



**UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE MÉXICO**



FACULTAD DE INGENIERÍA

PROGRAMA ÚNICO DE ESPECIALIZACIONES DE INGENIERÍA

CAMPO DE CONOCIMIENTO: INGENIERÍA CIVIL

**PROYECTO DE CLIMATIZACIÓN PARA
UNA SALA DE CINE EN LÁZARO CÁRDENAS, MICHOACÁN.**

T E S I N A

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

ESPECIALISTA EN **INGENIERÍA SANITARIA**

P R E S E N T A:

ING. MARCO ANTONIO LUQUE GARCÍA

DIRECTOR DE TESINA:

M. ARQ. FRANCISCO MARTÍNEZ VALDEZ

Ciudad Universitaria, Cd. Mx., **JUNIO 2017**

Contenido

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1 GENERALIDADES	3
1.01. Objetivo general.....	3
1.02. Objetivos particulares	3
1.03. Antecedentes.....	4
1.04. Componentes a considerar del espacio de trabajo	5
1.05. Conceptos básicos.....	6
CAPÍTULO 2 DATOS DEL PROYECTO	7
2.01. Descripción general	7
2.02. Parámetros generales.....	7
Localización: Lázaro Cárdenas, Michoacán.....	7
Velocidad del aire exterior:	7
Temperatura exterior máxima extrema:.....	7
Temperatura exterior de diseño para verano:	9
Temperatura interior de diseño para verano:.....	9
Humedad relativa exterior para verano	10
Humedad relativa de diseño interior para verano.....	12
2.02. Descripción del espacio a climatizar	13
CAPÍTULO 3 MATERIALES UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DEL LUGAR	20
3.01. Coeficiente global de transferencia de calor (U).....	20
3.02. Resistencia total del elemento (R).....	20
CAPÍTULO 4 BALANCE TÉRMICO	24
4.01. Geometría solar	24
Declinación solar	24
Altura solar	24
Acimut solar	25
Gráfica solar.....	26
Declinación solar	29
Altura solar	29
Acimut solar	30
Ángulo de incidencia.....	30

Radiación solar incidente sobre la superficie	33
Ganancias solares indirectas:.....	34
4.03. Ganancias o pérdidas por conducción	35
4.04. Ganancias internas	36
Calor generado por las personas.....	36
Calor generado por iluminación artificial.....	37
4.05. Ganancias o pérdidas por ventilación	38
4.06. Resumen de resultados	40
4.07. Parámetros fundamentales de acondicionamiento de aire	41
Temperatura de rocío del equipo.....	42
Caudal de aire.....	43
Temperatura del aire a la entrada de la UTA.....	44
Temperatura del aire a la salida de la UTA	44
Potencia frigorífica de la UTA	44
CAPÍTULO 5 PROPUESTA DE PROYECTO	47
5.01. Selección de equipo	47
5.02. Dimensionamiento de los ductos del sistema de climatización	51
5.03. Selección de difusores	55
5.04. Propuesta de distribución de ductos y de los difusores	57
5.05. Isométrico de la red de ductos.....	58
5.06. Normatividad y cuantificación de ductos	59
NAM-002-AA-83	59
Método de medición de ductos	60
5.07. Propuesta de presupuesto	62
CAPÍTULO 6 CONCLUSIONES	63
Referencias.....	64
Bibliografía	64
Artículos.....	64
Mesografía.....	65
ANEXO 1	66
ANEXO 2	69
ANEXO 3	72

