también nos sirve para seleccionar el humidificador ya que el valor obtenido nos da la cantidad de vapor de agua que se está suministrando al aire de inyección

$$\dot{V}_{agua} = \dot{V}_{aire} (0.945) \left(\frac{W_{sal} - W_{ent}}{\rho_{agua}} \right)$$

Donde:

$$\dot{V}_{agua} = \text{agua de repuesto en } [m^3/h]$$

$$\dot{V}_{aire} = \text{flujo de aire de inyección } [m^3/h]$$

$$W_{ent} = \text{Humedad específica a la entrada del humidificador } [kg_{agua}/kg_{aire}]$$

$$W_{sal} = \text{Humedad específica a la salida del humidificador } [kg_{agua}/kg_{aire}]$$

$$0.945 = \text{Peso específico del aire a } 21^\circ C \text{ y } 50\% \text{ de humedad relativa } [kg_{aire}/m^3]$$

$$\dot{V}_{agua} = 24560\ m^3/h \left(0.945\ kg_{aire}/m^3\right) \left(\frac{0.01004 - 0.00641\ kg_{agua}/kg_{aire}}{1000\ kg_{agua}/m^3} \right)$$

$$\dot{V}_{agua} = 0.08425\ m^3/h$$

Considerando una densidad del agua $\rho_{agua} = 1000\ kg/m^3$.

$$\dot{m}_{agua} = 84.25\ kg/h$$

Capacidad del serpentín de calentamiento

Tomando en cuenta que cuando la Unidad Manejadora de Aire comience a funcionar, recogerá el aire del exterior a 0°C.

El serpentín de calentamiento se calculará para poder calentar el aire desde los 0°C hasta 27°C.

$$Q_{\text{suministrado}} = 0.23 \dot{V}_{\text{aire}} (T_{\text{iny}} - T_{\text{ext}})$$

Donde:

$$0.23 = \frac{0.245}{1.058} = \frac{\text{Calor específico del aire húmedo a } 21^{\circ}\text{C y } 50\% \text{ de humedad relativa}}{\text{Volúmen específico del aire húmedo a } 21^{\circ}\text{C y } 50\% \text{ de humedad relativa}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{m}^3\text{ }^{\circ}\text{C}} \right]$$

$$Q_{\text{suministrado}} = \text{Calor suministrado por el serpentín de calentamiento hacia el aire} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

$$T_{\text{iny}} = \text{Temperatura del aire de inyección al cuarto} [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_{\text{ext}} = \text{Temperatura del aire exterior} [^{\circ}\text{C}]$$

$$Q_{\text{suministrado}} = 0.23 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3\text{ }^{\circ}\text{C}} (24560 \text{ m}^3/\text{h}) (27 - 0) ^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{\text{suministrado}} = 152,517.6 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

CAPÍTULO 5 DISTRIBUCIÓN DEL AIRE

5.1 Difusores y Rejillas

Los difusores y rejillas son elementos terminales mediante los cuales los sistemas de aire acondicionado suministran y extraen respectivamente, aire de los cuartos.

El diseño, tamaño e instalación de los mismos debe ser tal que, asegure un barrido a través del cuarto en donde son instalados.

El barrido de aire que se presenta en cada uno de los cuartos debe facilitar una mezcla homogénea entre el aire suministrado y el aire ambiente del cuarto, esto, con el fin de mantener las mismas características de temperatura, humedad y pureza en toda el área.

Al pasar mayor cantidad de aire por un mismo difusor, la velocidad de inyección del aire aumenta llegando a ser perjudicial al momento de mezclarse con el aire del cuarto, ya que, las elevadas velocidades de inyección impiden una mezcla homogénea al interior del área.

Los difusores deben de seleccionarse, de tal manera que la velocidad de suministro del aire sea de 2.5 a 3.0 m/s a la salida del difusor, así el aire suministrado podrá mezclarse de manera uniforme con el aire ambiente del cuarto.

El “tiro” de un difusor, se refiere a la distancia que es capaz de alcanzar el aire de forma horizontal y vertical, a una velocidad determinada. Se deben seleccionar e instalar difusores que por sus características eviten el choque de flujos entre dos difusores durante el suministro de aire, evitando así, la creación de corrientes turbulentas.

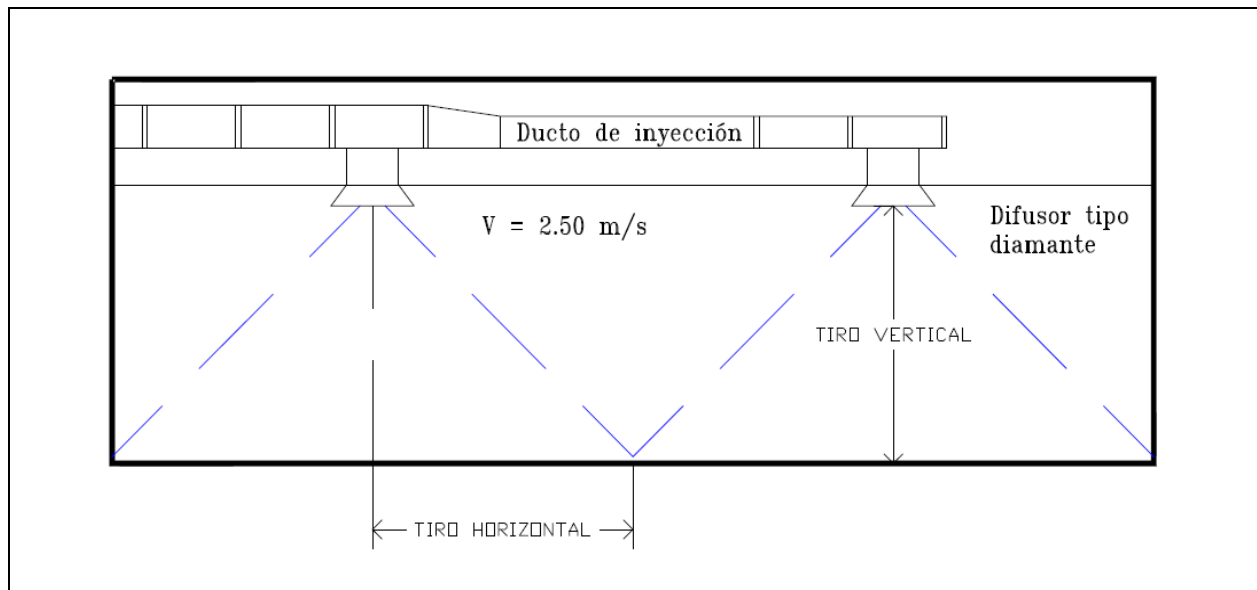


Figura 19 Distribución de aire para un difusor tipo diamante con aletas de inyección a 45°

Se seleccionan difusores tipo diamante para suministrar aire hacia los cuartos y rejillas de extracción para montarse en plafón con aletas inclinadas a 45°. Para el caso de cuartos donde existe polvo se instalan rejillas bajas de extracción.

Las características físicas y de instalación de los difusores y rejillas deben de facilitar un buen barrido de aire a través del cuarto que es acondicionado.

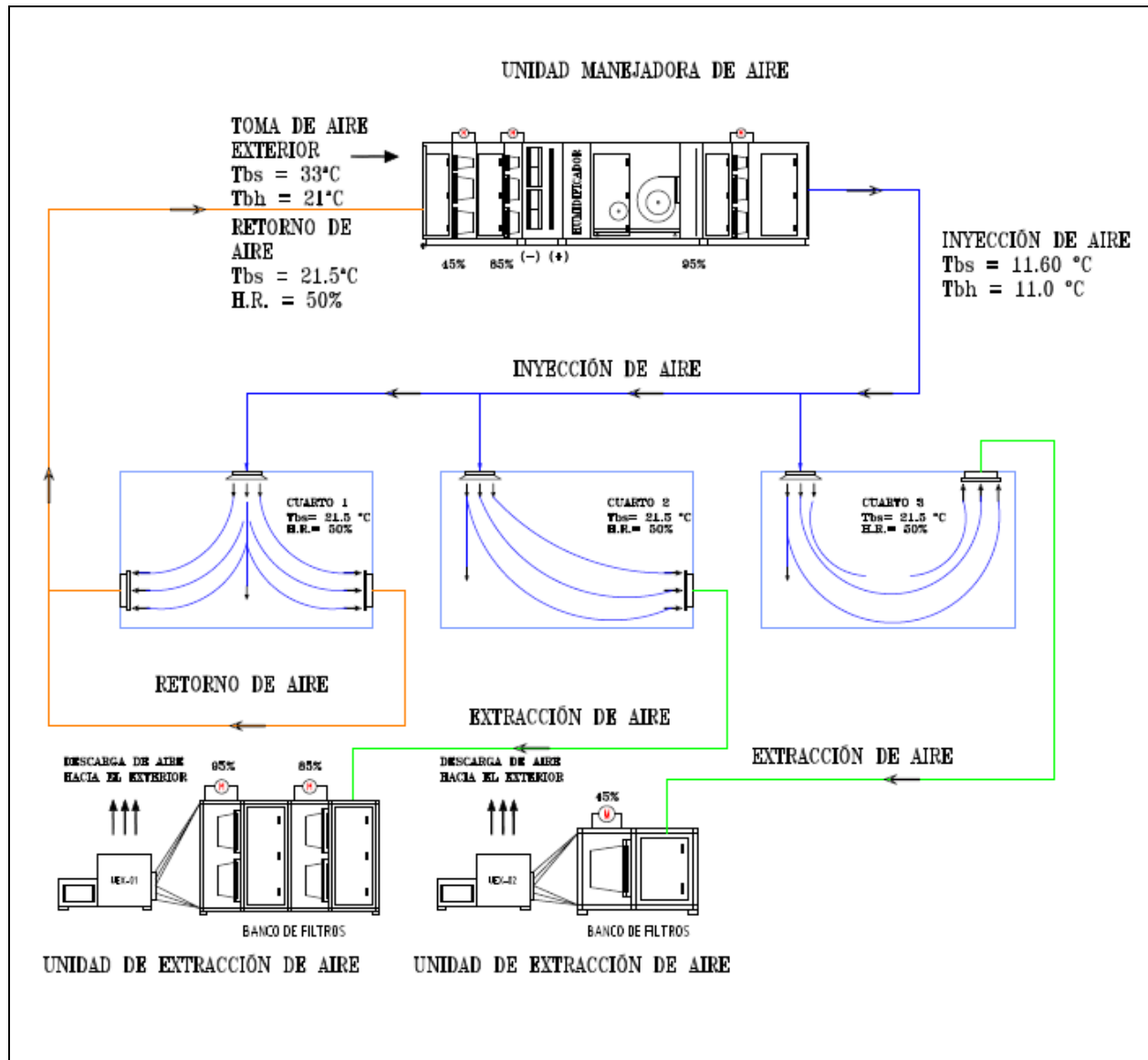


Figura 20 Instalación de difusores y rejillas para garantizar un buen barrido de aire



El arreglo de difusores y rejillas queda de la siguiente manera:

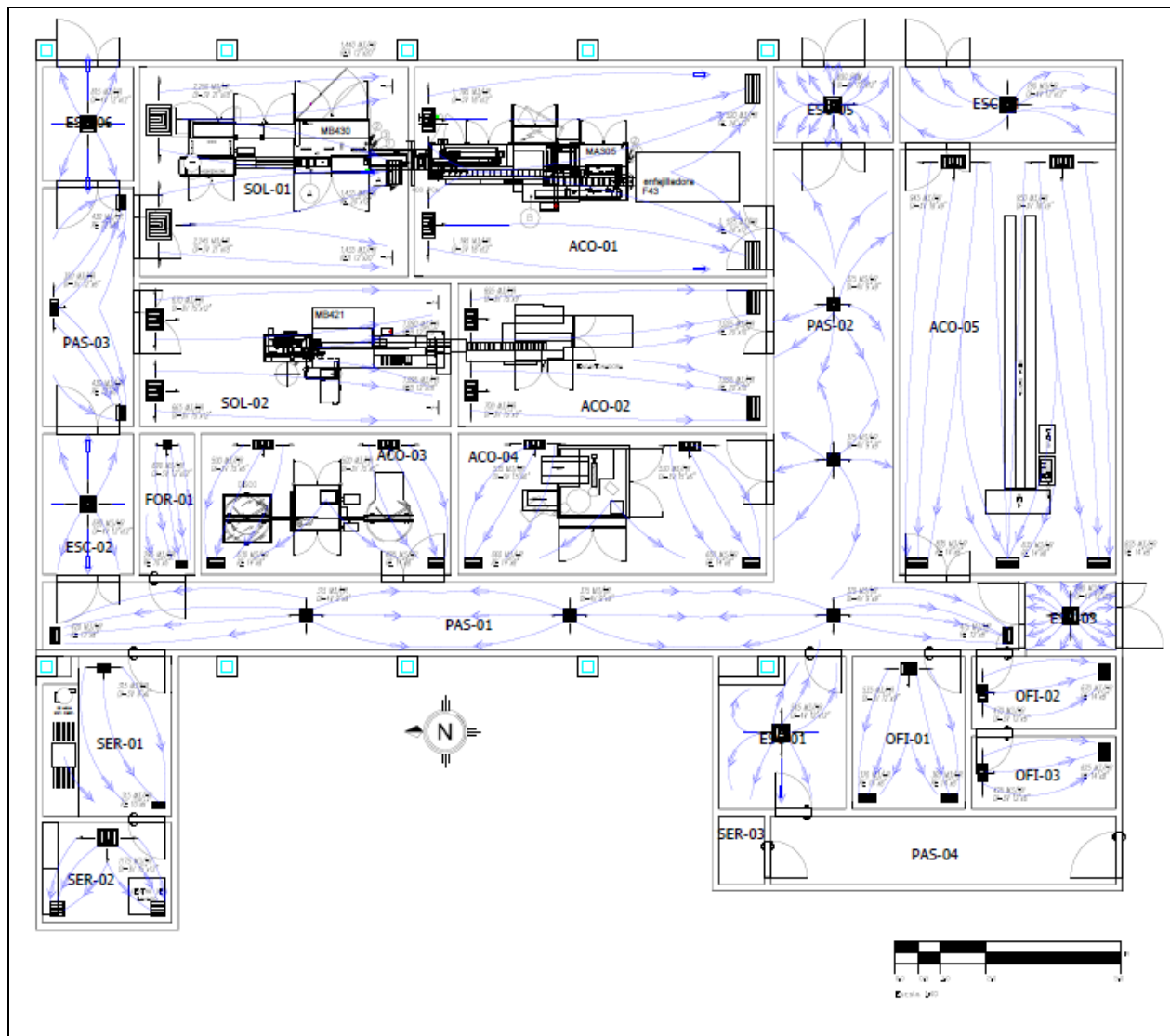


Figura 21 Plano de difusores y rejillas

5.2 Sistema de ductos de aire

El sistema de ductos es el encargado de llevar el flujo de aire desde los equipos de aire acondicionado hacia los cuartos, o bien, de los cuartos hacia los equipos.

El dimensionamiento de ductos fabricados a base de lámina galvanizada, se realiza mediante el cálculo por caída de presión con el método de “igual fricción”. Los ductos son dimensionados con una caída de presión de 0.1 pulgadas columna de agua por cada 100 pies de distancia (in Col. H₂O / 100 ft).

El dimensionamiento de los ductos para colección de polvos se hace por el cálculo de velocidad del aire. La velocidad que deberá de existir en ellos será de 3,000 ft/min.

Con el fin de tener un mejor control del flujo de aire inyectado y extraído en cada uno de los cuartos, se diseñan, en la medida de lo posible, ductos independientes para cada uno de los cuartos.

Para todos los ductos principales se contempla una compuerta de volumen manual para controlar el flujo de aire a través de ellos.

Para el cálculo de ductos se utilizó el programa DuctSizer Versión 6.4 de McQuay.