Lista de ilustraciones

<i>Ilustración 1. Puntos donde se encuentran ubicadas la normal climatológica y el sitio de estudio (CINE)</i>	<i>7</i>
<i>Ilustración 2. Temperaturas de cálculo exterior para refrigeración en función de la temperatura máxima extrema del lugar.</i>	<i>9</i>
<i>Ilustración 3. Temperaturas interiores recomendables para verano en función de la temperatura de cálculo exterior.</i>	<i>9</i>
<i>Ilustración 4. Carta Psicrométrica a 11 m.s.n.m, condiciones exterior e interior.....</i>	<i>12</i>
<i>Ilustración 5. Planta general, sala 9; vista de planta.....</i>	<i>13</i>
<i>Ilustración 6. Área sala 9; vista de planta.....</i>	<i>14</i>
<i>Ilustración 7. Corte longitudinal C-C', Sala 9.....</i>	<i>15</i>
<i>Ilustración 8. Vista posterior, Sala 9.....</i>	<i>16</i>
<i>Ilustración 9. Detalle del Área del muro Noroeste.....</i>	<i>17</i>
<i>Ilustración 10. Detalle del Área del muro Noreste.....</i>	<i>18</i>
<i>Ilustración 11. Detalle de la composición del muro y del techo.</i>	<i>19</i>
<i>Ilustración 12. Ángulos de altura solar y acimut.....</i>	<i>25</i>
<i>Ilustración 13. Gráfica solar equidistante de la ubicación del Cine.....</i>	<i>26</i>
<i>Ilustración 14. Gráfica solar equidistante con sombreado respecto a la temperatura promedio por hora y época del año. (Enero a Junio).....</i>	<i>27</i>
<i>Ilustración 15. Gráfica solar equidistante con sombreado respecto a la temperatura promedio por hora y época del año. (Julio a Diciembre).....</i>	<i>28</i>
<i>Ilustración 16. Gráfica solar con la ubicación del sol el 21 de julio a las 13:00 h.</i>	<i>30</i>
<i>Ilustración 17. Gráfica solar con la ubicación del sol y la superficie del proyecto.</i>	<i>31</i>
<i>Ilustración 18. No recibe asolamiento ya que colinda con pasillo (SO), No reciben asolamiento (NE, SE).....</i>	<i>31</i>
<i>Ilustración 19. Ángulo c en la fachada NO.....</i>	<i>32</i>
<i>Ilustración 20. Radiación máxima teórica.....</i>	<i>33</i>
<i>Ilustración 21. Representación gráfica del proceso típico de acondicionamiento en verano.</i>	<i>41</i>
<i>Ilustración 22. Forma gráfica de obtener el punto (4) en el diagrama psicrométrico.</i>	<i>43</i>
<i>Ilustración 23. Proceso de climatización con los 5 estados indicados.....</i>	<i>45</i>
<i>Ilustración 24. Forma gráfica de obtener la humedad y la entalpía de los estados (3) y (5).....</i>	<i>46</i>
<i>Ilustración 25. Vista trasera del equipo.</i>	<i>48</i>
<i>Ilustración 26. Vista superior del equipo.....</i>	<i>49</i>
<i>Ilustración 27. Vista lateral izquierda del equipo.</i>	<i>49</i>
<i>Ilustración 28. Vista lateral derecha del equipo.</i>	<i>50</i>
<i>Ilustración 29. Vista frontal del equipo.....</i>	<i>50</i>
<i>Ilustración 30. Esquema de la distribución de los ductos de inyección.....</i>	<i>51</i>
<i>Ilustración 32. Pérdidas por fricción de flujo de aire a través de ductos redondos de lámina galvanizada.....</i>	<i>52</i>
<i>Ilustración 31. Diámetros de ductos redondos equivalentes.....</i>	<i>52</i>
<i>Ilustración 33. Información de los difusores.....</i>	<i>56</i>
<i>Ilustración 34. Líneas que representan la temperatura de bulbo húmedo en la carta psicrométrica.....</i>	<i>66</i>

<i>Ilustración 35. Líneas que representan la temperatura de bulbo seco en la carta psicrométrica.....</i>	<i>66</i>
<i>Ilustración 36. Líneas que representan la humedad relativa en la carta psicrométrica.....</i>	<i>67</i>
<i>Ilustración 37. Líneas que representan la humedad absoluta o específica en la carta psicrométrica.....</i>	<i>67</i>
<i>Ilustración 38. Líneas que representan la entalpía en la carta psicrométrica.....</i>	<i>68</i>
<i>Ilustración 39. Líneas que representan el volumen específico en la carta psicrométrica.....</i>	<i>68</i>
<i>Ilustración 40. Tipos de Split.....</i>	<i>69</i>
<i>Ilustración 41. Componentes básicos del sistema Central separado</i>	<i>70</i>
<i>Ilustración 42. Sistema tipo Paquete</i>	<i>71</i>

Lista de tablas

<i>Tabla 1. Información geográfica.....</i>	<i>7</i>
<i>Tabla 2. Estimación de temperaturas horarias medias mensuales de Lázaro Cárdenas, Michoacán. (Temperaturas en °C).....</i>	<i>10</i>
<i>Tabla 3. Estimación de Humedad relativa horarias medias mensuales de Lázaro Cárdenas, Michoacán. (H.R. en %).....</i>	<i>11</i>
<i>Tabla 4. Datos para el programa de psicrometría.....</i>	<i>12</i>
<i>Tabla 5. Cálculo del coeficiente de transmisión (U) para muro de concreto.....</i>	<i>21</i>
<i>Tabla 6. Cálculo del coeficiente de transmisión (U) para techo con sistema acústico.....</i>	<i>22</i>
<i>Tabla 7. Cálculo del coeficiente de transmisión (U) para puerta acústica.....</i>	<i>23</i>
<i>Tabla 8. Valores de absorción.....</i>	<i>34</i>
<i>Tabla 9. Calor emitido por las personas en Watts (N_{Os} y N_{Ol})</i>	<i>36</i>
<i>Tabla 10. Valores de psicrometría para condiciones exteriores e interiores.</i>	<i>40</i>
<i>Tabla 11. Hoja de cargas latente y sensible.....</i>	<i>40</i>
<i>Tabla 12. Proceso típico de acondicionamiento de aire en verano.</i>	<i>41</i>
<i>Tabla 13. Clasificación de los parámetros fundamentales.....</i>	<i>42</i>
<i>Tabla 14. Ventajas y desventajas del sistema tipo Paquete</i>	<i>47</i>
<i>Tabla 15. Condiciones del proyecto.....</i>	<i>48</i>
<i>Tabla 16. Dato principal de la unidad paquete seleccionado</i>	<i>48</i>
<i>Tabla 17. Flujo por tramo de ducto de inyección.....</i>	<i>52</i>
<i>Tabla 18. Dimensionamiento del tramo B-A, por método gráfico y con ayuda de software.</i>	<i>53</i>
<i>Tabla 19. Dimensión de los ductos de inyección por tramo.....</i>	<i>54</i>
<i>Tabla 20. Velocidad residual para distintos tipos de inmuebles.</i>	<i>55</i>
<i>Tabla 21. Nivel acústico para distintas ocupaciones.....</i>	<i>55</i>
<i>Tabla 22. Datos principales de difusor de inyección.....</i>	<i>56</i>
<i>Tabla 23. Datos principales de difusor de retorno.....</i>	<i>56</i>
<i>Tabla 24. Ventajas y desventajas del equipo de sistema tipo Split.....</i>	<i>69</i>
<i>Tabla 25. Ventajas y desventajas del sistema Central separado.....</i>	<i>70</i>
<i>Tabla 26. Ventajas y desventajas del sistema tipo Paquete</i>	<i>71</i>

INTRODUCCIÓN

La designación "aire acondicionado" se considera inadecuada y debería ser desterrada del lenguaje técnico, siendo correctos los términos "climatización" y "acondicionamiento de aire", los cuales son completamente sinónimos. Dichos términos se aplican a lo mismo aunque sus orígenes son distintos. El primer término tiene sus orígenes en los Estados Unidos de América y del otro lado del Atlántico en Europa, se acuña más la palabra climatización.

Profundizando un poco en el tema, climatización puede definirse como aquella tecnología o técnica permite que un control total de los siguientes parámetros:

- A. Temperatura del aire ambiente
- B. Humedad del aire ambiente
- C. Velocidad media o puntal del aire en el entorno
- D. Pureza del aire
- E. Nivel de ruido y vibraciones

El uso de la climatización es indispensable en multitud de entornos, personales e industriales; se tiene que encontrar la temperatura saludable para cada necesidad, una temperatura responsable en todos los sentidos imaginables de la palabra.

Precisamente el presente trabajo se refiere al diseño de la climatización de un establecimiento recreativo. Dividida en 6 capítulos, esta tesina tiene como finalidad elaborar un proyecto ejecutivo completo detallando cada uno de los elementos principales, con el propósito de servir como manual a los profesionistas o estudiantes dedicados a esta actividad, cuidando y cumpliendo con la normatividad, que en la actualidad en México no es obligatoria, pero muy recomendable por cuestiones de calidad.

El **capítulo I** presenta un panorama general del tema de climatización, tomando como punto de partida el Confort, ya que en términos generales, se refiere a un estado ideal del hombre que se entiende como una situación de bienestar, salud y comodidad en la cual no existen elementos que molesten o perturben física o mentalmente a los usuarios. Es pertinente mencionar que esta situación de confort no se aplica para el 100% de los usuarios, ya que todos tenemos una percepción distinta y gustos diferentes, por ejemplo para un latinoamericano un clima de 23 °C en cierta actividad puede resultarle confortable, pero para un europeo la temperatura de confort para esa misma actividad puede ser algunos grados por debajo.

Es importante mencionar que la temperatura promedio para el diseño climático de un cine es de 22°C, pero como se mencionó, este valor depende del tamaño del lugar y del tipo de usuario, así como el lugar o región donde se encuentra el establecimiento. En el caso de este proyecto se trabajó con una temperatura para la sala de 23° ya que es la temperatura que el cliente solicita y es adecuada para la zona considerando que el clima en Lázaro Cárdenas es desértico. No hay virtualmente ninguna lluvia durante todo el año en Lázaro Cárdenas. De acuerdo con Köppen-Geiger el clima se clasifica como BWh.

En el **capítulo II**, se presenta los datos necesarios para el diseño, se incluye una recopilación de información como la localización geográfica del cine, de la estación climatológica que le correspondería, así como la velocidad del aire exterior, la temperatura exterior máxima, etc. Con estos datos se puede empezar a trabajar y obtener algunos datos adicionales; por ejemplo con la temperatura máxima exterior se puede calcular la temperatura de diseño interior o con los datos de la normal climatológica, por medio de un software se puede obtener datos de humedades relativas.