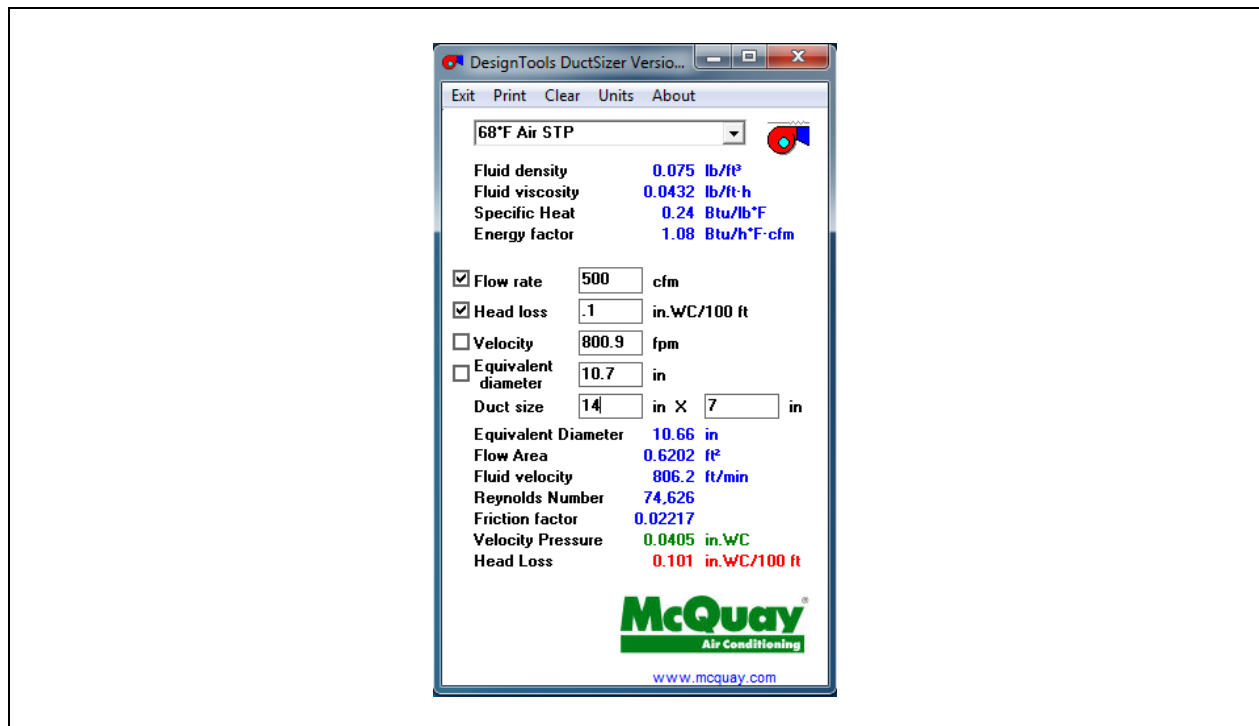


Figura 22 Pantalla del programa DuctSizer

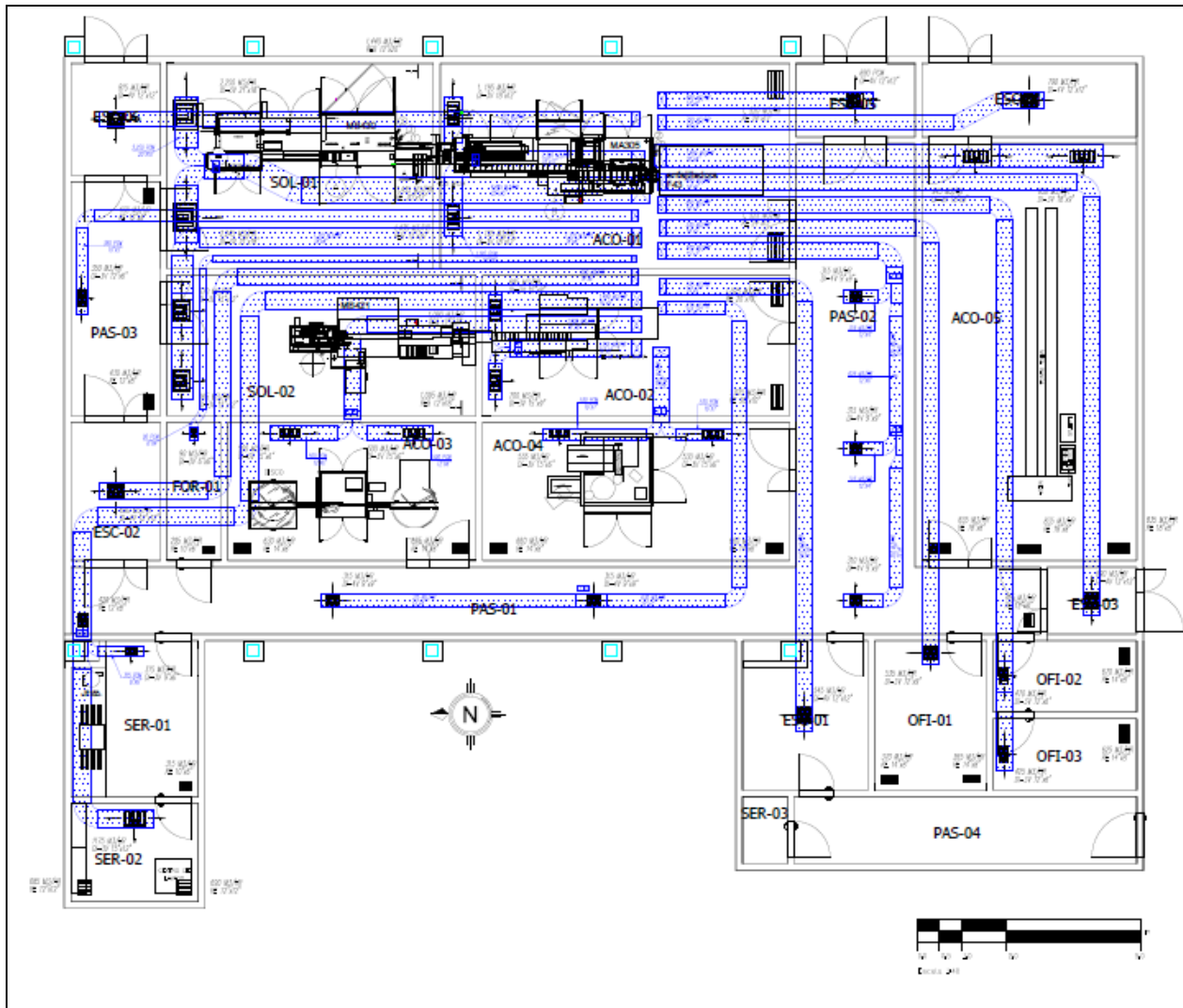


Figura 23 Sistema de ductos de inyección de la UMA-01

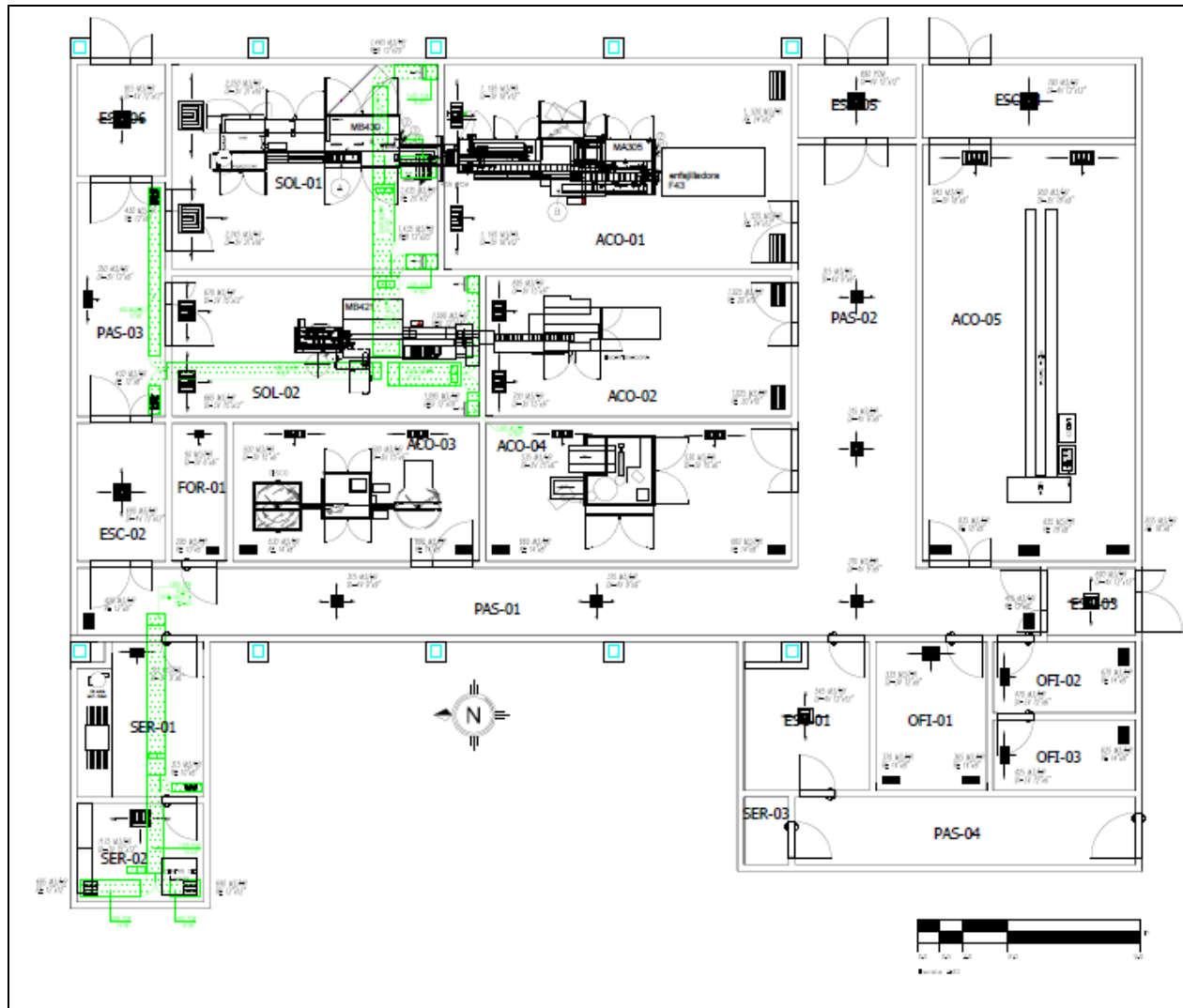


Figura 24 Sistema de ductos de extracción UEX-01 y UEX-02

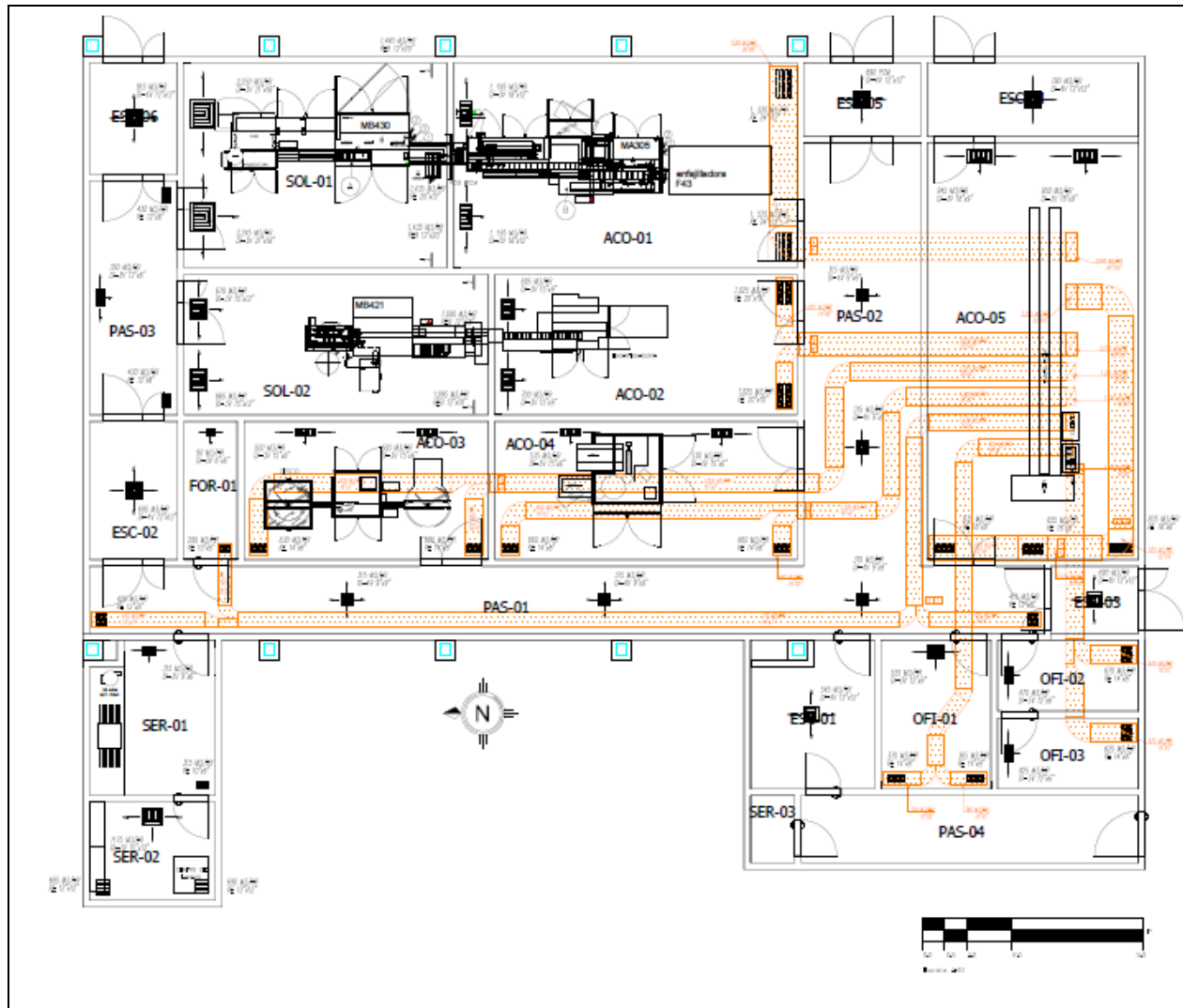


Figura 25 Sistema de ductos de retorno de la UMA-01

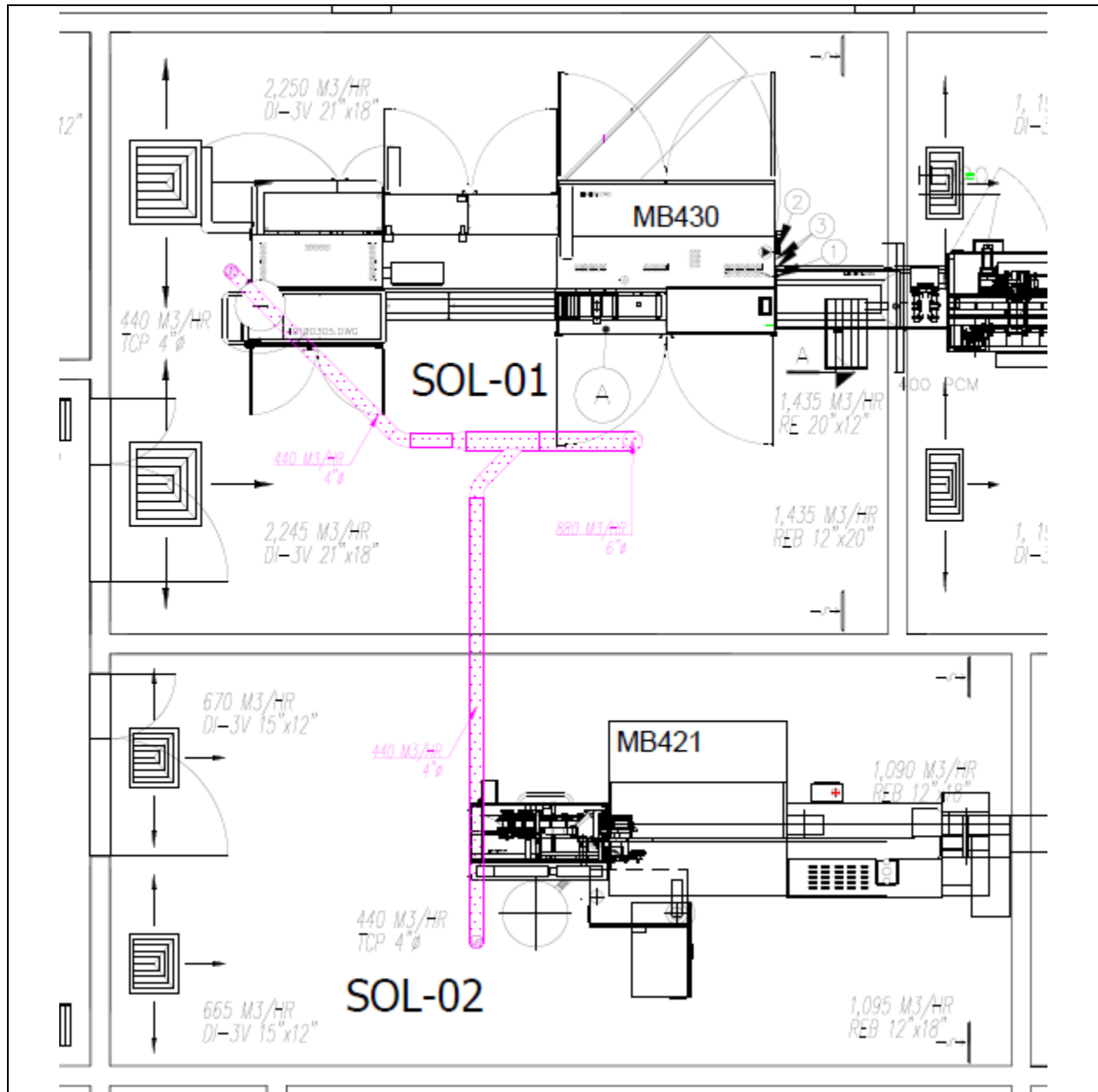


Figura 26 Sistema de ductos para colección de polvos



CAPÍTULO 6 SISTEMA HIDRÁULICO



Es el encargado de suministrar agua con las condiciones deseadas a los serpentines de enfriamiento y calentamiento de la Unidad Manejadora de Aire. Para el serpentín de enfriamiento se utiliza una Unidad Generadora de Agua Helada y una Unidad Generadora de Agua Caliente para el caso del serpentín de calentamiento.

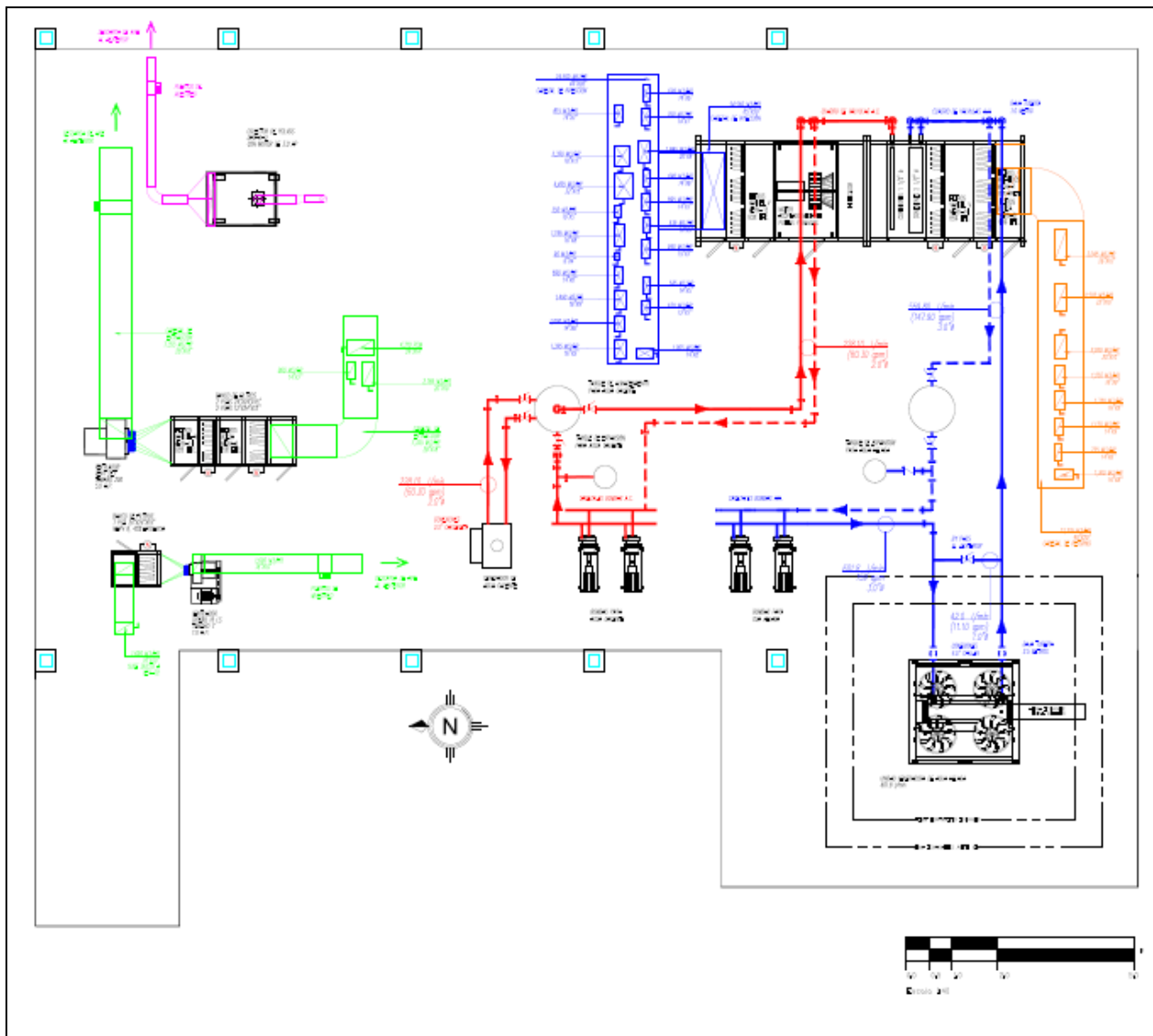


Figura 27 Sistema hidráulico



CAPÍTULO 7 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS.

7.1 Descripción del sistema

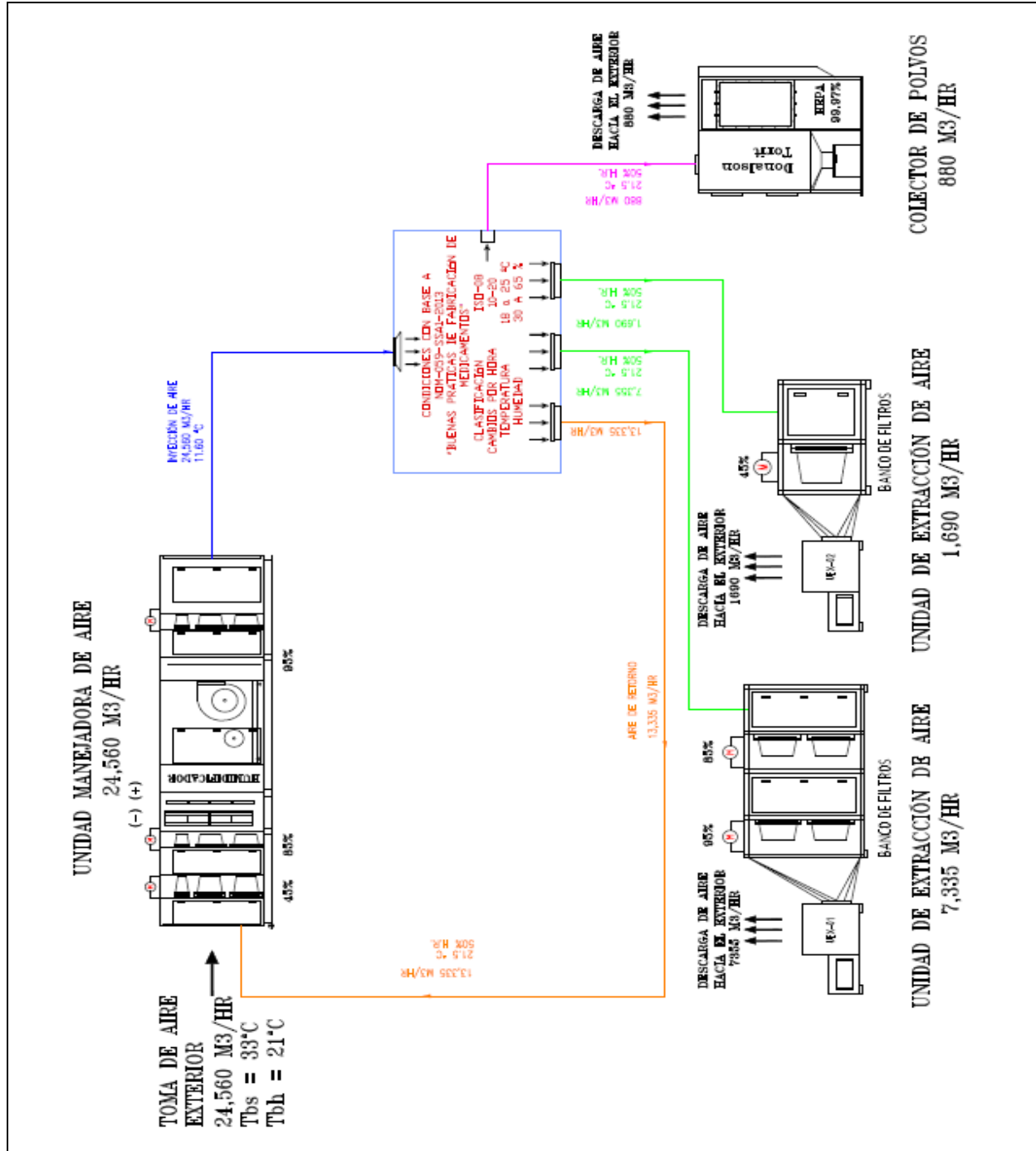


Figura 28 Diagrama unifilar del sistema HVAC

7.2 Selección de filtros

7.2.1 Unidad Manejadora de Aire

Se selecciona la cantidad de filtros necesarios para manejar el flujo de inyección considerando una velocidad de paso en filtros de 2.54 m/s .

Tabla 18 Selección de filtros UMA-01

Tamaño del filtro [m]	Número de piezas	Velocidad de paso del aire [m/s]	Capacidad de flujo de cada filtro [m ³ /h]	Capacidad total de aire [m ³ /h]
• 0.610 x 0.305	3	2.54	1699	5097
• 0.610 x 0.610	6	2.54	3398	20388

Como se observa, la capacidad total de acuerdo al número de filtros propuesta es correcta ya que permite un flujo de $25,485 \text{ m}^3/\text{h}$ y la UMA utilizará un flujo de $24,560 \text{ m}^3/\text{h}$

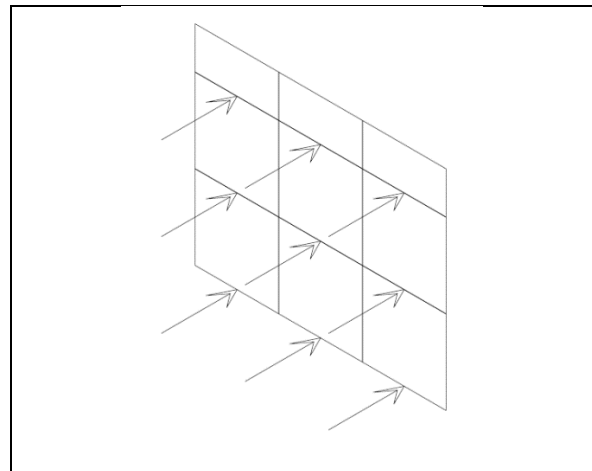


Figura 29 Arreglo de filtros UMA-01

7.2.2 Unidad de Extracción -01

Tabla 19 Selección de filtros UEX-01

Tamaño del filtro [m]	Número de piezas	Velocidad de paso del aire [m/s]	Capacidad de flujo de cada filtro [m ³ /h]	Capacidad total de aire [m ³ /h]
• 0.305 x 0.610	1	2.54	1699	5097
• 0.610 x 0.610	2	2.54	3398	20388

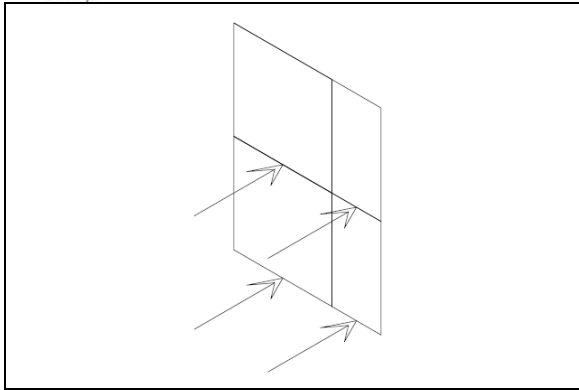


Figura 30 Arreglo de filtros UEX-01

La capacidad total de acuerdo al número de filtros propuesta es de $8,495 \text{ m}^3/\text{h}$ y la UEX-01 utilizará un flujo de $7,335 \text{ m}^3/\text{h}$

7.2.3 Unidad de Extracción -02

Tabla 20 Selección de filtros UEX-02

Tamaño del filtro [m]	Número de piezas	Velocidad de paso del aire [m/s]	Capacidad de flujo de cada filtro [m^3/h]	Capacidad total de aire [m^3/h]
• 0.610 x 0.610	1	2.54	3398	3,398

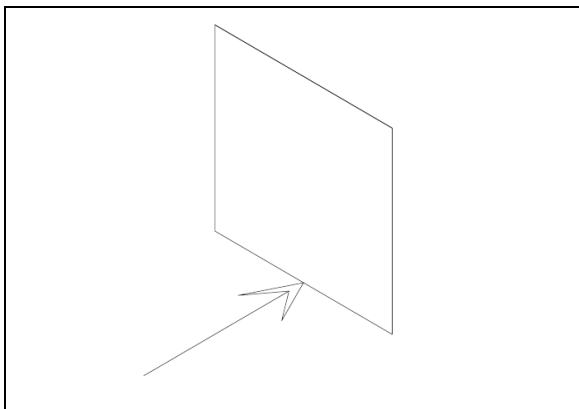


Figura 31 Arreglo de filtros UEX-02

La capacidad total de acuerdo al número de filtros propuesta es de $3,398 \text{ m}^3/\text{h}$ y la UEX-02 utilizará un flujo de $1,690 \text{ m}^3/\text{h}$

7.2.4 Clasificación y tipo de filtros para equipos

Tabla 21 Clasificación de filtros UMA-01

Etapas de filtración UMA				
Etapa	Clasificación del filtro ASHRAE 52.2	Clasificación del filtro Europa EN 779	Eficiencia	Tamaño de partículas que puede retener
1ra	MERV 5	G3	20-25%	10 micrones
1ra	MERV 8	F5	40-45%	3-10 micrones
2da	MERV14	F7	80-85%	0.3 micrones
3ra	MERV 15	F8	90-95%	0.3 micrones

Tabla 22 Clasificación de filtros UEX-01

Etapas de filtración UEX-01				
Etapa	Clasificación del filtro ASHRAE 52.2	Clasificación del filtro Europa EN 779	Eficiencia	Tamaño de partículas que puede retener
1ra	MERV14	F7	80-85%	0.3 micrones
2da	MERV 15	F8	90-95%	0.3 micrones

Tabla 23 Clasificación de filtros UEX-02

Etapas de filtración UEX-02				
Etapa	Clasificación del filtro ASHRAE 52.2	Clasificación del filtro Europa EN 779	Eficiencia	Tamaño de partículas que puede retener
1ra	MERV8	F5	40-45%	0.3 micrones

Tabla 24 Clasificación de filtros CP

Etapas de filtración CP				
Etapa	Clasificación del filtro ASHRAE 52.2	Clasificación del filtro Europa EN 779	Eficiencia	Tamaño de partículas que puede retener
1ra	MERV17	H13	99.97% HEPA	0.3 micrones

7.3 Selección de Serpentes

7.3.1 Serpentina de Enfriamiento

Una buena selección consiste en garantizar que exista un buen intercambio de calor entre el serpentín y el aire a su paso, por consiguiente, se diseña el serpentín teniendo una velocidad en la cara de 2.5 m/s (500 ft/min.)

Las temperaturas de diseño a la entrada y salida del serpentín de enfriamiento son:

Tabla 25 Temperaturas de diseño para el serpentín de enfriamiento de la UMA-01

	[°F]	[°C]
Temperatura del agua a la entrada del serpentín de enfriamiento	45	7.22
Temperatura del agua a la salida del serpentín de enfriamiento	55	12.77

El área requerida para que el flujo de aire de inyección atraviese a una velocidad de 500 ft/min a cara de serpentín es de:

$$A_{requerida} = \frac{\dot{V}_{aire}}{v_{aire}}$$

Donde:

$$\dot{V}_{aire} = 24560 \text{ m}^3/\text{h} = 14455 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$v_{aire} = 500 \text{ ft}/\text{min}$$

Por lo tanto:

$$A_{requerida} = \frac{14455}{500} = 28.91 \text{ ft}^2$$

Las dimensiones sugeridas del serpentín y basándonos en el área de filtros existente son

Tabla 26 Dimensiones de referencia para la selección del serpentín de enfriamiento UMA-01

Dimensiones del serpentín de enfriamiento	
Ancho	72"
Alto	60"

Con estos dos datos, el $A_{requerida}$ del serpentín y la velocidad de paso de 500 ft/min , buscamos en catálogos de serpentines el que mejor se acople a nuestras necesidades.

La capacidad que deberá tener el serpentín es tal que:

$$\text{Capacidad Total} = \frac{Q_{T \text{ verano}}}{A_{\text{requerida}}}$$

Donde:


$$Q_{T \text{ verano}} = 186,960.54 \text{ kcal/h} = 741,906.90 \text{ BTU/hr}$$

Por lo tanto:

$$\text{Capacidad total} = \frac{741,906.90}{29.11}$$

$$\text{Capacidad total} = 25,486.32 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \text{ft}^2$$

Performance data — 28BD



28BD COOLING PERFORMANCE*

ROWS	CIRCUIT TYPE	FINS PER IN.	TOTAL CAPACITY (Btuh/sq ft)	WATER TEMP DROP (F)	LEAVING AIR DB TEMP (F)	LEAVING AIR WB TEMP (F)	WATER PRESSURE DROP (ft wg)	AIR PRESSURE DROP (DRY) (in. wg)
4	Half	8	13.327	12.8	61.44	58.70	11.3	0.45
		12	15.275	14.7	59.14	57.37		0.61
		14	16.139	15.5	57.83	56.76		0.71
	Full	8	15.327	7.4	59.99	57.34	7.9	0.50
		12	17.980	8.6	57.15	55.46		0.65
		14	18.910	9.1	55.80	54.78		0.79
	Double	8	16.456	4.0	59.15	56.55	7.3	0.50
		12	19.639	4.7	55.88	54.25		0.68
		14	20.565	4.9	54.54	53.56		0.84
6	Half	8	16.243	15.6	57.96	56.69	16.3	0.65
		12	18.158	17.4	55.98	55.33		0.91
		14	18.991	18.2	55.03	54.72		1.06
	Full	8	19.031	9.1	55.90	54.70	10.4	0.73
		12	21.744	10.4	53.28	52.67		0.98
		14	23.568	10.9	52.23	51.95		1.19
	Double	8	20.143	6.4	55.05	53.88	8.1	0.75
		12	23.121	7.4	52.20	51.61		1.01
		14	24.037	7.6	51.16	50.89		1.24
8	Half	8	18.252	17.5	55.85	55.26	21.3	0.86
		12	20.053	19.3	54.18	53.94		1.21
		14	20.817	20.0	53.45	53.37		1.41
	Full	8	21.845	10.4	53.29	52.75	13.0	0.97
		12	24.212	11.6	50.97	50.76		1.31
		14	25.009	12.0	50.20	50.12		1.60
	Double	8	23.525	5.6	51.82	51.30	9.8	1.00
		12	26.101	6.3	49.45	49.24		1.36
		14	26.916	6.5	48.64	48.57		1.69

Figura 32 Selección del serpentín de enfriamiento UMA-01



Dimensions — 28BD

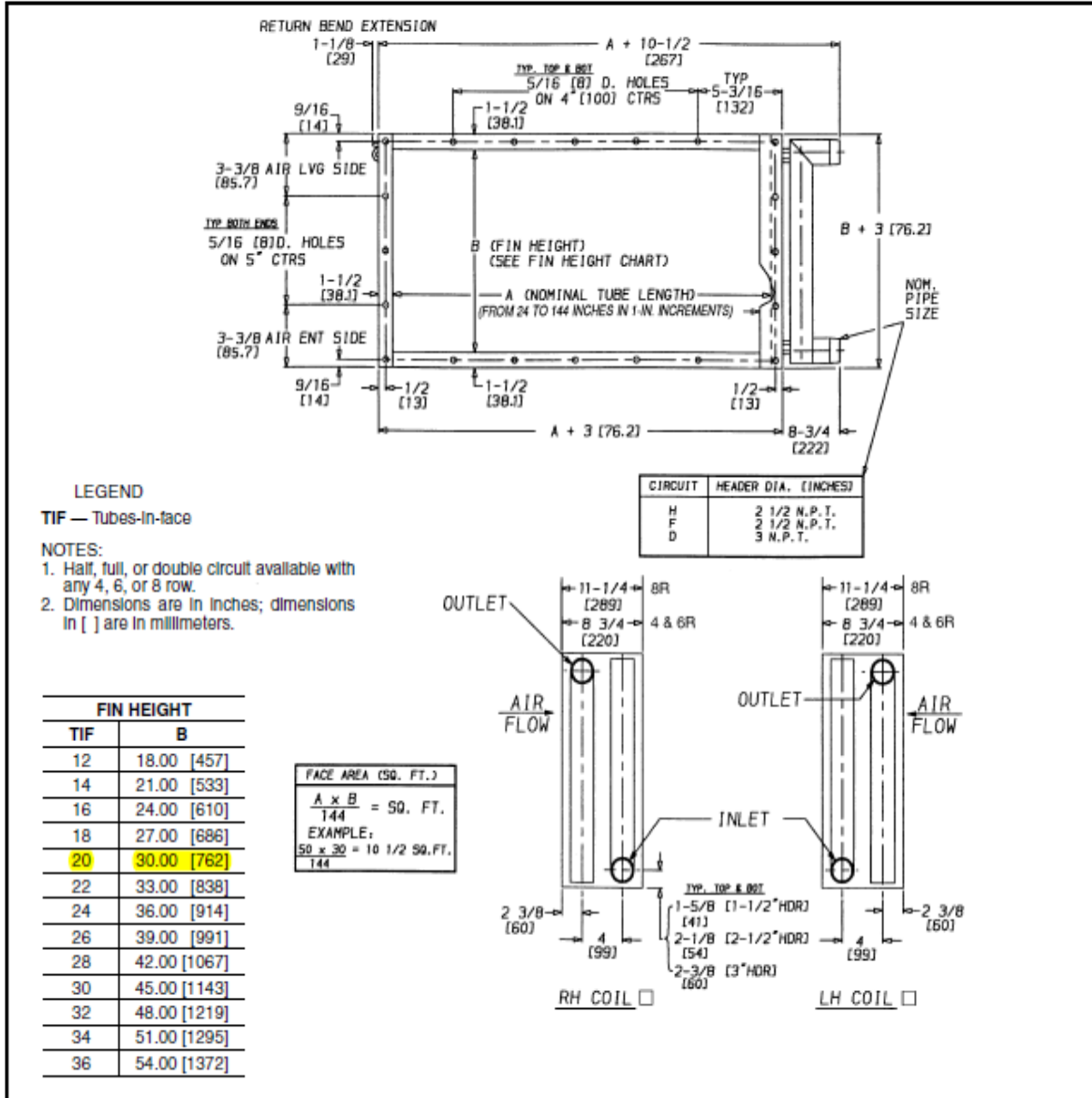


Figura 33 Dimensiones del serpentín de enfriamiento UMA-01

Como se puede observar, no existe un serpentín con las dimensiones sugeridas de 60" x 72", por lo tanto se propone instalar dos serpentines de 30"x72" para cumplir con la Capacidad requerida.

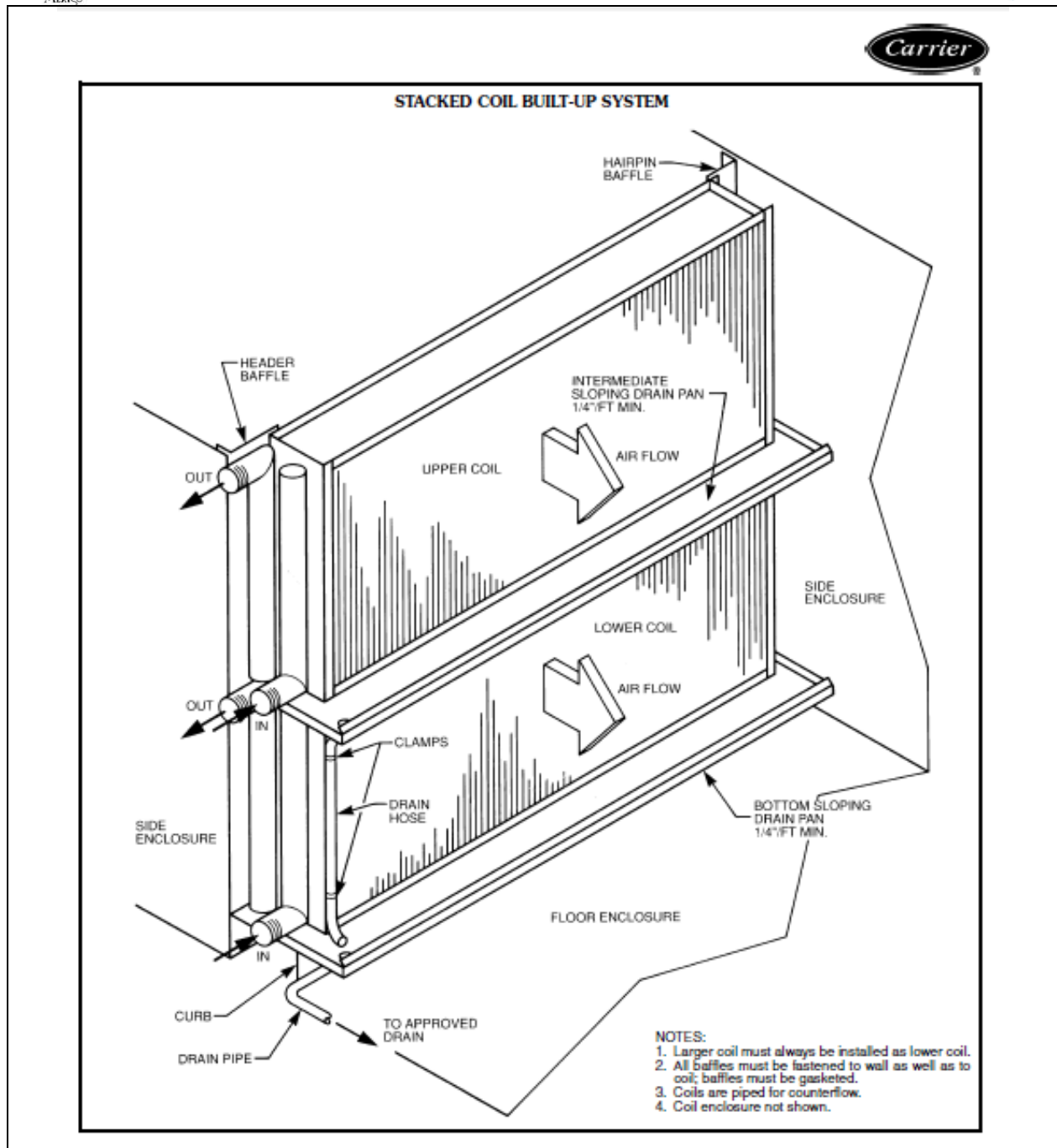


Figura 34 Arreglo del serpentín de enfriamiento UMA-01

7.3.2 Serpentín de Calentamiento

Para la selección del serpentín de calentamiento también se considera una velocidad en cara del aire de 2.5 m/s (500 ft/min.)

Las temperaturas de diseño a la entrada y salida del serpentín de calentamiento son:

Tabla 27 Temperaturas de diseño para el serpentín de calentamiento UMA-01

	[°F]	[°C]
Temperatura del agua a la entrada del serpentín de calentamiento	140	60
Temperatura del agua a la salida del serpentín de calentamiento	120	48.89

El área requerida para que el flujo de aire de inyección atravesase a una velocidad de 500 ft/min a cara de serpentín es de:

$$A_{requerida} = \frac{\dot{V}_{aire}}{v_{aire}}$$

Donde:

$$\dot{V}_{aire} = 24560 \text{ m}^3/\text{h} = 14455 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$v_{aire} = 500 \text{ ft}/\text{min}$$

Por lo tanto:

$$A_{requerida} = \frac{14555}{500} = 29.11 \text{ ft}^2$$

Las dimensiones sugeridas del serpentín y basádonos en el área de filtros existente son

Tabla 28 Dimensiones sugeridas para el serpentín de calentamiento UMA-01

Dimensiones del serpentín de calentamiento	
Ancho	72"
Alto	60"

Con estos dos datos, el $A_{requerida}$ del serpentín y la velocidad de paso de $500 \text{ ft}/\text{min}$ buscamos en catálogos de serpentines el que mejor se acople a nuestras necesidades.