También se describe a detalle el área de proyecto: las dimensiones, esquemas, cortes, vista en planta y composición de elementos arquitectónicos, esto ayudará a crear una imagen del proyecto a realizar.

El **capítulo III** muestra una parte teoría con la descripción de los conceptos de coeficiente global de transferencia de calor (U) y la resistencia total del elemento (R), para poder entender la segunda parte, que contiene una serie de tablas en donde se analiza con detalle los elementos que influyen en el diseño. Dicho análisis se presenta con un formato mejorado de cómo lo pide la NOM-008-ENER-2001 (Norma Oficial Mexicana, eficiencia energética en edificaciones, envolvente de edificios no residenciales).

El **capítulo IV** es uno de los más importantes de este trabajo, ya que se obtiene como conclusión una capacidad de equipo reflejado en Watts (W) o en Toneladas de refrigeración (T.R.). Este resultado tiene que pasar por un proceso de análisis y los conocimientos sobre geometría solar, ganancias por conducción, ganancias internas, por iluminación, son esenciales para obtener un resultado coherente de la situación. En este capítulo se encuentra la parte gruesa del cálculo del proyecto, así como las definiciones claves para lograrlo.

El **capítulo V** incluye una propuesta integral del proyecto, mencionando la selección del equipo adecuado para el proyecto con sus respectivas ventajas y desventajas, sus respectivas condiciones del proyecto y los datos principales de la unidad, así como algunas imágenes descriptivas. Otro elemento importante en el proyecto son los difusores, que son las unidades encargadas de distribuir el aire de forma uniforme en la superficie o lugar.

La propuesta de distribución de ductos y de los difusores se muestra en un esquema de la sala de cine, el diseño se pensó de una manera convencional y similar a las demás salas de cine, pero dicha distribución puede variar respecto al diseñador o las condiciones del lugar, es decir, no necesariamente tiene que ser este el diseño único.

Sin duda la normatividad, el método de cuantificación de ductos y el presupuesto contenido en este capítulo, será de gran ayuda para el lector y proporcionará más herramientas para su desarrollo profesional.

CAPÍTULO 1 GENERALIDADES

En este capítulo se presenta un panorama general del tema de climatización y los objetivos que tiene este proyecto. No pretende abarcar todos los aspectos y detalles que se requiere para una completa elaboración, pero si para una comprensión en su aspecto general.

1.01. Objetivo general

Realizar un proyecto ejecutivo completo de climatización como material didáctico para la especialidad de ingeniería sanitaria de la Universidad Nacional Autónoma de México y para los profesionistas que se dedican al área de climatización, como ayudas de diseño del sistema de dicha instalación, atendiendo la normatividad establecida por diferentes organismos.

1.02. Objetivos particulares

- Diseñar la instalación de climatización de una sala de cine, localizada en la ciudad de Lázaro Cárdenas, Michoacán.
- Proponer una solución que permita generar una situación de confort en el establecimiento, tomando en cuenta las recomendaciones y normas que rigen el campo de la climatización.
- Describir las etapas del proyecto para que sirva como guía o manual de apoyo para estudiantes de la especialización en ingeniería sanitaria, particularmente del módulo de Diseño y operación de instalaciones para edificios.
- Elaborar un catálogo de conceptos con sus respectivos precios, brindando una idea general de costo de la instalación.

1.03. Antecedentes

La climatización tiene como prioridad el Confort Humano, considerando como meta que la mayor cantidad de usuarios se encuentren en esta zona, ya que no siempre se puede lograr esta uniformidad debido a que no todas las personas perciben o sienten una satisfacción en el ambiente de la misma manera. Además muchos productos y servicios dependen de un clima controlado como lo son los químicos, las medicinas, la biotecnología, la comida, cierto tipo de telas, entre otros.

Es tan importante un adecuado sistema de climatización que sin él muchas de las actividades del ser humano y funcionamiento de algunos procesos no serían realidad, por ejemplo el centro de control y mando de un banco (SITE) contiene una serie de computadoras y circuitos, que fallan si no se encuentran a una cierta temperatura y humedad, incluso pueden dejar de funcionar ocasionando un problema técnico pero también económico y social, ya que la sucursal bancaria no podría realizar sus movimientos y por lo tanto represente pérdidas económicas para dicha entidad.

Climatizar un área permite crear una situación de confort, ha hecho posible el desarrollo y crecimiento de algunos sectores, proporcionando los medios para mejorar su servicio y la atracción de más usuarios.

En el caso de los cines, son espacios donde se pueden concentrar una cantidad considerable de personas en un área relativamente pequeña, durante un tiempo considerable. Debido a esto se debe tener especial cuidado con la temperatura que podría llegar a presentarse, considerando una actividad de permanencia larga y un nivel adecuado de presión acústica, para que no interfiera con el sonido del espectáculo.