La capacidad que deberá tener el serpentín es tal que:

$$\text{Capacidad Total} = \frac{Q_{T \text{ verano}}}{A_{\text{requerida}}}$$

Donde:

$$Q_{T \text{ invierno}} = 152,517.60 \text{ kcal/h} = 605,228.57 \text{ BTU/h}$$

Por lo tanto:

$$\text{Capacidad total} = \frac{605,228.57}{29.11}$$

$$\text{Capacidad total} = 20,791.09 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \text{ft}^2$$

Performance data — 28BF

28BF HEATING CAPACITIES*

ROWS	CIRCUIT TYPE	FINS PER IN.	TOTAL CAPACITY (Btuh/sq ft)	WATER TEMP DROP (F)	LEAVING AIR DB TEMP (F)	WATER PRESSURE DROP (ft wg)	AIR PRESSURE DROP (in. wg)
1	Half	8	19.545	18.9	85.53	7.4	0.14
		12	24.972	24.1	92.62		0.18
		14	27.427	26.5	95.83		0.21
2	Half	8	31.680	30.6	101.39	9.0	0.26
		12	39.026	37.7	110.98		0.36
		14	42.570	41.1	115.62		0.45
	Full	8	33.802	16.3	104.16	4.8	0.26
		12	42.623	20.4	115.21		0.36
		14	46.445	22.4	120.68		0.45

LEGEND
DB — Dry Bulb
WB — Wet Bulb

Figura 35 Selección del serpentín de calentamiento UMA-01

Dimensions — 28BF

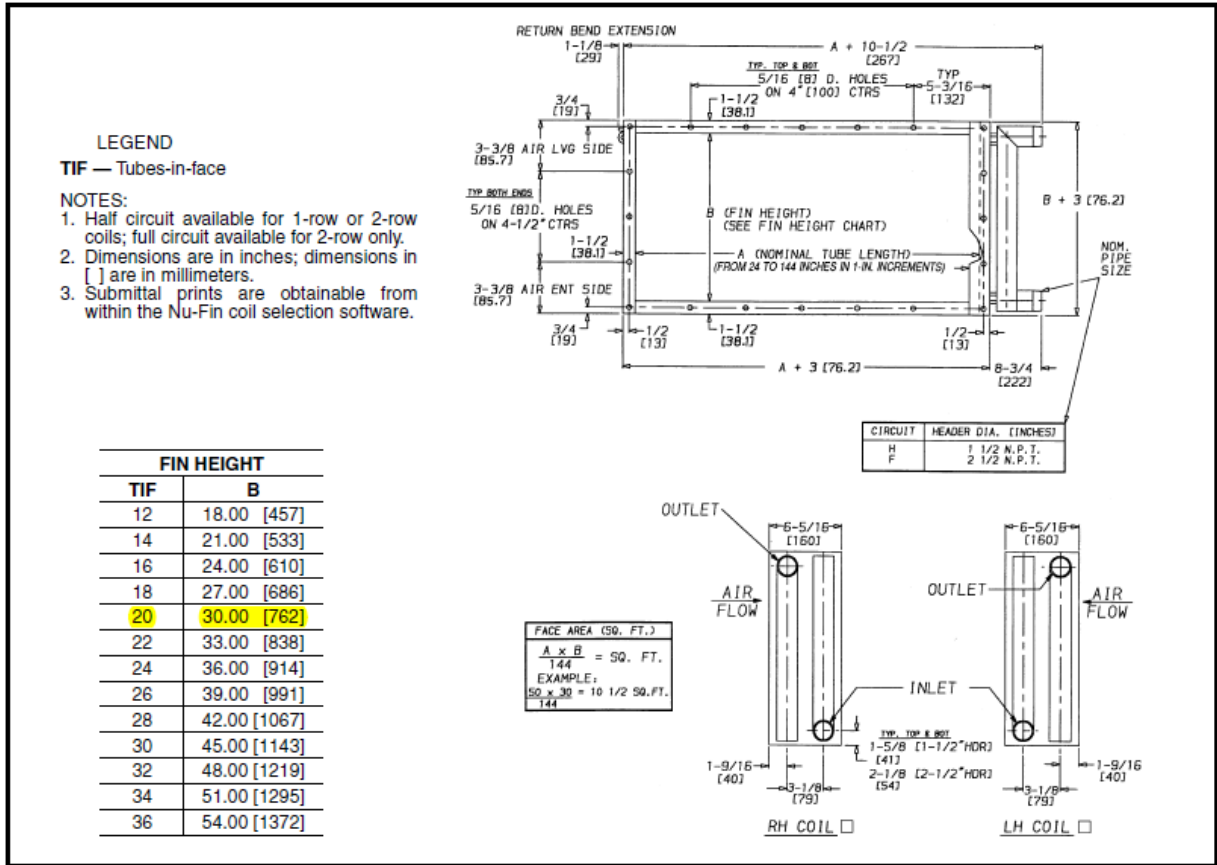


Figura 36 Dimensiones del serpentín de calentamiento UMA-01

De igual manera que para el caso del serpentín de enfriamiento, seleccionaremos dos serpentines de 30" x 72" para cumplir con la capacidad requerida para calentamiento de aire.

7.4 Selección del humidificador

Para la selección de un humidificador, nos basamos en la cantidad de vapor de agua que se requiere agregar al aire para ser humidificado.

Para el cálculo de la capacidad del humidificador, se calculó el agua de repuesto en el capítulo 4 y dado que el agua de repuesto es igual a la cantidad de agua que el aire de inyección está absorbiendo para humidificarse.

$$\text{Capacidad del humidificador} = \dot{m}_{\text{agua de repuesto}}$$

$$\dot{m}_{\text{agua de repuesto}} = 84.25 \text{ kg/h}$$

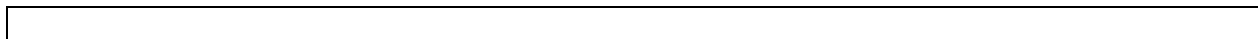
--

Vaporstream VLC capacities and electrical specifications, standard water and DI/RO water																	
Model (kW- stages)	Maximum steam capacity †		Heaters		Current draw (amps)											kW	
					Single-phase						Three-phase***						
					120V	208V*	240V*	277V*	480V*	600V*	208V*	240V*	277V*	480V*	600V*		
2-1	5.7	2.6	1	1	16.7	9.6	8.3	7.2	4.2	3.3	—	—	—	—	—	2	
3-1	8.6	3.9	1	1	25.0	14.4	12.5	10.8	6.3	5.0	—	—	—	—	—	3	
4-1	11.4	5.2	1	1	33.3	19.2	16.7	14.4	8.3	6.7	—	—	—	—	—	4	
5-1	15.2	6.9	1	1	44.4	25.6	22.2	19.2	11.1	8.9	—	—	—	—	—	5.33	
6-1	17.1	7.8	3	1	—	28.8	25.0	21.7	12.5	10.0	16.7	14.4	12.5	7.2	5.8	6	
9-1	25.7	11.7	3	1	—	43.3	37.5	32.5	18.8	15.0	25.0	21.7	18.8	10.8	8.7	9	
12-1	34.2	15.5	3	1	—	—	—	43.3	25.0	20.0	33.3	28.9	25.0	14.4	11.5	12	
16-1	45.6	20.7	3	1	—	—	—	—	33.3	26.7	44.4	38.5	33.3	19.2	15.4	16	
21-1	59.9	27.2	3	1	—	—	—	—	43.8	35.0	—	—	43.8	25.3	20.2	21	
25-1	71.3	32.3	3	1	—	—	—	—	—	41.7	—	—	—	30.1	24.1	25	
12-2	34.2	15.5	6	2	—	57.7	50.0	43.3	25.0	20.0	33.3	28.9	25.0	14.4	11.5	12	
18-2	51.3	23.3	6	2	—	86.5	75.0	65.0	37.5	30.0	50.0	43.3	37.5	21.7	17.3	18	
24-2	68.4	31.0	6	2	—	—	—	86.6	50.0	40.0	66.6	57.7	50.0	28.9	23.1	24	
32-2	91.2	41.4	6	2	—	—	—	—	66.7	53.3	88.8	77.0	66.7	38.5	30.8	32	
42-2	119.7	54.3	6	2	—	—	—	—	87.5	70.0	—	—	87.5	50.5	40.4	42	
50-2	142.5	64.6	6	2	—	—	—	—	—	83.3	—	—	—	60.1	48.1	50	
18-3	51.3	23.3	9	3	—	86.5	75.0	65.0	37.5	30.0	50.0	43.3	37.5	21.7	17.3	18	
27-3	77.0	34.9	9	3	—	129.8	112.5	97.5	56.3	45.0	74.9	65.0	56.3	32.5	26.0	27	
36-3	102.6	46.5	9	3	—	—	—	130.0	75.0	60.0	99.9	86.6	75.0	43.3	34.6	36	
48-3	136.8	62.1	9	3	—	—	—	—	100.0	80.0	133.2	115.5	100.0	57.7	46.2	48	
63-3	179.6	81.5	9	3	—	—	—	—	131.3	105.0	—	—	131.3	75.8	60.6	63	
75-3	213.8	97.0	9	3	—	—	—	—	—	125.0	—	—	—	90.2	72.2	75	
24-4	68.4	31.0	12	4	—	115.4	100.0	86.6	50.0	40.0	66.6	57.7	50.0	28.9	23.1	24	
36-4	102.6	46.5	12	4	—	173.1	150.0	130.0	75.0	60.0	99.9	86.6	75.0	43.3	34.6	36	
48-4	136.8	62.1	12	4	—	—	—	173.3	100.0	80.0	133.2	115.5	100.0	57.7	46.2	48	
64-4	182.4	82.7	12	4	—	—	—	—	133.3	106.7	177.6	154.0	133.4	77.0	61.6	64	
84-4	239.4	108.6	12	4	—	—	—	—	175.0	140.0	—	—	175.1	101.0	80.8	84	
100-4	285.0	129.3	12	4	—	—	—	—	—	166.7	—	—	—	120.3	96.2	100	

Figura 37 Selección del humidificador para la UMA-01

Se hace la selección de un humidificador eléctrico debido a la ausencia de una caldera que produzca vapor con el cual pueda funcionar el equipo.

En la siguiente figura se muestra el principio de funcionamiento del humidificador en donde se muestra que para producir vapor de agua que humidifique al aire de inyección se utiliza una resistencia eléctrica.



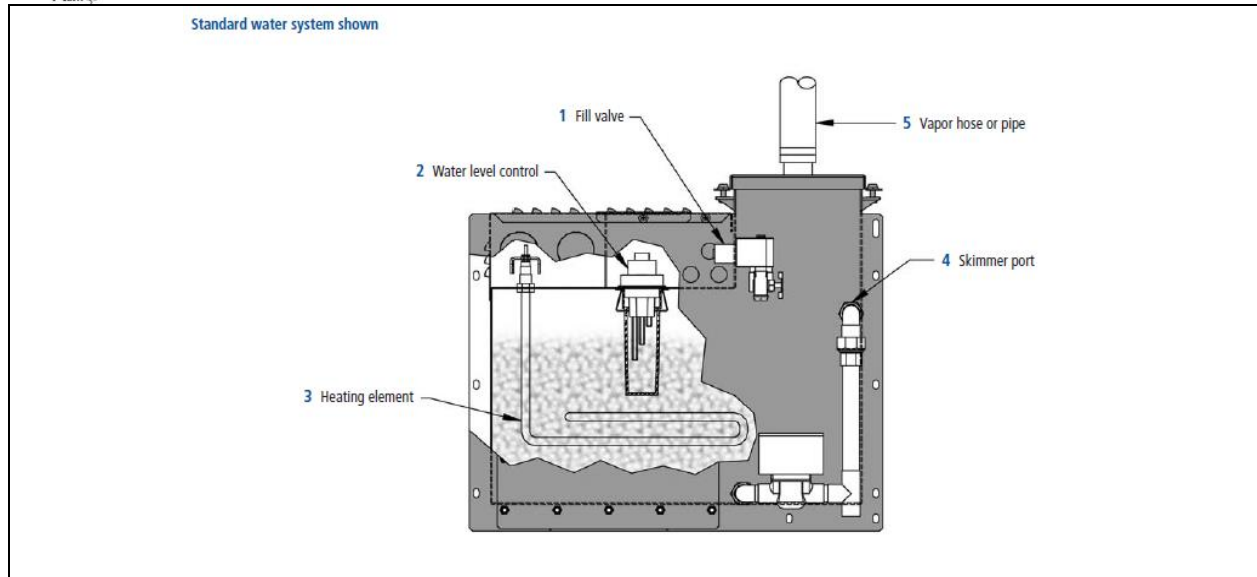


Figura 38 Esquema interno del humidificador para la UMA-01

En las siguientes figuras, del lado izquierdo se puede apreciar el equipo que será instalado para humidificar el aire mientras que la figura del lado derecho muestra esquemáticamente la conexión del humidificador con la UMA-01

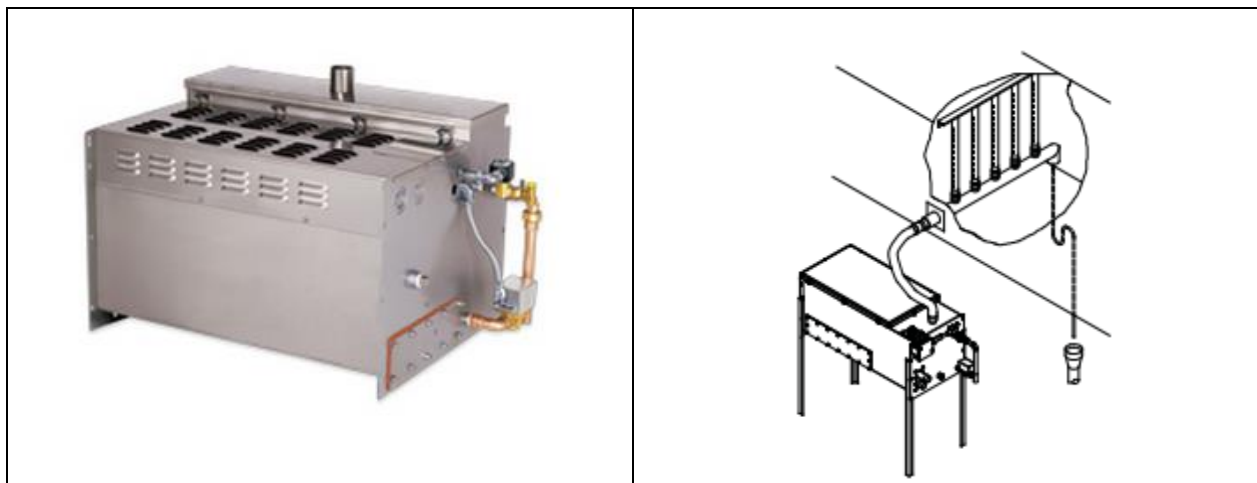


Figura 39 Humidificador para UMA-01

7.5 Selección del Colector de Polvos

Para la selección del colector de polvos requerimos conocer:

- Flujo de aire
- Altura sobre nivel del mar en donde operará
- Caída de presión en el sistema

La siguiente tabla es un resumen de la caída de presión que tendrá que vencer el ventilador de extracción para poder mover el flujo de aire requerido.

Tabla 29 Caída de presión en el sistema de Colección de Polvos

CAIDA DE PRESION EN EL SISTEMA DE COLECCIÓN DE POLVOS			
No. Equipo:	CP-01	Altura sobre nivel del mar: 1,842 m	(6,043 ft)
Servicio a:	SOL-01 Y SOL-02	Observaciones:	
Flujo a manejar :	880 m ³ /h (520 ft ³ /min)		
Lugar de operación:	QUERÉTARO, QUERÉTARO		
<u>SUCCION</u>		<u>DESCARGA</u>	
Caja de Mezcla	/ in.	Filtro metálico	/ in.
Filtro metálico	/ in.	Filtro de 35-45% de eficiencia	/ in.
Filtro de 35-45% de eficiencia	/ in.	Filtro de 85% de eficiencia	/ in.
Filtro de 85% de eficiencia	/ in.	Filtro de 95% de eficiencia	/ in.
Filtro de 95% de eficiencia	/ in.	Filtro HEPA	/ in.
Filtro HEPA	2.0000 in.	Filtro de carbón activado	/ in.
Filtro de carbón activado	/ in.	Serpentín de refrigeración	/ in.
Serpentín de refrigeración	/ in.	Serpentín de calefacción	/ in.
Serpentín de calefacción	/ in.	Resistencia eléctrica	/ in.
Resistencia eléctrica	/ in.	Pleno	0.1000 in.
Pleno	0.1000 in.	Sección difusora	/ in.
Compuerta de succión en Toma de acero	0.5000 in.	Compuerta de descarga en Difusor	/ in.
Ducto	1.0054 in.	Ducto	0.1208 in.
Codos	0.7276 in.	Codos	0.0449 in.
Compuerta de regulación en Ducto	1.0000 in.	Compuerta de regulación en Ducto	/ in.
Toma de acero	0.1000 in.	Difusor o Rejilla de Inyección	/ in.
Filtro terminal	/ in.	Filtro terminal	/ in.
Toma de succión en Ventilador	0.1000 in.	Toma de descarga en Ventilador	0.1000 in.
Presión mayor en las áreas	0.0600 in.	Presión mayor en las áreas	/ in.
Otros	/ in.	Otros	/ in.
Subtotal succión	5.59 in.	Subtotal descarga	0.37 in.
Factor de seguridad	10.00 %	Factor de seguridad	10.00 %
Total en succión	6.15 in.	Total en descarga	0.41 in.
Caída de presión total del sistema ASNM			6.56 in.

Caída de presión ACTUAL			
Factor de corrección por altura	1.269 in.	Factor de corrección por altura	1.269 in.
C. Presión ACTUAL en succión	4.85 in.	C. Presión ACTUAL en descarga	0.32 in.
Caída de presión total del sistema ACTUAL			5.17 in.

Para la selección del colector de polvos nos basamos en las especificaciones de un catálogo, para este caso se selecciona un colector marca Donaldson Torit, modelo DFO 2-2. Conociendo el flujo de aire que se requiere extraer y la caída de presión del sistema se puede determinar el tamaño del colector y del ventilador de extracción. Con la finalidad de ahorrar espacio en la instalación se selecciona un colector con motor incluido de 3 HP.

Downflo® Oval

Dimensions & Specifications

Model*	Nominal Airflow Range**	No. of Filters	Ultra-Web Filter Area (ft ²)	No. of Valves	Shipping Weight (lbs)	Dimensions (inches)		
						A	B	C
DFO 1 - 1	100-800	1	190	1	774	25.0	52.0	65.0
2 - 2	200-1,600	2	380	2	974	25.0	74.0	65.0
3 - 3	300-2,400	3	570	3	1,274	25.0	96.0	65.0

DFO 2-2 3HP 60Hz with 8 in. inlet duct (clean filters)

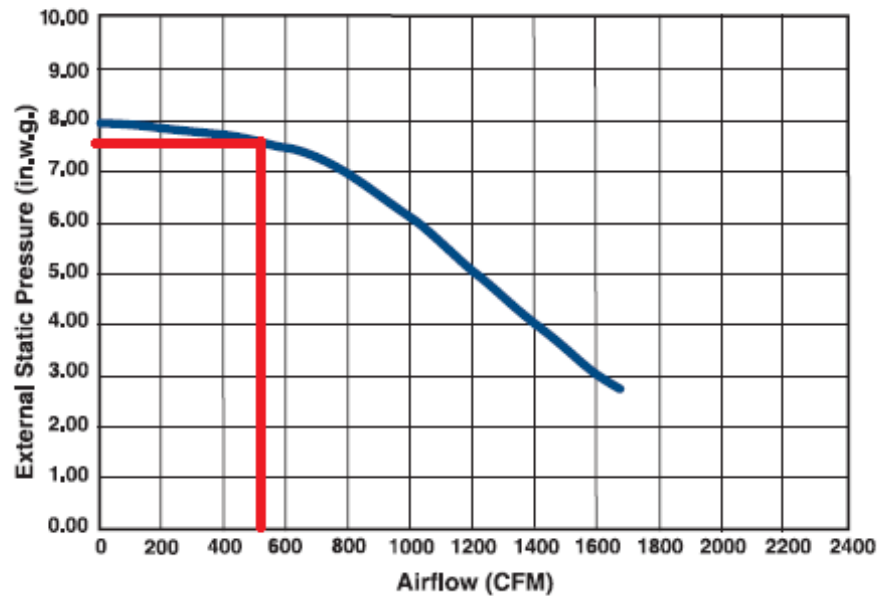
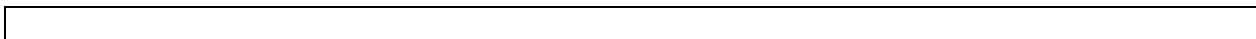


Figura 40 Selección del colector de polvos

En la siguiente figura se puede apreciar el colector seleccionado y su principio de funcionamiento, una vez que el aire es filtrado a través de los filtros HEPA, el polvo que se impregna en sacudido a través de un sistema secundario de aire comprimido y éste cae a una tolva para después depositarse en un contenedor.



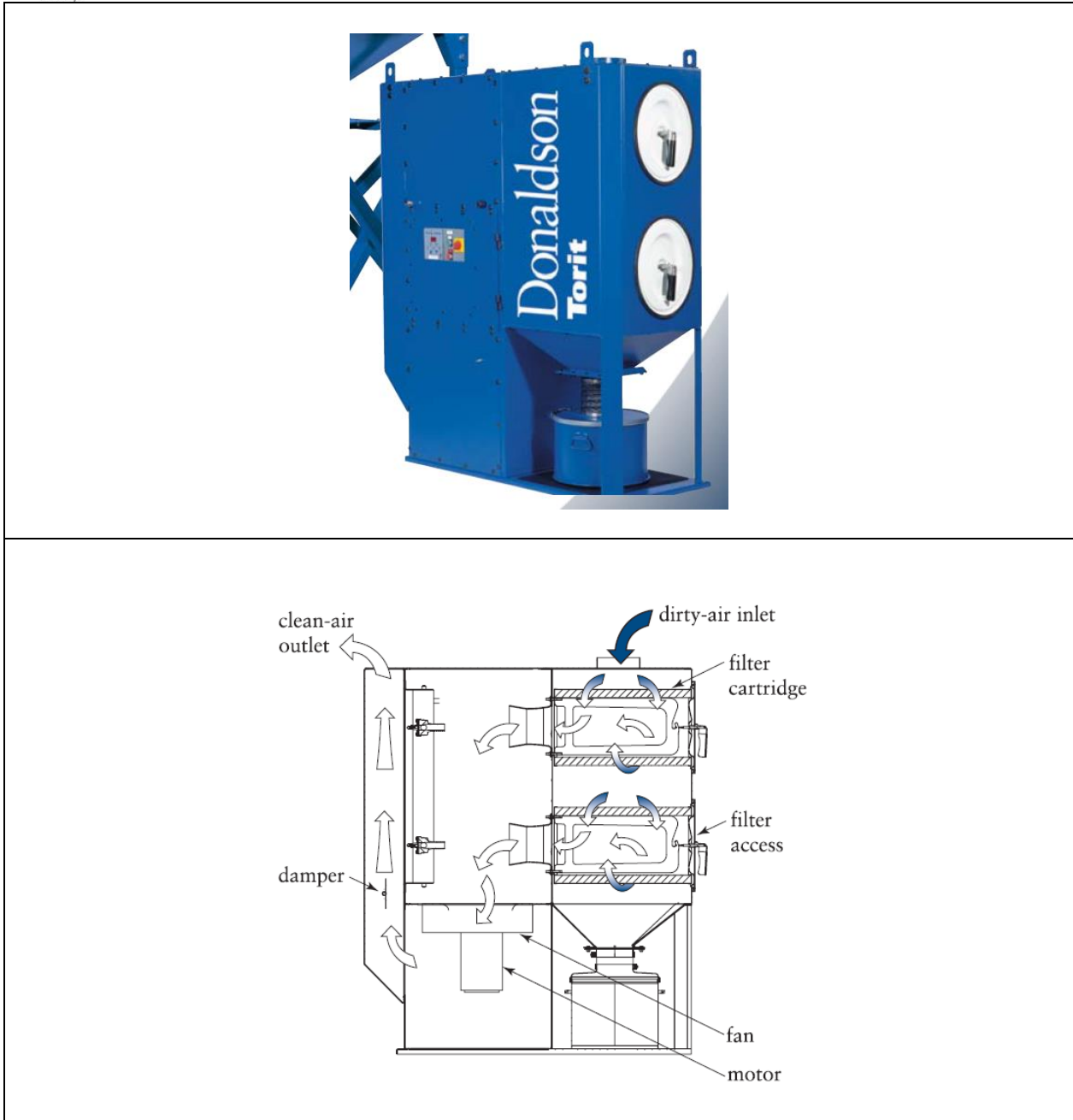


Figura 41 Colector de polvos

7.6 Selección de Ventiladores

Para poder seleccionar correctamente un ventilador, es necesario conocer los siguientes datos:

- Flujo de aire
- Altura sobre nivel del mar en donde operará
- Presión estática total que deberá vencer el ventilador

7.6.1 Ventilador de UEX-01

Tabla 30 Caída de presión en el Sistema de extracción UEX-01

CAÍDA DE PRESION EN EL SISTEMA DE EXTRACCIÓN			
No. Equipo:	UEX-01		Altura sobre nivel del mar : 1,842 m (6,043 ft)
Servicio a:	ACONDI PRIMARIO		Observaciones:
Flujo a manejar:	7,335 m ³ /h (4,317 ft ³ /min)		
Lugar de operación:	QUERÉTARO, QUERÉTARO		
SUCCIÓN		DESCARGA	
Caja de Mezcla	/	Filtro metálico	/
Filtro metálico	/	Filtro de 35-45% de eficiencia	/
Filtro de 35-45% de eficiencia	1.0000 in.	Filtro de 85% de eficiencia	/
Filtro de 85% de eficiencia	1.0000 in.	Filtro de 95% de eficiencia	/
Filtro de 95% de eficiencia	/	Filtro HEPA	/
Filtro HEPA	/	Filtro de carbón activado	/
Filtro de carbón activado	/	Serpentín de refrigeración	/
Serpentín de refrigeración	/	Serpentín de calefacción	/
Serpentín de calefacción	/	Resistencia eléctrica	/
Resistencia eléctrica	/	Pleno	0.1000 in.
Pleno	0.1000 in.	Sección difusora	/
Compuerta de succión en Rejillas	/	Compuerta de descarga en Difusor	/
Ducto	0.0381 in.	Ducto	0.0259 in.
Codos	0.0275 in.	Codos	0.0141 in.
Compuerta de regulación en Ducto	1.0000 in.	Compuerta de regulación en Ducto	/
Rejilla de Extracción y/o Retorno	0.0960 in.	Difusor o Rejilla de Inyección	/
Filtro terminal	/	Filtro terminal	/
Toma de succión en Ventilador	0.1000 in.	Toma de descarga en Ventilador	0.1000 in.
Presión mayor en las áreas	0.0600 in.	Presión mayor en las áreas	/
Otros	/	Otros	/
Subtotal succión	3.42 in.	Subtotal descarga	0.24 in.
Factor de seguridad	10.00 %	Factor de seguridad	10.00 %
Total en succión	3.76 in.	Total en descarga	0.26 in.
Caída de presión total del sistema ASNM			4.02 in.

Caída de presión ACTUAL			
Factor de corrección por altura	1.269 in.	Factor de corrección por altura	1.269 in.
C. Presión <u>ACTUAL</u> en succión	2.96 in.	C. Presión <u>ACTUAL</u> en descarga	0.20 in.
Caída de presión total del sistema ACTUAL			3.16 in.

EQUIPOS ELECTROMECHANICOS S.A. DE C.V.						
VENTILADORES VENT SET			ARMEE-Chicago, ARMEE-Babcock			
EQUIPO:	UEX-01	entrada	sencilla	doble	datos complementarios	
ft ³ /min:	4,317	tamaño:	200		entrada (1/2):	1

spa:	3.16				% ancho:	100%
sp succión:	-2.96	rpm:	1,508			
altitud:	6043	Bhpa:	3.18			
Temp. Operación.	77	Bhpa max:	3.22			
gr. esp.:	1	Bhpf max:	3.29			
temp máx:	88	% eff:	67.41			
temp mín:	65	vel. sal. ft/m	1844.87			
		sp/vp:	19.04			
f. corr.:	1.278	% cfm aux:	60			
sps:	4.04	% cfm:	61.46			
		rpm máxima por clase				
tam aprox ES:	16.50	clase 1	1,772			
tam aprox ED:	12.25	clase 2	2,481			
		clase 3	2,481			
Presión barom.:	23.94					
				IVC (1/0)	0	
				ductos (1/0)	0	
				distancia (m)	1	
				4317		
				Ruido	72	
				Observaciones:		
				Motor de	5.0 H.P.	

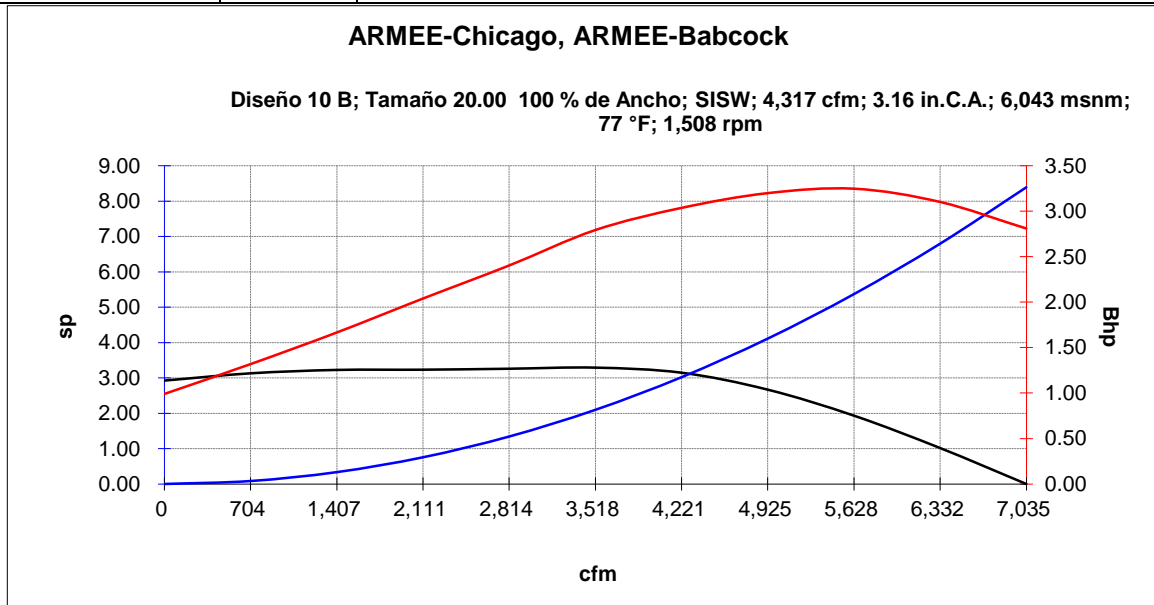


Figura 42 Selección del ventilador para la UEX-01

7.6.2 Ventilador de UEX-02

Tabla 31 Caída de presión en el sistema de extracción UEX-02

CAÍDA DE PRESIÓN EN EL SISTEMA DE EXTRACCIÓN			
No. Equipo:	UEX-02	Altura sobre nivel del mar :	1,842 m (6,043 ft)
Servicio a:	CUARTOS DE LAVADO	Observaciones:	
Flujo a manejar:	1690 m ³ /h		
Lugar de operación:	QUERÉTARO, QUERÉTARO		
SUCCIÓN		DESCARGA	

Caja de Mezcla	/	in.	Filtro metálico	/	in.
Filtro metálico	/	in.	Filtro de 35-45% de eficiencia	/	in.
Filtro de 35-45% de eficiencia	1.0000	in.	Filtro de 85% de eficiencia	/	in.
Filtro de 85% de eficiencia	/	in.	Filtro de 95% de eficiencia	/	in.
Filtro de 95% de eficiencia	/	in.	Filtro HEPA	/	in.
Filtro HEPA	/	in.	Filtro de carbón activado	/	in.
Filtro de carbón activado	/	in.	Serpentín de refrigeración	/	in.
Serpentín de refrigeración	/	in.	Serpentín de calefacción	/	in.
Serpentín de calefacción	/	in.	Resistencia eléctrica	/	in.
Resistencia eléctrica	/	in.	Pleno	0.1000	in.
Pleno	0.1000	in.	Sección difusora	/	in.
Compuerta de succión en Rejillas	/	in.	Compuerta de descarga en Difusor	/	in.
Ducto	0.0492	in.	Ducto	0.0212	in.
Codos	0.0335	in.	Codos	0.0083	in.
Compuerta de regulación en Ducto	1.0000	in.	Compuerta de regulación en Ducto	/	in.
Rejilla de Extracción y/o Retorno	0.0960	in.	Difusor o Rejilla de Inyección	/	in.
Filtro terminal	/	in.	Filtro terminal	/	in.
Toma de succión en Ventilador	0.1000	in.	Toma de descarga en Ventilador	0.1000	in.
Presión mayor en las áreas	/	in.	Presión mayor en las áreas	/	in.
Subtotal succión	2.38	in.	Subtotal descarga	0.23	in.
Factor de seguridad	10.00	%	Factor de seguridad	10.00	%
Total en succión	2.62	in.	Total en descarga	0.25	in.
Caída de presión total del sistema ASNM					2.87 in.

Caída de presión ACTUAL					
Factor de corrección por altura	1.269	in.	Factor de corrección por altura	1.269	in.
C. Presión ACTUAL en succión	2.06	in.	C. Presión ACTUAL en descarga	0.20	in.
Caída de presión total del sistema ACTUAL					2.26 in.

EQUIPOS ELECTROMECHANICOS S.A. DE C.V.				
VENTILADORES DISEÑO 16 LS			ARMEE-Chicago, ARMEE-Babcock	
EQUIPO:	UEX-02	entrada	sencilla	
cfm:	995	tamaño:	7	
spa:	2.26			velocidad de salida

sp succión:	-2.06	rpm:	2,363	ft/m	3,726.59
altitud:	6,043	Bhpa:	0.8	1=si 0=no	Distancia (m)
temp.:	77	Bhpf:	0.8	Ductos (si/no)	0
gr. esp.:	1	% eff:	42.64%	Ruido	71
temp máx:	88				
temp mín:	65	sp/vp:	3.33	995	
% de ancho	100%	% cfm aux:	68		
Presión barom.:	23.94	% cfm:	69.86		
factor de corr:	1.275	rpm máxima por clase			
sps:	2.88	clase II:	3,600	Observaciones:	Motor de 1.0 HP
		clase III:	3,600		
tamaño aprox :	9				

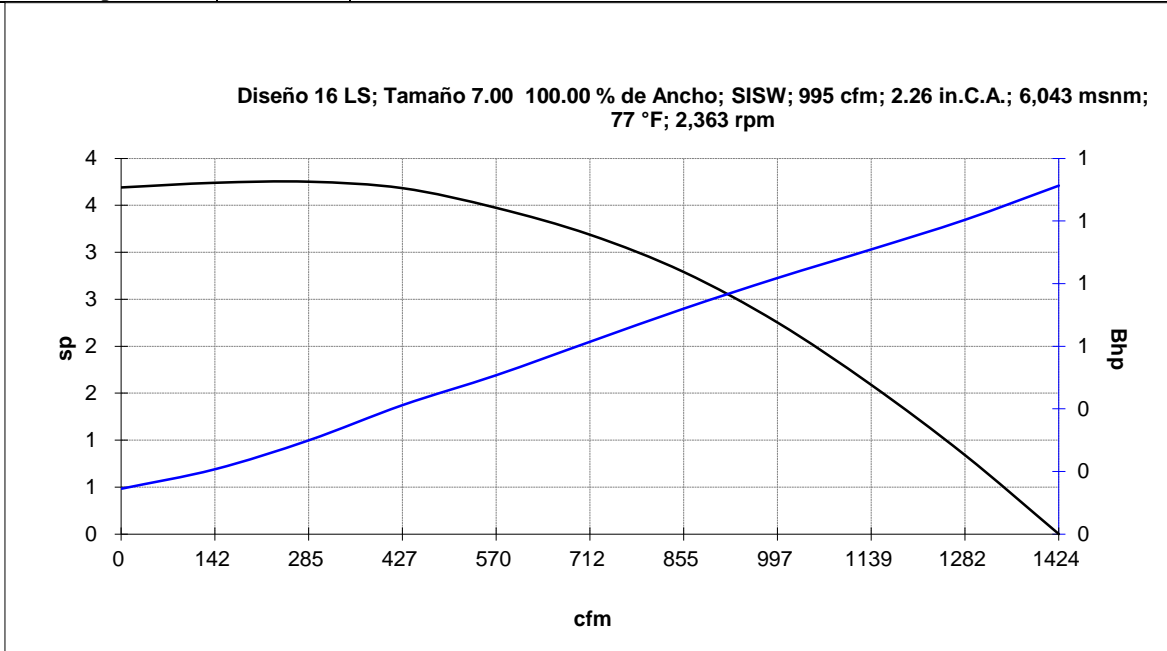


Figura 43 Selección del ventilador para la UEX-02

7.6.3 Ventilador de UMA-01

Tabla 32 Caída de presión para el sistema de inyección UMA-01

CAIDA DE PRESION EN EL SISTEMA DE INYECCIÓN			
No. Equipo:	UMA-01	Altura sobre nivel del mar:	1,842 m (6,043 ft)
Servicio a:	ACONDICIONAMIENTO	Observaciones:	
Flujo a manejar:	24,560 m ³ /h		
Lugar de operación:	QUERÉTARO, QUERÉTARO		

SUCCIÓN		DESCARGA	
Caja de Mezcla	0.1000 in.	Filtro metálico	/ in.
Filtro metálico	/ in.	Filtro de 35-45% de eficiencia	/ in.
Filtro de 35-45% de eficiencia	1.0000 in.	Filtro de 85% de eficiencia	/ in.
Filtro de 85% de eficiencia	1.0000 in.	Filtro de 95% de eficiencia	2.0000 in.
Filtro de 95% de eficiencia	/ in.	Filtro HEPA	/ in.
Filtro HEPA	/ in.	Filtro de carbón activado	/ in.
Filtro de carbón activado	/ in.	Serpentín de refrigeración	/ in.
Serpentín de refrigeración	1.6000 in.	Serpentín de calefacción	/ in.
Serpentín de calefacción	0.1800 in.	Resistencia eléctrica	/ in.
Resistencia eléctrica	/ in.	Pleno	0.1000 in.
Pleno	0.1000 in.	Sección difusora	/ in.
Compuerta de succión en Rejillas	/ in.	Compuerta de descarga en Difusor	/ in.
Ducto	0.0968 in.	Ducto	0.0902 in.
Codos	0.0175 in.	Codos	0.0426 in.
Compuerta de regulación en Ducto	0.5000 in.	Compuerta de regulación en Ducto	0.5000 in.
Rejilla de Extracción y/o Retorno	0.0960 in.	Difusor o Rejilla de Inyección	0.1155 in.
Filtro terminal	/ in.	Filtro terminal	/ in.
Toma de succión en Ventilador	0.1000 in.	Toma de descarga en Ventilador	0.1000 in.
Presión mayor en las áreas	/ in.	Presión mayor en las áreas	0.0400 in.
Otros (Humidificador)	0.2000 in.	Otros	/ in.
Subtotal succión	4.99 in.	Subtotal descarga	2.99 in.
Factor de seguridad	10.00 %	Factor de seguridad	10.00 %
Total en succión	5.49 in.	Total en descarga	3.29 in.
Caída de presión total del sistema ASNM			8.78 in.

Caída de presión ACTUAL			
Factor de corrección	1.269 in.	Factor de corrección	1.269 in.
C. Presión ACTUAL en succión	4.33 in.	C. Presión ACTUAL en descarga	2.59 in.
Caída de presión total del sistema ACTUAL			6.92 in.

Para la selección del ventilador de inyección de la UMA-01 utilizamos el software de Comefri, Aeolus Plus¹².

--

¹² Comefri. 2009. Aeolus Plus. Versión 1.0.8. Kentucky. Comefri

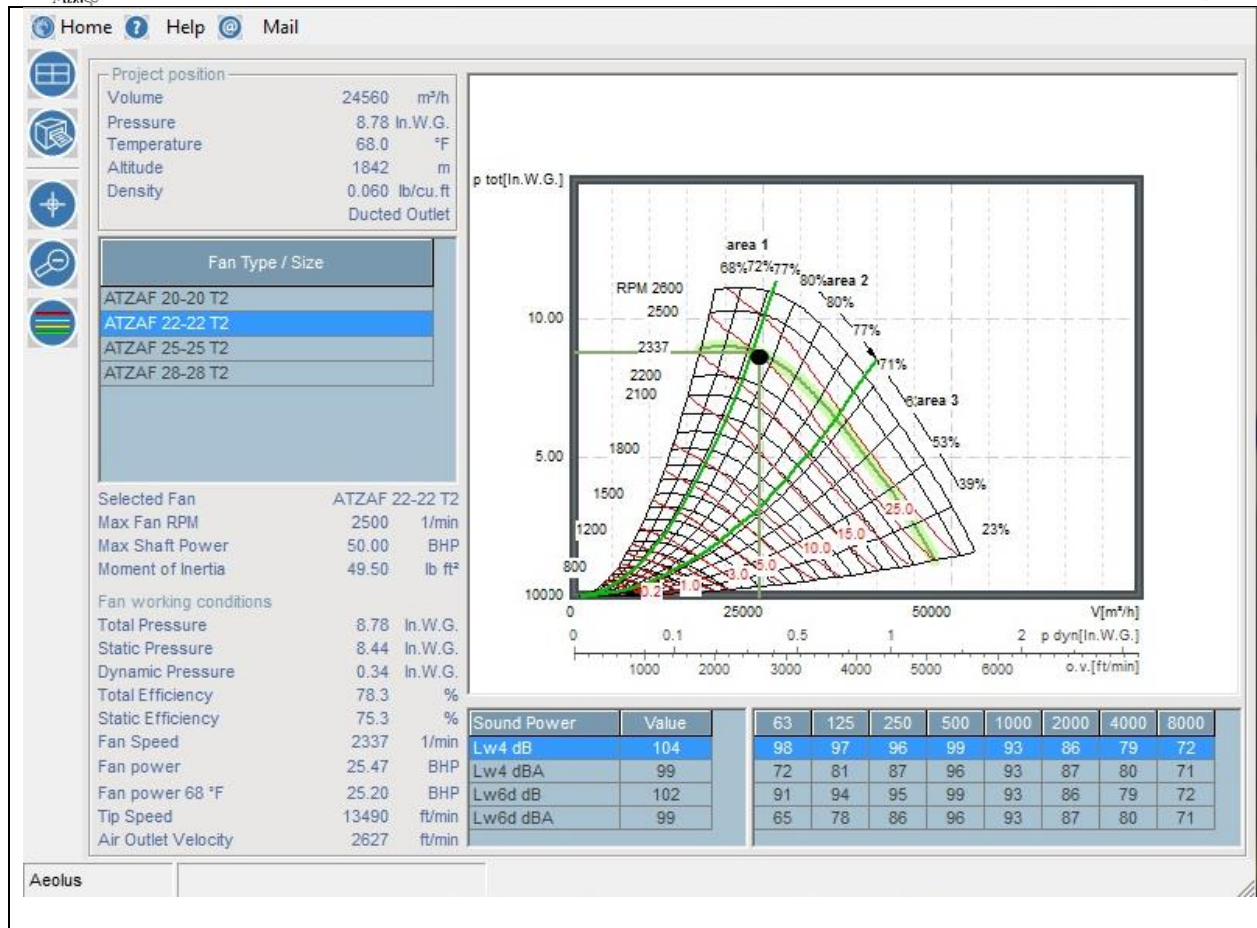


Figura 44 Selección del ventilador para la UMA-01

De acuerdo a la selección, la potencia requerida del motor es de 25.47 H.P.