Normalmente estos sitios requieren una temperatura promedio de 22°C, pero esto depende del tamaño de la sala, el número de personas que tiene como capacidad máxima en una función y el lugar donde se encuentre, esencialmente por el clima de la región. Sin embargo hay que tomar en cuenta la humedad relativa que se tiene en el lugar con el fin de verificar si es posible realizar el proyecto con la solución presentada.

El proyecto en cuestión consiste en una ampliación de un cine existente, anexando dos salas más en la parte norte del edificio. Solo se hará el diseño de una de estas tomando como consideración que la temperatura que requiere el cliente para la sala es de 23°C ya que las demás salas cuentan con esa temperatura.

1.04. Componentes a considerar del espacio de trabajo

Para obtener una estimación realista de las cargas térmicas es indispensable realizar un estudio exhaustivo de los componentes que se puedan estudiar del área que será acondicionada. Algunos de los elementos que forman parte de este estudio son los planos de detalles arquitectónicos y constructivos, ubicación exacta del terreno y si es posible fotografía de aspectos importantes del local. En el manual de Climatización de Carrier ¹se presenta una lista más detallada de los aspectos que deben ser considerados, los cuales serán mencionados a continuación y los marcados con color azul son los que en este proyecto se tiene la posibilidad de estudiar.

Aspectos físicos:

- I. Orientación del edificio: situación del local a condicionar con respecto a:
 - i. Puntos cardinales: efectos del sol y viento.
 - ii. Estructuras permanentes próximas: efectos de sombra.
 - iii. Superficies reflejantes: agua, arena, lugares de estacionamiento.
- II. Uso del espacio: hospital, oficina, teatro, fábrica, taller, cine, etc.
- III. Dimensiones físicas del espacio: largo, ancho y alto.
- IV. Altura a plafón: altura de piso a piso, piso a plafón suspendido y losa a trabes.
- V. Columnas y trabes: tamaño, peralte, distribución y desarrollo.
- VI. Materiales de construcción: material, espesor y conductividad térmica de muros, losas, plafones, muros diversos y posición relativa en la estructura.
- VII. Condiciones de medio circundante: color exterior de muros y losas, sombreado por edificios adyacentes y marquesinas, espacios de áticos con ventilación o sin ella, ventilación forzada o natural, espacios adyacentes acondicionados o sin acondicionar, temperatura de espacio adyacente no acondicionado, piso sobre tierra, cimentación, etc.
- VIII. Ventanas: tamaño y localización, marcos de madera o metal, cristal simple o múltiple, tipo de persiana dimensiones de los salientes de las ventanas y distancia de la ventana al marco exterior de la pared.
- IX. Puertas: situación, tipo, dimensiones, y frecuencia de uso.
- X. Escaleras, elevadores y escaleras mecánicas: localización, temperatura del espacio adyacente si no está acondicionado, potencia de los motores, con ventilación o sencilla.

¹ Manual de Climatización de Carrier, Capítulo 1. Análisis del local y estimación de la carga, 1-3 p.

- XI. **Ocupantes:** número, tiempo de ocupación naturaleza de su actividad, alguna concentración especial. Algunas veces es preciso estimar los ocupantes a base de metros cuadrados por persona o promedio de circulación.
- XII. **Alumbrado o iluminación:** carga máxima, tipo; incandescente, fluorescente, empotrada o expuesta. Si las lámparas son empotradas, deberá preverse el flujo de aire sobre ellas, inyección, retorno o extracción.
- XIII. **Motores:** situación, potencia nominal y empleo. Este último dato es muy importante y deberá valorarse cuidadosamente.
- XIV. **Ventilación:** metros cúbicos por persona o por metro cuadrado.
- XV. **Funcionamiento continuo o intermitente,** es decir, si el sistema debe funcionar cada día laborable, durante la temporada de refrigeración o solamente en ocasiones, como ocurre en las iglesias o saleas de baile. Si el funcionamiento es intermitente hay que determinar el tiempo disponible para la refrigeración previa.

1.05. Conceptos básicos

Climatización: Es aquel proceso por el cual el aire recibe un tratamiento para modificar distintos aspectos, de manera controlada y sobre un espacio delimitado, estos aspectos son: temperatura, humedad, pureza y velocidad del aire. Es pertinente mencionar que pueden variar los valores definidos durante el año, dependiendo de la condición ambiental que se encuentre, pero la condición de diseño debe cumplir con cualquier época del año.

Calor latente: Cantidad de calor que cede o absorbe un cuerpo al cambiar de estado, este calor no es percibido por los sentidos.

Calor sensible: Cantidad de calor que cede o absorbe un cuerpo sin cambiar de estado, este calor es el que se puede medir con algún instrumento y sentir.

Medición de calor: La unidad de calor es la caloría o kilocaloría, que es la cantidad de calor necesario para elevar un grado centígrado la temperatura de un kilogramo de agua. En el sistema internacional es el julio (J). $1 \text{ cal} = 4.18 \text{ J}$. Otra unidad que es importante mencionar es la que se emplea en el Sistema Inglés: British Thermal United (BTU), que es la cantidad de calor necesario para elevar un grado Fahrenheit la temperatura de una libra masa de agua, esta unidad es importante ya que muchos de los equipos utilizados en México son de importación de los E.U.A. y ese país maneja ese tipo de unidades.

La tonelada de refrigeración (T.R.) es la unidad nominada para referirse a la capacidad de extracción de carga térmica (enfriamiento) de los equipos. Se tiene que 1.0 T.R. (Tonelada de Refrigeración) equivale a 12,000 BTU/h (British Thermal United/hora), lo que en Sistema Internacional de Unidades equivale a 3,517 W (Watts)

Temperatura: Es una magnitud física que indica la intensidad de calor o frío de un cuerpo, de un objeto o del medio ambiente. La unidad básica de temperatura es el Kelvin K y se define como cero al cero absoluto y 273.15 al punto de congelación del agua. La escala Celsius ($^{\circ}\text{C}$) se define como cero en el punto de congelación del agua. La ecuación para convertir de $^{\circ}\text{C}$ a K es la siguiente: $K = 273.15 + ^{\circ}\text{C}$.

CAPÍTULO 2 DATOS DEL PROYECTO

La información presentada en este capítulo es la base para poder desarrollar el cálculo del sistema de climatización. Es importante tener una idea clara del inmueble del proyecto, por ejemplo las dimensiones, esquemas, cortes, etc. También es importante la recopilación de datos climatológicos y geográficos, específicamente la temperatura máxima exterior, altitud, humedad relativa y velocidad del aire exterior.

2.01. Descripción general

Se pretende desarrollar el proyecto de un sistema de climatización en una sala de cine de 84 butacas, es pertinente mencionar que el complejo y el estacionamiento colindan con un centro comercial y comparten el estacionamiento. La sala antes mencionada se encuentra en el extremo superior derecho del conjunto y colinda en la parte sur con otra sala que ya cuenta con climatización, en las demás colindancias solo se tiene área de estacionamiento, estos aspectos serán tomados en cuenta al realizar el cálculo del sistema.

2.02. Parámetros generales

Localización: Lázaro Cárdenas, Michoacán

Tabla 1. Información geográfica.

ESTACIÓN: 00016227 LÁZARO CÁRDENAS	CINE, LÁZARO CÁRDENAS, MICH.
Latitud: 18° 02'01" N	Latitud: 17°58'41.70" N
Longitud: 102°11'45" O	Longitud: 102°12'49.46" O
Altitud: 70 m.s.n.m.	Altitud: 11 m.s.n.m.

Velocidad del aire exterior:

Suroeste 30 km/hr = 8.33 m/s

Temperatura exterior máxima extrema:

Obtenida de la normal climatológica (estación 00016227 Lázaro Cárdenas²): t máx. = 40.0°C



Ilustración 1. Puntos donde se encuentran ubicadas la normal climatológica y el sitio de estudio (CINE)

Fuente: Google Earth, modificada por el autor.

² Servicio Meteorológico Nacional, Estación: 00016227 Lázaro Cárdenas, Periodo: 1951-2010.