Por lo tanto, seleccionamos un motor de 25 HP para ser instalado en la UMA-01

7.7 Cálculo de la Unidad Generadora de Agua Helada

$$Q_{Tverano} = \dot{m}_{agua} C_{p_{agua}} \Delta T$$

$$Q_{Tverano} = \dot{m}_{agua} C_{p_{agua}} (T_{entrada} - T_{salida})$$

Despejando \dot{m}_{agua}

$$\dot{m}_{agua} = \frac{Q_{Tverano}}{Cp_{agua}(T_{entrada} - T_{salida})}$$

Donde:

$$Q_{Tverano} = 186,960.54 \text{ kcal/h}$$

$$Cp_{agua} = 1.003 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$T_{entrada} - T_{salida} = 12.77 - 7.22 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{agua} = \frac{186,960.54 \text{ kcal/h}}{1.003 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} (12.77 - 7.22)^\circ\text{C}}$$

$$\dot{m}_{agua} = 33,585.83 \text{ kg/h}$$

Considerando una densidad del agua $\rho_{agua} = 1,000 \text{ kg/m}^3$

$$\dot{m}_{agua} = 33,585.83 \text{ l/h}$$

$$\dot{m}_{agua} = 147.90 \text{ gpm}$$



ARI* capacity ratings



30RB UNIT SIZE	CAPACITY		COMP	FAN	TOTAL POWER	FULL LOAD		IPLV		COOLER FLOW RATE		COOLER PD	
	Tons	kW	kW	kW	kW	EER	COP	EER	COP	GPM	L/s	ft wg	kPa
060	57.1	200.8	60.1	10.3	70.4	9.7	2.9	13.2	3.9	136.5	8.6	8.9	26.6
070	66.5	233.9	73.1	10.3	83.4	9.6	2.8	13.4	3.9	159.0	10.0	11.7	35.0
080	76.0	267.3	85.0	10.3	95.3	9.6	2.8	14.2	4.2	181.7	11.5	7.0	20.9
090	86.4	303.8	91.1	15.5	106.6	9.7	2.9	13.5	4.0	206.7	13.0	8.9	26.6
100	95.7	336.5	104.0	15.5	119.5	9.6	2.8	13.6	4.0	229.0	14.4	10.7	32.0
110	105.5	371.0	116.6	15.5	132.1	9.6	2.8	13.7	4.0	252.1	15.9	8.8	26.3
120	118.4	416.4	129.5	18.1	147.6	9.6	2.8	13.7	4.0	283.2	17.9	10.9	32.6
130	127.3	447.7	137.5	20.6	158.1	9.7	2.8	13.6	4.0	304.4	19.2	12.5	37.4
150	144.4	507.8	158.4	20.6	179.0	9.7	2.8	13.8	4.0	345.3	21.8	7.5	22.4
160	153.0	538.0	162.8	25.8	188.6	9.7	2.9	13.4	3.9	366.0	23.1	8.4	25.1
170	166.5	585.5	182.4	25.8	208.2	9.6	2.8	13.5	4.0	398.1	25.1	9.8	29.3
190	188.5	662.9	205.6	31.0	236.6	9.6	2.8	13.4	3.9	450.9	28.4	12.4	37.1
210	201.9	710.0	217.6	31.0	248.6	9.7	2.9	13.7	4.0	482.7	30.5	9.9	29.6
225	214.2	753.3	236.8	31.0	267.8	9.6	2.8	13.8	4.0	512.3	32.3	11.2	33.5
250	237.8	836.2	261.5	36.1	297.6	9.6	2.8	13.6	4.0	568.8	35.9	13.6	40.7
275	260.2	915.0	284.0	41.3	325.3	9.6	2.8	13.7	4.0	622.4	39.3	16.2	48.4
300	282.6	993.8	308.1	46.5	354.6	9.6	2.8	13.5	4.0	675.6	42.6	19.0	56.8
315	306.0	1076.1	325.7	51.6	377.3	9.7	2.9	13.4	3.9	731.9	46.2	8.4	25.1
330	319.5	1123.6	345.2	51.6	396.8	9.7	2.8	13.5	4.0	764.1	48.2	9.8	29.3
345	332.9	1170.7	364.8	51.6	416.4	9.6	2.8	13.5	4.0	796.3	50.2	9.8	29.3
360	355.0	1248.4	388.0	56.8	444.8	9.6	2.8	13.5	4.0	849.0	53.6	12.4	37.1
390	377.0	1325.8	411.1	62.0	473.1	9.6	2.8	13.4	3.9	901.7	56.9	12.4	37.1

LEGEND

COP — Coefficient of Performance
 EER — Energy Efficiency Ratios
 IPLV — Integrated Part Load Value
 PD — Pressure Drop

*Air Conditioning and Refrigeration Institute.

NOTE: Based on ARI standard rating conditions.



Figura 45 Selección de la Unidad Generadora de Agua Helada

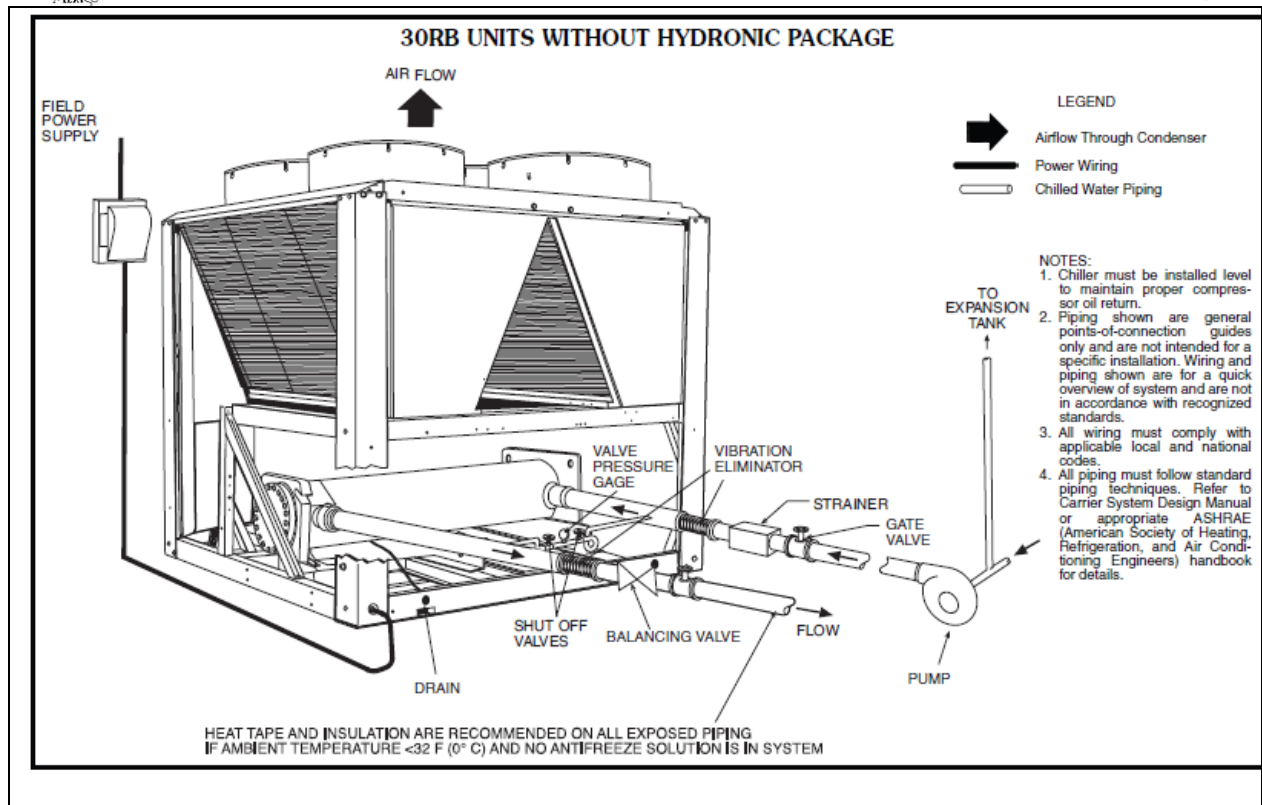


Figura 46 Unidad Generadora de Agua Helada

7.8 Cálculo de la Unidad Generadora de Agua Caliente

Partiendo del cálculo de calor suministrado al aire de Inyección durante el invierno para elevar la temperatura de bulbo seco del aire desde 0 °C hasta 27°C, se seleccionará una Unidad Generadora de Agua Caliente.

$$Q_{T\text{invierno}} = \dot{m}_{\text{agua}} C_{p\text{agua}} \Delta T$$

$$Q_{T\text{invierno}} = \dot{m}_{\text{agua}} C_{p\text{agua}} (T_{\text{entrada}} - T_{\text{salida}})$$

Despejando \dot{m}_{agua}

$$\dot{m}_{\text{agua}} = \frac{Q_{T\text{invierno}}}{C_{p\text{agua}} (T_{\text{entrada}} - T_{\text{salida}})}$$

Donde:

$$Q_{T\text{invierno}} = 152,517.60 \text{ kcal/h}$$

$$C_{p\text{agua}} = 1.003 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{entrada}} - T_{\text{salida}} = 60 - 48.88^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{\text{agua}} = \frac{152,517.60 \text{ kcal/hr}}{1.003 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} (60 - 48.88)^\circ\text{C}}$$

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 13,674.60 \text{ kg/h}$$

Considerando una densidad del agua $\rho_{\text{agua}} = 1,000 \text{ kg/m}^3$

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 13,674.60 \text{ l/h}$$

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 60.21 \text{ gpm}$$

Para la selección de la Unidad Generadora de Agua Caliente hacemos uso del catálogo de la marca RBI.

DIMENSIONS AND RATINGS															
Model	Input		Output		Net I=B=R		Flue Vent				Dual Exhaust Vent		Connections		
	MBH	kW	MBH	kW	Rating		Dim. A		Dim. B		Dim. C		Gas		Water
					MBH	kW	In.	mm	In.	mm	In.	mm	Nat.	LP	In.
420	420	123	340	100	293	86	28½	724	10	254	—	—	1	1	2½*
530	530	155	429	126	370	108	33	830	10	254	—	—	1	1	2½*
630	630	185	510	150	440	129	37½	952	12	305	—	—	1	1	2½*
735	735	215	595	174	513	150	42	1056	14	355	—	—	1	1	2½*
840	840	246	680	199	586	172	46½	1181	14	355	10	254	1	1	2½*
950	950	278	770	225	664	195	51	1295	14	355	10	254	1	1	2½*
1050	1050	308	851	249	734	215	55½	1409	16	406	12	305	1¼	1¼	2½
1160	1160	340	940	275	810	237	60	1524	16	406	12	305	1¼	1¼	2½
1260	1260	369	1021	299	880	258	64½	1638	16	406	12	305	1¼	1¼	2½
1370	1370	401	1110	325	957	280	69	1752	18	457	14	355	1¼	1	2½
1470	1470	431	1191	349	1027	301	73½	1867	18	457	14	355	1¼	1¼	2½
1580	1580	463	1280	375	1103	323	78	1981	18	457	14	355	1¼	1¼	2½
1685	1685	494	1365	400	1177	345	82½	2095	18	457	14	355	1¼	1¼	2½
1790	1790	524	1450	425	1250	366	87	2210	20	508	16	406	1½	1½	2½
1900	1900	557	1539	451	1327	389	91½	2324	20	508	16	406	1½	1½	2½

HEAT EXCHANGER HEAD LOSS & TEMPERATURE RISE																																
Model	20° F				11.1°C				25° F				13.9°C				30° F				16.7°C				35° F				19.4°C			
	Flow Rate	Pres Drop	Flow Rate	Pres Drop	Flow Rate	Pres Drop	Flow Rate	Pres Drop	Flow Rate	Pres Drop	Flow Rate	Pres Drop	Flow Rate	Pres Drop	Flow Rate	Pres Drop	Flow Rate	Pres Drop	Flow Rate	Pres Drop	Flow Rate	Pres Drop	Flow Rate	Pres Drop	Flow Rate	Pres Drop	Flow Rate	Pres Drop				
	GPM	Ft	ΔL/s	KPa	GPM	Ft	ΔL/s	KPa	GPM	Ft	ΔL/s	KPa	GPM	Ft	ΔL/s	KPa	GPM	Ft	ΔL/s	KPa	GPM	Ft	ΔL/s	KPa	GPM	Ft	ΔL/s	KPa				
420	34.0	0.4	2.1	1.1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
530	42.9	0.7	2.7	2.0	34.3	0.4	2.2	1.3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
630	51.0	1.1	3.2	3.2	40.8	0.7	2.6	2.1	34.0	0.5	2.1	1.5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
735	59.5	1.6	3.8	4.8	47.6	1.1	3.0	3.2	39.7	0.8	2.5	2.3	34.0	0.6	2.1	1.7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
840	68.0	2.4	4.3	7.0	54.4	1.6	3.4	4.6	45.4	1.1	2.9	3.3	38.9	0.8	2.5	2.5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
950	77.0	3.3	4.9	9.8	61.6	2.2	3.9	6.5	51.3	1.6	3.2	4.6	44.0	1.2	2.8	3.5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
1050	85.1	4.4	5.4	12.9	68.0	2.9	4.3	8.6	56.7	2.1	3.6	6.1	48.6	1.6	3.1	4.6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
1160	94.0*	5.8	5.9	17.0	75.2	3.8	4.7	11.2	62.6	2.7	4.0	8.0	53.7	2.0	3.4	6.0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
1260	—	—	—	—	81.6	4.8	5.2	14.2	68.0	3.4	4.3	10.1	58.3	2.6	3.7	7.6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
1370	—	—	—	—	88.8	6.1	5.6	17.9	74.0	4.3	4.7	12.8	63.4	3.3	4.0	9.6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
1470	—	—	—	—	95.3*	7.4	6.0	21.8	79.4	5.3	5.0	15.6	68.0	4.0	4.3	11.7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
1580	—	—	—	—	—	—	—	—	85.3	6.5	5.4	19.0	73.1	4.8	4.6	14.3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
1685	—	—	—	—	—	—	—	—	91.0	7.7	5.7	22.8	78.0	5.8	4.9	17.1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
1790	—	—	—	—	—	—	—	—	96.7*	9.2	6.1	27.0	82.9	6.9	5.2	20.3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
1900	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	87.9	8.1	5.5	23.9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			

* Exceeds manufacturers recommended flow rate, use a greater temperature rise or consult manufacturer. Cupro-nickel heat exchanger should be considered.

Figura 47 Selección de la Unidad Generadora de Agua Caliente

El modelo de la unidad seleccionada es como el que se puede observar en la figura 47.



Figura 48 Unidad Generadora de Agua Caliente

7.9 Selección de bombas de agua

Para poder seleccionar correctamente una bomba se requieren los siguientes datos:

- Flujo de agua
- Caída de presión en la tubería por fricción

7.9.1 Selección bomba para agua helada

Tabla 33 Caída de presión en el sistema de agua helada

CÁLCULO DE CAÍDA DE PRESIÓN EN EL SISTEMA DE AGUA HELADA								
AGUA HELADA	Gasto Volumétrico GPM	Diámetro De tubería Ø [in]	Distancia [m]	Piezas	Perdida de accesorios y válvulas en pies equivalentes	Caída de Presión en pies columna de agua por cada 100 pies de distancia	Caída de Presión en pies columna de agua	Caída de Presión en metros columna de agua
Cuadro de Válvulas del Serpentin								
Caída de presión Serpentin	147.90	3.00					12.90	3.93
Válvula de Esfera	147.90	3.00		2	84.00	5.09	8.55	2.61
Filtro "Y"	147.90	3.00		1	42.00	5.09	2.14	0.65
Válvula de 3 vías	147.90	3.00		1	35.00	5.09	1.78	0.54
Válvula de Cuadro	147.90	3.00		1	35.00	5.09	1.78	0.54
Reducción de 3.0" a 2 1/2"	147.90	3.00		2	2.60	5.09	0.26	0.08
Cuadro de Chiller								
Caída de presión del Chiller	159.00	3.00					11.70	3.57
Válvula de Esfera	159.00	3.00		2	84.00	5.85	9.83	3.00
Cuadro de Válvulas para Bomba (succión)								
Filtro "Y"	159.00	3.00		1	42.00	5.85	2.46	0.75
Válvula de Esfera	159.00	3.00		1	84.00	5.85	4.91	1.50
Cuadro de Válvulas para Bomba (descarga)								
Válvula de Esfera	159.00	3.00		1	84.00	5.85	4.91	1.50
Válvula de Cuadro	159.00	3.00		1	35.00	5.85	2.05	0.62
Diferencia de Alturas Total.			3				9.84	3.00
Loop de tubería								
Distancia	147.90	3.00	37			5.09	6.20	1.89
Codos	147.90	3.00		15	5.00	5.09	3.82	1.16
Tee	147.90	3.00		3	5.00	5.09	0.76	0.23
Reducción de 4" a 3"	147.90	3.00		2	3.80	5.09	0.39	0.12
						caída de Presión	25.69	[m]
						Factor de Seguridad	5%	
						caída de Presión Total	27	[m]
							88	[ft]

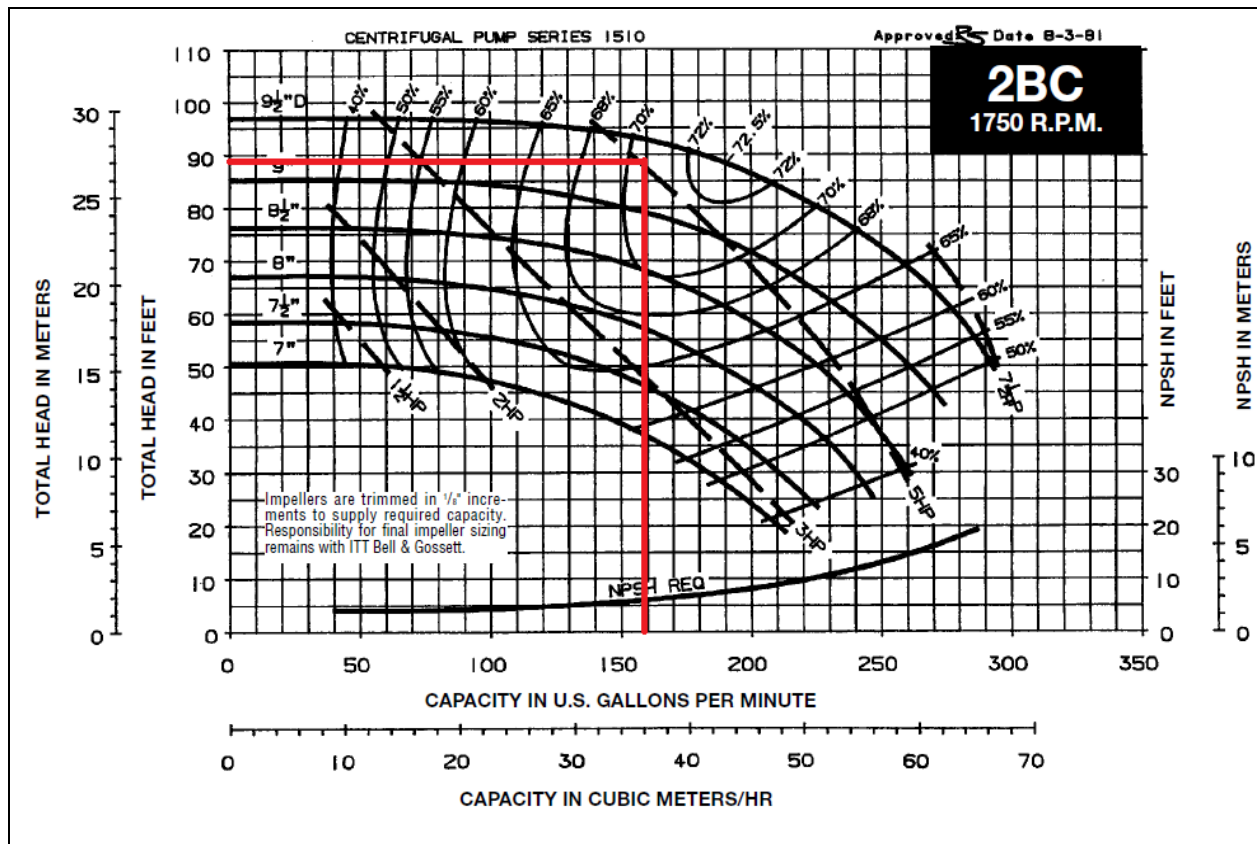


Figura 49 Curva para selección de bomba para agua helada

Se selecciona una bomba con las siguientes características:

- Potencia de motor 7.5 HP
- Revoluciones del motor 1750 RPM
- Diámetro de la succión 2 1/2"
- Diámetro de la descarga 2"



Figura 50 Bomba para Agua Helada

5.9.2 Selección de bomba para agua caliente

Tabla 34 Caída de presión en el sistema de Agua Caliente

CÁLCULO DE CAÍDA DE PRESIÓN EN EL SISTEMA DE AGUA CALIENTE									
AGUA HELADA	Gasto Volumétrico GPM	Diámetro ϕ [in]	Distancia [m]	Piezas	Perdida de accesorios y válvulas en pies equivalentes	Caída de Presión en pies columna de agua por cada 100 pies de distancia	Caída de Presión en pies columna de agua	Caída de Presión en metros columna de agua	
Cuadro de Válvulas del Serpentín									
caída de presión Serpentín	60.30	2.00					7.40	2.26	
Válvula de Esfera	60.30	2.00		2	55.00	5.09	5.60	1.71	
Filtro "Y"	60.30	2.00		1	27.00	5.09	1.37	0.42	
Válvula de 3 vías	60.30	2.00		1	18.00	5.09	0.92	0.28	
Válvula de Cuadro	60.30	2.00		1	24.00	5.09	1.22	0.37	
Reducción de 2.0" a 1 1/2"	60.30	2.00		2	1.60	5.09	0.16	0.05	
Cuadro de Caldereta									
caída de presión de la Caldereta	60.30	2.00					1.60	0.49	
Cuadro de Válvulas para Bomba (succión)									
Filtro "Y"	60.30	2.00		1	27.00	5.85	1.58	0.48	
Válvula de Esfera	60.30	2.00		1	55.00	5.85	3.22	0.98	
Cuadro de Válvulas para Bomba (descarga)									
Válvula de Esfera	60.30	2.00		1	55.00	5.85	3.22	0.98	
Válvula de Cuadro	60.30	2.00		1	24.00	5.85	1.40	0.43	
Diferencia de Alturas Total.									
			3				9.84	3.00	
Loop de tubería									
Distancia	60.30	2.00	36			5.09	6.04	1.84	
Codos	60.30	2.00		14	3.30	5.09	2.35	0.72	
Tee	60.30	2.00		1	3.30	5.09	0.17	0.05	
Reducción de 2 1/2" a 2"	60.30	2.00		4	1.60	5.09	0.33	0.10	
							caída de Presión	14.15	[m]
							Factor de Seguridad	5%	
							caída de Presión	15	[m]
							Total	49	[ft]

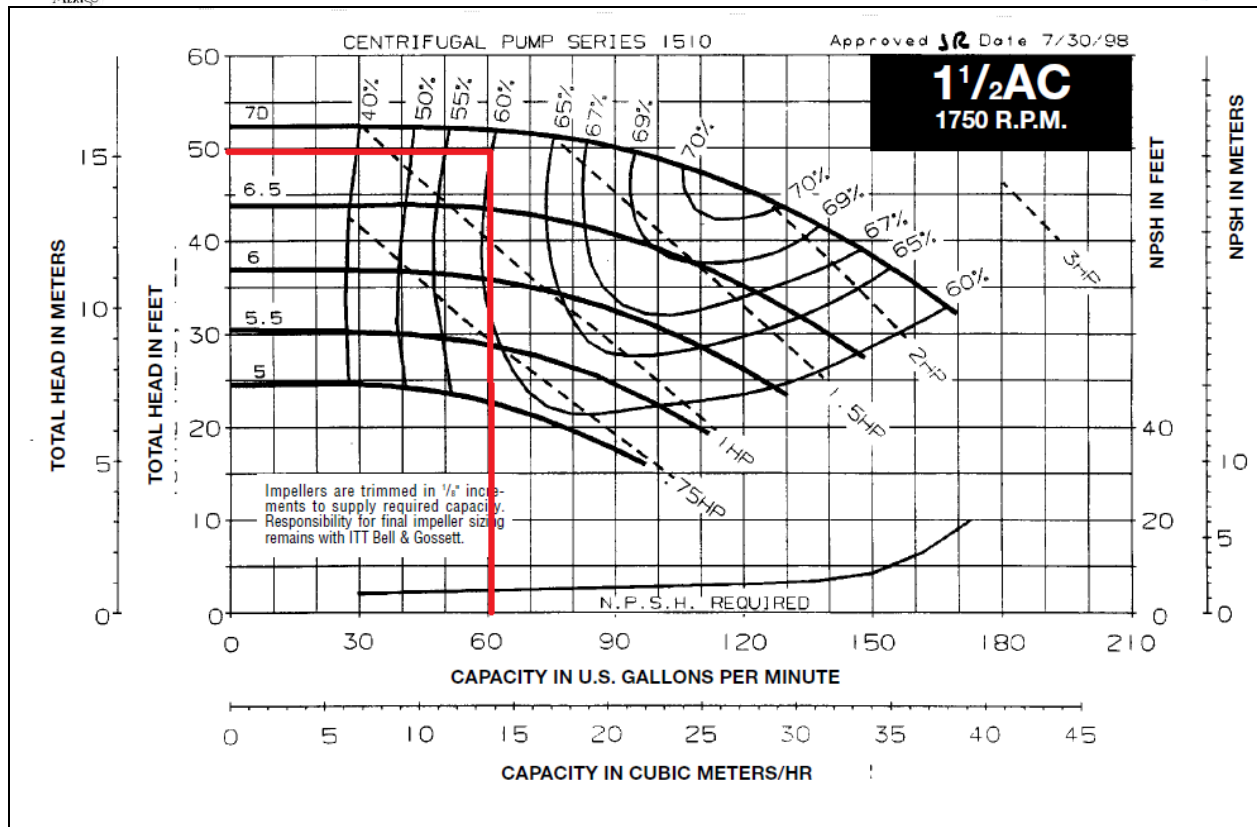


Figura 51 Curva para selección de bomba para agua caliente

Se selecciona una bomba con las siguientes características:

- Potencia de motor 1.5 HP
- Revoluciones del motor 1750 RPM
- Diámetro de la succión 2"
- Diámetro de la descarga 1 1/2"



Figura 52 Bomba para agua caliente



CAPÍTULO 8

SISTEMA DE CONTROL

8.1 Parámetros de control

El sistema de control es el encargado de vigilar los parámetros del sistema HVAC, garantizando así, las condiciones deseadas dentro de las áreas del laboratorio. Los parámetros que un sistema de control deberá verificar son:

- Temperatura
- Humedad
- Flujo de aire tanto en la inyección (Cambios por hora) como en la extracción.

Para poder cumplir con dichos parámetros, el sistema de control requiere de sensores instalados en los distintos equipos HVAC, estos a su vez mandan una señal a un tablero general de control y éste, se encarga de manipular los parámetros de operación de los equipos según sea la necesidad.

Los sistemas de control para un sistema HVAC pueden ser tan sencillos o tan complejos como el diseñador del sistema HVAC lo requiera, La decisión de instalar uno u otro sistema de control radica en las tolerancias de los parámetros de operación permitidas.

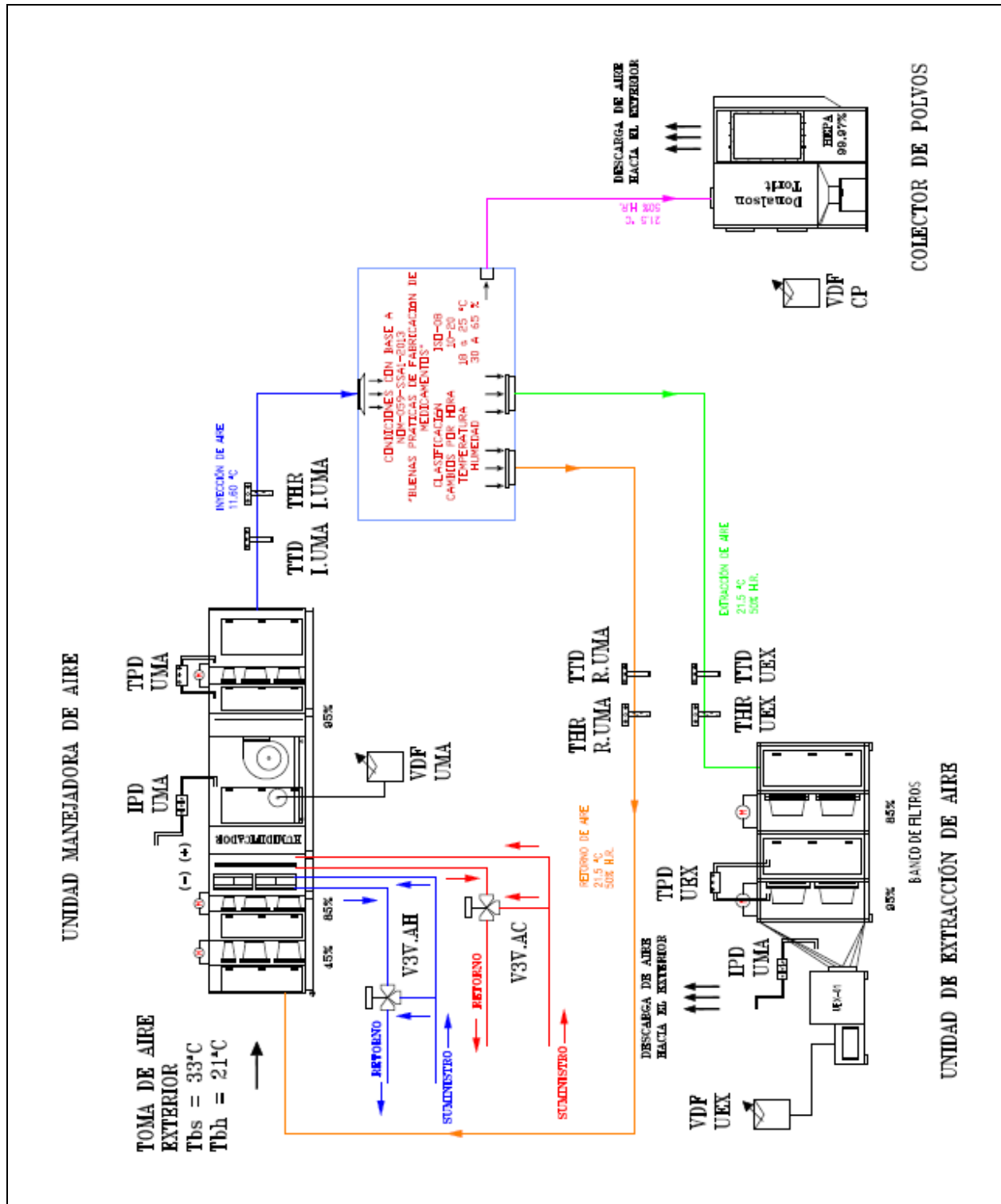
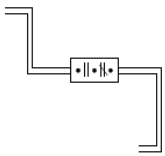
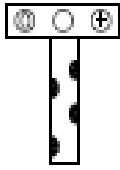
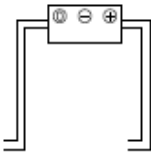
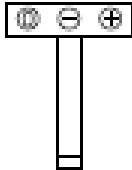

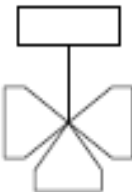


Figura 53 diagrama del sistema de control

8.2 Instrumentos del Sistema de Control

Tabla 35 Instrumentos del sistema de control

Simbología	Nomenclatura	Instrumento	Función
	IPD	Interruptor de Presión Diferencial	<p>Registra la presión diferencial entre el aire exterior y el interior de una unidad (UMA, UEX, etc.), dicho valor siempre debe ser mayor a cero, cuando esta diferencial de presión es igual a cero, el tablero de control ordena a apagar el ventilador de la unidad por medio del VDF.</p> <p>La causa más probable cuando la presión diferencial es igual a cero es cuando la banda del motor que hace girar al ventilador, se rompe.</p>
	THR	Transmisor de Humedad Relativa	<p>Registra la Humedad en el ducto principal de extracción o retorno, lo anterior es un indicativo de la Humedad Relativa que existe en los cuartos del laboratorio.</p> <p>El tablero de control ordena a encender/apagar al humidificador dependiendo de la humedad registrada y con base a las tolerancias permitidas (previamente programadas).</p>
	TPD	Transmisor de Presión Diferencial	<p>Registra la presión diferencial de la última etapa de filtros de una unidad (UMA, UEX, etc.), el ventilador de la unidad deberá mantener este valor para garantizar que el flujo de aire siempre es el mismo.</p> <p>A medida que se saturan los filtros de las unidades, la presión diferencial disminuye, lo anterior lo registra el tablero de control a través del TPD y ordena a aumentar/disminuir la velocidad del ventilador a través del VDF.</p>

Simbología	Nomenclatura	Instrumento	Función
	TTD	Transmisor de Temperatura en ducto	<p>Registra la temperatura en el ducto principal de extracción o retorno, dicho valor indica la temperatura de los cuartos del laboratorio.</p> <p>Dependiendo de la temperatura que exista en los cuartos, el tablero de control ordena a abrir (porcentaje de 0-100) la válvula de tres vías para permitir el paso del agua hacia los serpentines de Agua Helada y/o Agua Caliente.</p>
	VDF	Variador De Frecuencia	<p>Es un elemento que controla los parámetros de un motor:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Enciende/apaga al motor • Puede Encender/Apagar al motor mediante una rampa de tiempo para evitar picos de energía al arranque y paros suaves para disminuir la resistencia al freno del motor • Varía la velocidad del motor al modificar la frecuencia (Hz) de funcionamiento del mismo. Lo anterior disminuye consumos de energía innecesarios. • Si alguna de las fases del motor falla, ordena a apagar el equipo. <p>Todo lo anterior lo hace a través de los parámetros programados en el tablero de control. (Puede funcionar sin necesidad de existir un tablero de control)</p>
	V3V	Válvula de 3 Vías	<p>Recibe la señal del tablero de control para regular el paso de Agua Helada y Agua Caliente hacia los serpentines de enfriamiento y calentamiento respectivamente.</p> <p>La Válvula de 3 Vías regula el porcentaje de apertura por medio de un motor modulante montado sobre la válvula.</p>

CONCLUSIONES

El objetivo de haber realizado una ingeniería tan detallada consiste en garantizar que la instalación del sistema cumplirá con las condiciones requeridas de temperatura, humedad relativa, limpieza y cambios por hora de aire en cada uno de los cuartos limpios que conforman al laboratorio.

Para el caso expuesto, la propuesta del sistema HVAC cumple con las condiciones requeridas de aire por la NOM-059-SSA1-2013 al interior de los cuartos.

Debido a todas las consideraciones que se tomaron en cuenta para el cálculo de la carga térmica, los equipos fueron seleccionados sin considerar factores de seguridad que provoquen un sobredimensionamiento en su capacidad.

A excepción de los ventiladores y bombas ningún otro equipo fue sobredimensionado, el factor de seguridad del 10% para ventiladores y del 5% en las bombas para caída de presión de los sistemas, se debe a que en la mayoría de los casos, la trayectoria de ductos y tubería hidráulica es modificada en campo con respecto a la de proyecto. Es importante mencionar que las instalaciones eléctricas, tubería de agua contra incendio, datos, aire comprimido y agua purificada también requieren espacio y en ocasiones es necesario instalar accesorios adicionales para evitar chocar con dichas instalaciones, lo anterior ocasiona una mayor caída de presión en los sistemas y es importante tomarla en cuenta para asegurar que los sistemas funcionarán correctamente.

En la actualidad es muy importante considerar sistemas de control que regulen el funcionamiento de todos los equipos. El objetivo de contar con sistemas de control es volver más eficiente a nuestro sistema HVAC al operar únicamente con la energía necesaria para controlar las condiciones del aire, por ejemplo; si un ventilador requiere operar únicamente al 90% de su capacidad cuando los filtros de la Manejadora están limpios, el variador de frecuencia pondrá a operar al motor del ventilador con un número menor de revoluciones disminuyendo así el consumo energético.

El sistema de control propuesto es un sistema básico para monitorear las condiciones del aire en el suministro, extracción y retorno del aire, sin embargo, cumple con los requerimientos necesarios para controlar las condiciones del aire al interior de los cuartos. En la práctica se deberán considerar los sistemas de control internos de cada uno de los equipos como en el caso de la Unidad Generadora de Agua Helada, dicho equipo tiene la facilidad de establecer los rangos de temperatura en el retorno y suministro y de agua para el serpentín de la Unidad Manejadora de Aire.



En la práctica es muy importante el papel que desarrollan los responsables de ejecutar la obra (residentes de obra, supervisores, trabajadores, etc.) de poco servirá una buena ingeniería si los responsables de ejecutar la obra no cuidan la calidad en la instalación del sistema, Por ejemplo; Si los ductos no son sellados correctamente en las uniones, se tendrá una pérdida de aire y en consecuencia una mayor demanda en el consumo de energía de los motores de los ventiladores al requerir aumentar sus revoluciones para alcanzar el flujo requerido de aire.

El personal encargado de ejecutar la obra deberá tener el conocimiento necesario para interpretar las necesidades del proyecto y de la misma manera conocer todos los elementos del sistema HVAC que instalará. Deberá ser una persona capaz de tomar buenas decisiones durante el desarrollo de la obra y preparado para realizar algunos ajustes al proyecto durante la instalación.



REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Carrier Air Conditioning Co. (1980). Manual de Aire Acondicionado. Barcelona. Marcobo
- Hernández E. (2009). Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración. México. Limusa.
- ISO 14644-1. (1999). Cleanrooms and associated controlled environments. Part 1: Classification of air cleanliness. Geneva.
- Secretaria de Salud. (2013). NOM-059-SSA1-2013, Buenas prácticas de fabricación de medicamentos. Diario Oficial de la Federación. México
- World Health Organization. (2011). Technical Report Series. No. 961. Geneva
- U.S. Food and Drugs Administration. (2004) Guidance for industry. Sterile drugs products produced by aseptic processing: Current Good Manufacturing Practice. Department of Health and Human Services. Washington.
- U.S. General Services Administration. (1992) Federal Estándar 209E: Airborne particulate cleanliness classes in cleanrooms and clean zones. Illinois.
- ASHRAE. (2007). ASHARE Handbook. HVAC APPLICATIONS. Atlanta. ASHRAE
- ASHRAE. (2009). HVAC Handbook. FUNDAMENTALS. Atlanta. ASHRAE.
- Castaño J.C. & Orozco C.A. (2008). Aplicaciones de los cuartos limpios. En Metodología para el diseño de cuartos limpios (188). Universidad Tecnológica de Pereira. Colombia

PROGRAMAS

- Comefri. (2009). Aeolus Plus. Versión 1.0.8. Kentucky. Comefri
- McQuay. 2011. Design Tools DuctSizer. Versión 6.4. Minneapolis, McQuay.
- McQuay. 2011. Design Tools PipeSizer. Versión 6.4. Minneapolis, McQuay.
- ACTION Psychrometrics 1994. Psychrometric Chart. Versión 1.0.4. Colorado, ACTION Psychrometrics.

ANEXO 1

1.1 Tablas con valores de temperatura equivalente para cálculo de carga térmica por transmisión a través de muros y techo en VERANO

Tabla 36 Diferencia equivalente de temperatura para muros claros

MURO CLARO Ladrillo hueco de 8 in (0.203 m)	$\Delta T_{eq} [^{\circ}C]$										
	HORA SOLAR										
ORIENTACIÓN	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
NORTE	-1	-1	-1	-1	-1	-0.5	0	1.5	3	4.5	6
ESTE	1	1.5	2	4.5	7	7.5	8	7.5	7	6.5	6
SUR	0	0	0	0	0	1.5	3	5.5	8	8.5	9
OESTE	2	1.5	1	1	1	1.5	2	3	4	6	8

Tabla 37 Diferencia equivalente de temperatura para techo soleado o en sombra ¹³

CONCRETO DE 6 in (0.152 m)	$\Delta T_{eq} [^{\circ}C]$										
	HORA SOLAR										
ORIENTACIÓN	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
TECHO	-1.1	-1.1	-1.1	-0.5	0	1.1	2.2	3.3	4.4	5.0	5.5

Tabla 38 Diferencia equivalente de temperaturas (corregida) para cálculo de carga térmica a través de muros

MURO CLARO Ladrillo hueco de 8 in (0.203 m)	$\Delta T_{eq*} = \Delta T_{eq} + (\Delta T_{real} - 8.3)$										
	HORA SOLAR										
ORIENTACIÓN	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
NORTE	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.7	3.2	4.7	6.2	7.7	9.2
ESTE	4.2	4.7	5.2	7.7	10.2	10.7	11.2	10.7	10.2	9.7	9.2
SUR	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	4.7	6.2	8.7	11.2	11.7	12.2
OESTE	5.2	4.7	4.2	4.2	4.2	4.7	5.2	6.2	7.2	9.2	11.2

Tabla 39 Diferencia equivalente de temperaturas (corregida) para cálculo de carga térmica a través del techo

CONCRETO DE 6 in (0.152 m)	$\Delta T_{eq*} = \Delta T_{eq} + (\Delta T_{real} - 8.3)$										
	HORA SOLAR										
ORIENTACIÓN	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
TECHO	2.1	2.1	2.1	3.7	3.2	4.3	5.4	6.5	7.6	8.2	8.7

Se considera el valor más alto para cada una de las orientaciones en muros y techo.