SERVICIO METEOROLÓGICO NACIONAL
NORMALES CLIMATOLÓGICAS

ESTADO DE: MICHOACÁN DE OCAÑO		PERIODO: 1981-2010											
ESTACION: 00016227 LAZARO CARDENAS		LONGITUD: 102°11'45" W.										ALTURA: 70.0 MSNM.	
		LATITUD: 18°02'01" N.											
ELEMENTOS	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	ANUAL
TEMPERATURA MAXIMA													
NORMAL	32.6	33.1	33.2	33.5	33.8	33.1	32.7	32.6	32.0	32.6	33.2	33.2	33.0
MAXIMA MENSUAL	35.7	35.6	35.9	36.6	36.0	35.9	34.0	34.3	33.9	34.4	35.0	34.2	34.2
AÑO DE MAXIMA	1998	1998	1997	1997	1997	1998	1999	1982	1994	1987	1997	1997	1993
MAXIMA DIARIA	39.0	38.5	39.5	40.0	38.0	39.0	40.0	38.5	37.5	39.0	39.0	37.0	37.0
FECHA MAXIMA DIARIA	07/1998	17/1997	29/1991	21/1999	04/1987	14/1998	30/1999	24/1995	15/1994	29/1997	27/1994	07/1990	07/1990
AÑOS CON DATOS	17	17	18	16	17	16	16	15	15	14	13	10	10
TEMPERATURA MEDIA													
NORMAL	26.6	26.8	27.0	27.3	28.3	28.5	28.0	28.1	27.7	28.1	27.9	27.1	27.6
AÑOS CON DATOS	17	17	18	16	17	16	16	15	15	14	13	10	10
TEMPERATURA MINIMA													
NORMAL	20.6	20.6	20.8	21.2	22.8	23.9	23.4	23.7	23.3	23.5	22.7	21.1	22.3
MINIMA MENSUAL	19.1	18.6	19.1	18.6	21.1	21.0	21.8	22.4	22.5	22.0	21.2	20.2	20.2
AÑO DE MINIMA	1981	1985	1996	1996	1981	1997	1997	1981	1981	1996	1984	1981	1981
MINIMA DIARIA	13.5	17.0	14.5	16.0	17.0	18.0	17.0	17.0	19.5	20.0	17.0	17.5	17.5
FECHA MINIMA DIARIA	12/1997	10/1981	03/1996	05/1996	05/1981	21/1997	09/1997	25/1995	06/1997	12/1996	27/1982	24/1982	24/1982
AÑOS CON DATOS	17	17	18	16	17	16	16	15	15	14	14	10	10
PRECIPITACION													
NORMAL	7.5	0.4	1.0	0.0	17.0	240.4	269.0	257.0	374.2	150.1	23.7	34.0	1,374.3
MAXIMA MENSUAL	76.6	4.0	14.0	0.0	166.0	638.0	613.1	551.7	806.5	470.0	85.1	284.8	284.8
AÑO DE MAXIMA	1981	1987	1997	1981	1983	1996	1999	1988	1989	1996	1997	1989	1989
MAXIMA DIARIA	37.0	4.0	14.0	0.0	160.0	280.0	282.2	204.0	320.0	288.5	64.8	130.0	130.0
FECHA MAXIMA DIARIA	18/1981	02/1987	21/1997	01/1981	26/1983	23/1996	24/1987	28/1981	24/1992	02/1996	11/1997	04/1989	04/1989
AÑOS CON DATOS	17	17	17	16	17	16	16	15	15	14	13	10	10
EVAPORACION TOTAL													
NORMAL	117.9	139.9	179.1	194.0	200.5	172.1	154.8	151.5	122.5	125.3	114.0	104.2	1,775.8
AÑOS CON DATOS	14	14	15	15	16	15	15	14	14	14	12	10	10
NUMERO DE DIAS CON LLUVIA													
NORMAL	0.8	0.1	0.2	0.0	0.9	11.2	12.4	13.4	14.5	7.8	2.1	1.0	64.4
AÑOS CON DATOS	17	17	17	16	17	16	16	15	15	14	13	10	10
NIEBLA													
NORMAL	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
AÑOS CON DATOS	17	17	18	16	17	16	16	15	15	14	13	10	10
GRANIZO													
NORMAL	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
AÑOS CON DATOS	17	17	18	16	17	16	16	15	15	14	13	10	10
TORRENTA E.													
NORMAL	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.3	0.5	0.1	0.3	0.0	0.1	0.0	1.4
AÑOS CON DATOS	17	17	18	16	17	16	16	15	15	14	13	10	10

Temperatura exterior de diseño para verano:

Con la temperatura máxima extrema del lugar se determinó la temperatura de diseño exterior, para verano, aplicando la siguiente ecuación y también con la gráfica de la ilustración 2, ambas obtenidas del documento Normas Y Especificaciones Para Estudios, Proyectos, Construcción e Instalaciones³:

$$t_e = 4.5 + 0.8 t_{\text{máx.}}$$

$$t_e = 4.5 + (0.8 \cdot 40.0) = 36.5 \text{ °C}$$

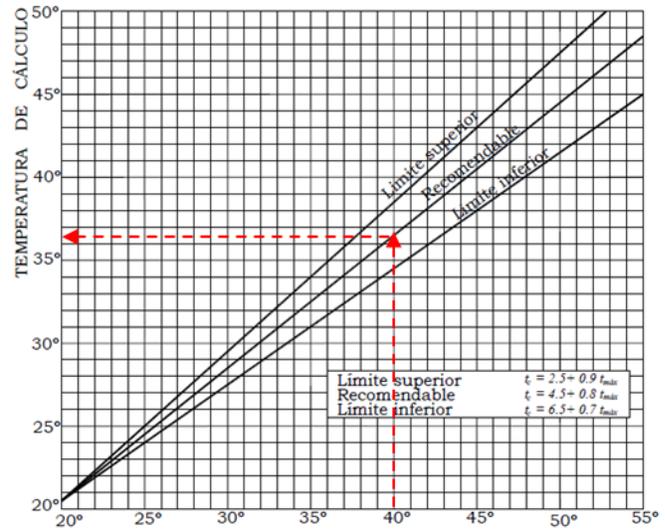


Ilustración 2. Temperaturas de cálculo exterior para refrigeración en función de la temperatura máxima extrema del lugar.