¹³ Carrier Air Conditioning Co. (1980). Tabla 20 Diferencia equivalente de temperatura techo soleado o en sombra. En Manual de Aire Acondicionado. (1-39). Barcelona. Marcobo.

Tabla 40 Diferencia equivalente de temperaturas para cálculo de carga térmica a través de muros y ventanas

Muro Claro	ΔT_{eq*} [°C]	Hora de máxima transmisión de calor
Orientación		
Norte	9.2	18
Este	11.2	14
Sur	12.2	18
Oeste	11.2	18

Tabla 41 Diferencia equivalente de temperaturas para cálculo de carga térmica a través del techo

Techo a la sombra	ΔT_{eq*} [°C]	Hora de máxima transmisión de calor
	8.7	18

ANEXO 2

2.1 Cálculo del coeficiente de transmisión de calor U

El coeficiente de transmisión de calor U , dado en [kcal/h-m²-°C], se puede definir como el flujo de calor por hora a través de 1 m² de barrera, cuando la diferencia de temperatura entre el aire interior y el exterior es de 1°C.

También puede decirse que el recíproco del coeficiente de transmisión de calor es la resistencia al flujo de calor que oponen por un lado los diferentes materiales de que está compuesta la barrera y por otro lado, las películas de aire interior y exterior que tienden a adherirse a las superficies de la barrera.

El flujo de calor que se transmite por los materiales que forman la barrera se lleva a cabo por conducción, y la transmisión por las películas de aire es por convección entre la superficie y el aire.

Para obtener el valor de U , utilizamos la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{L_3}{k_3} + \dots + \frac{L_n}{k_n} + \frac{1}{h_{ext}}}$$

Donde:

$L =$ espesor de la barrera [m]

$k =$ coeficiente de conductividad térmica del material $\left[\frac{\text{kcal} \cdot \text{m}}{\text{hm}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right]$

$h_{int} =$ Coeficiente de película del aire en el interior $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right]$

$h_{ext} =$ Coeficiente de película del aire en el exterior $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right]$

Para el caso de aire acondicionado:

$$\frac{1}{h_{ext}} = 52 \times 10^{-3} \left[\frac{\text{hm}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{kcal}} \right] \text{ considerando una velocidad del viento de } 12 \text{ km/h}$$

$$\frac{1}{h_{int}} = 140 \times 10^{-3} \left[\frac{\text{hm}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{kcal}} \right] \text{ considerando aire quieto}^{14}$$

¹⁴ Carrier Air Conditioning Co. (1980). Tabla 34 Resistencia R Materiales de construcción y de aislamiento. En Manual de Aire Acondicionado. (1-73). Barcelona. Marcobo.

Los muros que dan al exterior están contruidos de la siguiente manera:

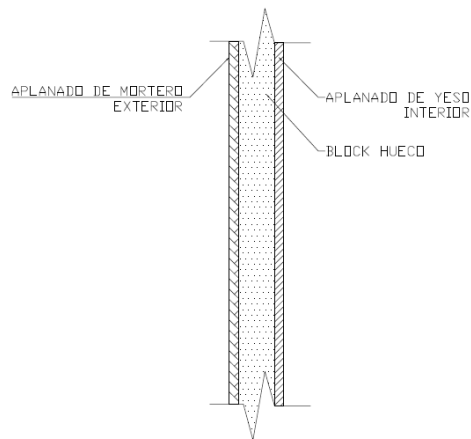


Figura 54 Materiales de construcción para muros

Tabla 42 Coeficientes de conductividad térmica para cálculo de U en muros¹⁵

Material	Coeficientes de conductividad Térmica k [kcal-m/hm ² °C]	Espesor [m]
Mortero de Cemento	0.625	0.0254
Ladrillo hueco	2.64 (para un espesor de 20 cm)	0.200
Yeso	0.192	0.0254

Cálculo del Coeficiente de transmisión de calor U para los muros:

$$U_{muros} = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{L_3}{k_3} + \dots + \frac{L_n}{k_n} + \frac{1}{h_{ext}}}$$

$$U_{muros} = \frac{1}{140 \times 10^{-3} + \left(\frac{0.0254}{0.625}\right) + \left(\frac{1}{2.64}\right) + \left(\frac{0.0254}{0.192}\right) + 52 \times 10^{-3}}$$

$$U_{muros} = \frac{1}{0.74372}$$

$$U_{muros} = 1.3446 \left[\frac{kcal}{hm^2 \text{°C}} \right]$$

¹⁵ Carrier Air Conditioning Co. (1980). Tabla 34 Resistencia térmica R – Materiales de construcción y de aislamiento. En Manual de Aire Acondicionado. (1-72). Barcelona. Marcobo.

La construcción del techo es la siguiente:

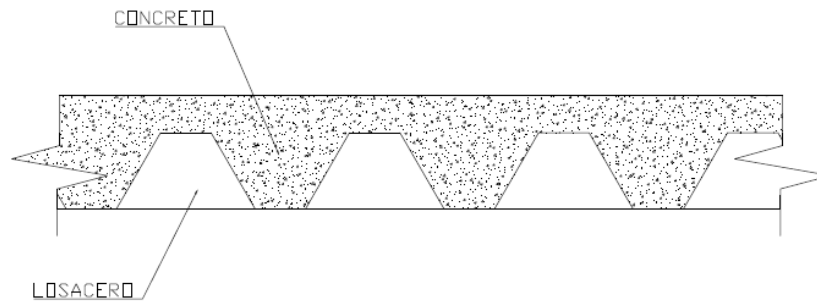


Figura 55 Materiales de construcción para el techo

Tabla 43 Coeficientes de conductividad térmica para cálculo de U del techo

material techo	Coeficientes de conductividad Térmica	Espesor [m]
	k [kcal-m/hm ² °C]	
losa de concreto armado	1.5	0.152

Cálculo del Coeficiente de transmisión de calor U para el techo:

$$U_{techo} = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{L_3}{k_3} + \dots + \frac{L_n}{k_n} + \frac{1}{h_{ext}}}$$

$$U_{techo} = \frac{1}{140 \times 10^{-3} + \frac{0.152}{1.5} + 52 \times 10^{-3}}$$

$$U_{techo} = \frac{1}{0.293}$$

$$U_{techo} = 3.41 \left[\frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Las ventanas de los cuartos están construidas de la siguiente manera:

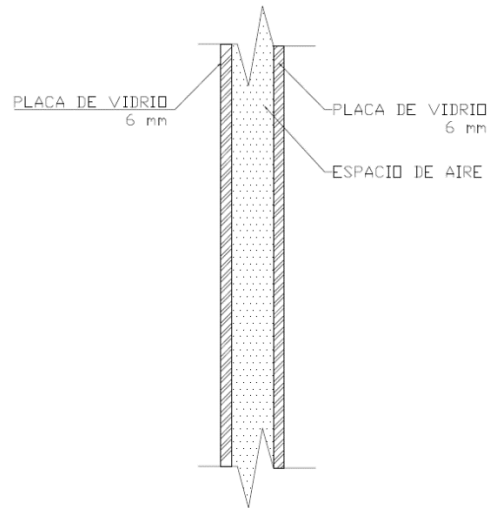


Figura 56 Materiales de construcción de ventanas

Tabla 44 Coeficiente de conductividad térmica para cálculo de U a través de ventanas ¹⁶

material ventanas	Coeficientes de conductividad Térmica	
	k [kcal/hm ² °C] Para vidrio doble de 6mm con separación de 100 mm entre ambos	espesor de aire [m]
vidrio	2.6	0.10

La tabla de arriba, considera la separación entre los dos vidrios por lo que al calcular el coeficiente de transmisión ya no es necesario tomar en cuenta el espesor de la barrera.

Cálculo del Coeficiente de transmisión de calor U para las ventanas:

$$U_{ventanas} = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{L_3}{k_3} + \dots + \frac{L_n}{k_n} + \frac{1}{h_{ext}}}$$

$$U_{ventanas} = \frac{1}{140 \times 10^{-3} + \frac{1}{2.6} + 52 \times 10^{-3}}$$

$$U_{ventanas} = \frac{1}{0.576}$$

$$U_{ventanas} = 1.734 \left[\frac{kcal}{hm^2 \circ C} \right]$$

¹⁶ Carrier Air Conditioning Co. (1980). Tabla 33 Coeficiente de transmisión global K-ventanas, claraboyas, puertas y paredes en baldosas o adoquines de vidrio. En Manual de Aire Acondicionado. (1-69). Barcelona. Marcobo.

ANEXO 3

3.1 Cálculo de ganancias de calor por transmisión a través de muros, ventanas y techo en VERANO

Resumen de ganancias de calor por transmisión a través de muros

Tabla 45 Resumen de ganancias de calor por transmisión a través de muros

Código	Orientación del muro	Área de muros $A_{muros} [m^2]$	Coefficiente de transmisión de calor $U_{muros} \left[\frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C} \right]$	Diferencia equivalente de temperatura $\Delta T_{eq \text{ muros}} * [^\circ C]$	Ganancia de calor a través de muros $q_{muros} \left[\frac{kcal}{h} \right]$
ACO-01	Este	13.92	1.346	11.2	210
ACO-02	***	0	***	***	0
ACO-03	***	0	***	***	0
ACO-04	***	0	***	***	0
ACO-05	Sur	17.64	1.346	12.2	290
ESC-01	Norte	8.04	1.346	9.2	100
ESC-02	Norte	7.44	1.346	9.2	92
ESC-03	Sur	3.15	1.346	12.2	52
ESC-04	Este	11.07	1.346	11.2	167
	Sur	3.96	1.346	12.2	65
ESC-05	Este	6.36	1.346	11.2	96
ESC-06	Este	4.35	1.346	11.2	66
	Norte	6	1.346	9.2	74
FOR-01	***	0	***	***	0
OFI-01	***	0	***	***	0
OFI-02	Sur	2.64	1.346	12.2	43
OFI-03	Sur	2.64	1.346	12.2	43
PAS-01	Oeste	26.04	1.346	11.2	393
PAS-02	Norte	3.6	1.346	9.2	45
PAS-03	Norte	12.6	1.346	9.2	156
SER-01	Sur	8.4	1.346	12.2	138
	Norte	8.4	1.346	9.2	104
SER-02	Sur	5.28	1.346	12.2	87
	Oeste	6.84	1.346	11.2	103
	Norte	5.28	1.346	9.2	65
SOL-01	Este	11.88	1.346	11.2	179
SOL-02	***	0	***	***	0

Resumen de ganancias de calor por transmisión a través de ventanas

Tabla 46 Resumen de ganancias de calor por transmisión a través de ventanas

Código	Orientación del muro	Área de ventanas $A_{vent} [m^2]$	Coefficiente de transmisión de calor $U_{ventanas} \left[\frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C} \right]$	Diferencia equivalente de temperatura $\Delta T_{eq vent} * [^\circ C]$	Ganancia de calor a través de ventanas $q_{vent} \left[\frac{kcal}{h} \right]$
ACO-01	Este	4.8	1.734	11.2	93
ACO-02	***	0	1.734	***	0
ACO-03	***	0	1.734	***	0
ACO-04	***	0	1.734	***	0
ACO-05	Sur	4.8	1.734	12.2	102
ESC-01	***	0	1.734	9.2	0
ESC-02	***	0	1.734	9.2	0
ESC-03	Sur	0.45	1.734	12.2	10
ESC-04	Este	0.45	1.734	11.2	9
ESC-05	Este	0.45	1.734	11.2	9
ESC-06	Este	0.45	1.734	11.2	9
FOR-01	***	0	1.734	***	0
OFI-01	***	0	1.734	***	0
OFI-02	Sur	1.2	1.734	12.2	25
OFI-03	Sur	1.2	1.734	12.2	25
PAS-01	Oeste	2.4	1.734	11.2	47
PAS-02					
PAS-03	***	0	1.734	***	0
SER-01	***	0	1.734	12.2	0
SER-02	***	0	1.734	12.2	0
SOL-01	Este	2.4	1.734	11.2	47
SOL-02	***	0	1.734	***	0

Resumen de ganancias de calor por transmisión a través del techo

Tabla 47 Resumen de ganancias de calor por transmisión a través del techo

Código	Área de techo $A_{techo} [m^2]$	Coefficiente de transmisión de calor $U_{techo} \left[\frac{kcal}{hm^2 \cdot C} \right]$	Diferencia equivalente de temperatura $\Delta T_{eq\ techo} * [^{\circ}C]$	Ganancia de calor a través del techo $q_{techo} \left[\frac{kcal}{h} \right]$
ACO-01	35.88	3.41	8.7	1064
ACO-02	21.5775	3.41	8.7	640
ACO-03	17.205	3.41	8.7	510
ACO-04	21.235	3.41	8.7	630
ACO-05	44.88	3.41	8.7	1331
ESC-01	9.38	3.41	8.7	278
ESC-02	6.2	3.41	8.7	184
ESC-03	3	3.41	8.7	89
ESC-04	7.92	3.41	8.7	235
ESC-05	4.3725	3.41	8.7	130
ESC-06	5	3.41	8.7	148
FOR-01	3.72	3.41	8.7	110
OFI-01	8.375	3.41	8.7	248
OFI-02	5.12	3.41	8.7	152
OFI-03	5.12	3.41	8.7	152
PAS-01	57.65	3.41	8.7	1710
PAS-02				
PAS-03	10.5	3.41	8.7	312
SER-01	9.975	3.41	8.7	296
SER-02	6.27	3.41	8.7	186
SOL-01	27.37	3.41	8.7	812
SOL-02	21.735	3.41	8.7	645

Resumen de Ganancia de Calor por transmisión

Tabla 48 Resumen de ganancias de calor por transmisión

Código	Ganancia de calor a través de muros $q_{muros} \left[\frac{kcal}{h} \right]$	Ganancia de calor a través de ventanas $q_{vent} \left[\frac{kcal}{h} \right]$	Ganancia de calor a través del techo $q_{techo} \left[\frac{kcal}{h} \right]$	Ganancia de calor total por transmisión $q_{trans} \left[\frac{kcal}{h} \right]$
ACO-01	210	93	1064	1368
ACO-02	0	0	640	640
ACO-03	0	0	510	510
ACO-04	0	0	630	630
ACO-05	290	102	1331	1723
ESC-01	100	0	278	378
ESC-02	92	0	184	276
ESC-03	52	10	89	150
ESC-04	232	9	235	476
ESC-05	96	9	130	234
ESC-06	140	9	148	297
FOR-01	0	0	110	110
OFI-01	0	0	248	248
OFI-02	43	25	152	221
OFI-03	43	25	152	221
PAS-01 PAS-02	437	47	1710	2194
PAS-03	156	0	312	468
SER-01	242	0	296	538
SER-02	255	0	186	441
SOL-01	179	47	812	1038
SOL-02	0	0	645	645

ANEXO 4

4.1 Cálculo de ganancias de calor por particiones en VERANO

Resumen de ganancia de calor por partición de cuartos no acondicionados

Tabla 49 Ganancia de calor por partición de cuartos no acondicionados

Código	Área de muro $A_{muros} [m^2]$	Coefficiente de transmisión de calor muros $U_{muros} \left[\frac{kcal}{hm^2 \cdot C} \right]$	Diferencia de temperaturas $\Delta T [^{\circ}C]$	Ganancia de calor por particiones $q_{part} \left[\frac{kcal}{h} \right]$
ESC-01	6.36	1.346	5.5	47
OFI-01	7.68	1.346	5.5	57
OFI-03	6	1.346	5.5	44

ANEXO 5

5.1 Cálculo de ganancias de calor por ocupantes

Tabla 50 Ganancias de calor por ocupantes¹⁷

grado de actividad	tipo de aplicación	Metabolismo hombre adulto kcal/h	Metabolismo hombre medio kcal/h	Temperatura de bulbo seco °C											
				28		27		26		24		21			
				kcal/h		kcal/h		kcal/h		kcal/h		kcal/h			
				sensible	latente	sensible	latente	sensible	latente	sensible	latente	sensible	latente		
Sentados, en reposo	Teatro, escuela primaria	98	88	44	49	39	53	35	58	30	65	23			
Sentados, trabajo muy ligero	Escuela secundaria	113	100	45	48	52	54	46	60	40	68	32			
Empleados de Oficina	Oficina, hotel, apartamento, escuela	120	113	45	50	63	54	59	61	52	71	42			
De pie, marcha lenta	Almacenes, tienda	139	113	45	50	63	54	59	61	52	71	42			
Sentado, de pie	Farmacia	139	126	45	50	76	55	71	64	62	73	53			
De pie, marcha lenta	Banco	139	126	45	50	76	55	71	64	62	73	53			
Sentado	Restaurante	126	139	48	55	84	61	78	71	68	81	58			
Trabajo ligero en el banco de taller	Fábrica, trabajo ligero	202	189	48	55	134	62	127	74	115	92	97			
Baile o danza	Sala de baile	227	214	55	62	152	69	145	82	132	101	113			
Marcha 5 km/h	Fábrica, trabajo bastante	252	252	68	76	176	83	169	96	156	116	136			
Trabajo penoso	Pista de bowling, fábrica	378	365	113	117	248	122	243	132	233	152	213			

¹⁷ Carrier Air Conditioning Co. (1980). Tabla 48 Ganancias debidas a los ocupantes. En Manual de Aire Acondicionado. (1-94). Barcelona. Marcobo

Resumen de ganancia de calor por ocupantes

Tabla 51 Resumen de ganancias de calor por ocupantes

Código	Hombres	Mujeres	21 °C T_{bs}		
			$\frac{kcal}{h}$		
			Sensible	Latente	Total
			92	97	
ACO-01	1	0	92	97	189
ACO-02	1	0	92	97	189
ACO-03	1	0	92	97	189
ACO-04	1	0	92	97	189
ACO-05	1	6	561	592	1153
ESC-01	0	0	0	0	0
ESC-02	0	0	0	0	0
ESC-03	0	0	0	0	0
ESC-04	0	0	0	0	0
ESC-05	0	0	0	0	0
ESC-06	0	0	0	0	0
FOR-01	0	0	0	0	0
OFI-01	1	1	170	179	350
OFI-02	1	1	170	179	350
OFI-03	1	0	92	97	189
PAS-01	0	0	0	0	0
PAS-02					
PAS-03					
SER-01	0	1	78	82	161
SER-02	0	0	0	0	0
SOL-01	2	0	184	194	378
SOL-02	2	0	184	194	378

ANEXO 6

6.1 Cálculo de ganancias de calor por iluminación y equipos

Resumen de ganancia de calor por iluminación y equipos

Tabla 52 Resumen de ganancias de calor por iluminación y equipos

Código	Área de superficie [m ²]	Factor de Ganancia de calor por iluminación [$\frac{kcal}{hm^2}$]	Ganancia de calor por iluminación q_{ilum} [$\frac{kcal}{h}$]	Equipo generador de calor	Ganancia de calor por otros equipos q_{equip} [$\frac{kcal}{h}$]	Ganancia de calor total $q_{ilum+equip}$ [$\frac{kcal}{h}$]
ACO-01	35.88	12.9	463	Estuchadora	2580	3043
ACO-02	21.5775	12.9	278	Estuchadora	2580	2858
ACO-03	17.205	12.9	222	Etiquetadora	1720	1942
ACO-04	21.235	12.9	274	Etiquetadora	1720	1994
ACO-05	44.88	12.9	579	***	0	579
ESC-01	9.38	12.9	121	***	0	121
ESC-02	6.2	12.9	80	***	0	80
ESC-03	3	12.9	39	***	0	39
ESC-04	7.92	12.9	102	***	0	102
ESC-05	4.3725	12.9	56	***	0	56
ESC-06	5	12.9	65	***	0	65
FOR-01	3.72	12.9	48	***	0	48
OFI-01	8.375	12.9	108	1 Computadora/ 1 fotocopiadora	645	753
OFI-02	5.12	12.9	66	1 Computadora	215	281
OFI-03	5.12	12.9	66	1 Computadora	215	281
PAS-01	57.65	12.9	744	***	0	744
PAS-02						
PAS-03	10.5	12.9	135	***	0	135
SER-01	9.975	12.9	129	***	0	129
SER-02	6.27	12.9	81	Secadora de ropa	2580	2661
SOL-01	27.37	12.9	353	Emblistadora	10320	10673
SOL-02	21.735	12.9	280	Emblistadora	6020	6300