Fuente: Tomo III Instalaciones de servicio, Instalaciones de Climatización

Temperatura interior de diseño para verano:

Las temperaturas de diseño interior para verano se calcularon en función del tiempo de permanencia y las temperaturas de diseño exterior. Se consideró una permanencia larga para las salas del cine. Las temperaturas de diseño interior, para verano, se determinaron utilizando la gráfica de la ilustración 3 y aplicando la ecuación:

a) Para permanencia larga,

$$t_i = 18 + 0.2 t_e$$

Donde:

t_i Temperatura interior,
 t_e Temperatura exterior.

Las variaciones permitidas dentro del espacio serán de $\pm 1.7 \text{ °C}$ (3°F).

$$t_i = 18 + (0.2 \cdot 36.5) = 25.3 \text{ °C}$$

No obstante por especificación del CINE se trabajará con una temperatura de 23.0 °C , ya que es la temperatura en la que las demás salas se encuentran y han encontrado confortable para el usuario.

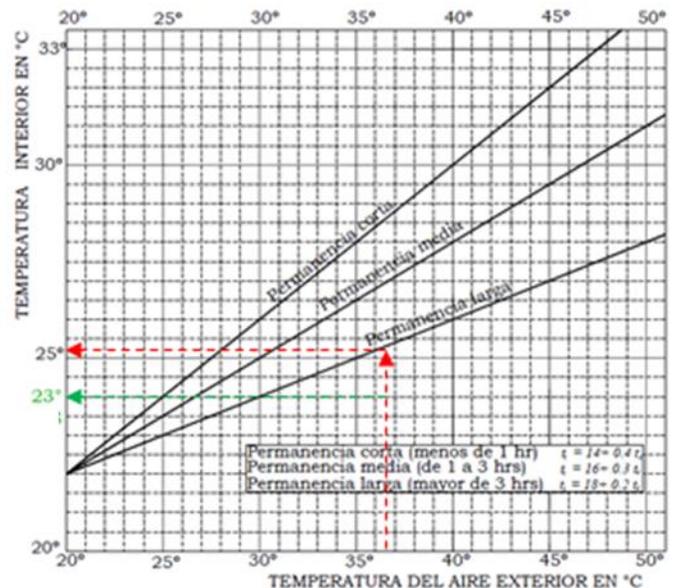


Ilustración 3. Temperaturas interiores recomendables para verano en función de la temperatura de cálculo exterior.

Fuente: Tomo III Instalaciones de servicio, Instalaciones de Climatización

³ INIFED, Tomo III Instalaciones de servicio, Instalaciones de Climatización, México 2014.

Humedad relativa exterior para verano

La humedad relativa exterior en los cálculos para verano deberá ser la del promedio mensual del mes más caluroso, esto cuando se cuente con una base de datos, en caso contrario se puede utilizar el programa diseñado por el Instituto de Ingeniería de la UNAM llamado Biosol⁴; Como base para este programa, se empleó la metodología propuesta por Morillón (2004), para el estudio del bioclima, la cual a su vez se basa en el uso de modelos y herramientas desarrolladas por otros autores como Olgay, Givoni, Auliciems, Tejeda, etc.

Lo primero que hace el programa es calcular, a partir de los datos geográficos de la ciudad o región (latitud, longitud, altitud, etc.) y de los datos de temperaturas máximas y mínimas promedio mensuales, el diagrama de isorrequerimientos.

Tabla 2. Estimación de temperaturas horarias medias mensuales de Lázaro Cárdenas, Michoacán. (Temperaturas en °C)

Localidad	Mich	Lat.	18.03	Long.	102.19	Altitud	70	m.s.n.m.				
	ene	feb	mar	abr	may	jun	jul	Ago	sep	oct	nov	dic
Temp max	39	38.5	39.5	40	38	39	40	38.5	37.5	39	39	37
Temp min	13.5	17	14.5	16	17	18	17	17	19.5	20	17	17.5
01:00	18.9	21.4	19.4	20.4	20.7	21.6	21.0	20.9	22.9	23.8	21.6	21.7
02:00	17.9	20.5	18.4	19.5	20.0	20.9	20.2	20.1	22.3	23.1	20.7	20.9
03:00	17.0	19.8	17.6	18.8	19.4	20.3	19.6	19.5	21.7	22.5	20.0	20.2
04:00	16.3	19.3	17.0	18.3	18.9	19.8	19.0	19.0	21.3	22.0	19.4	19.7
05:00	15.7	18.8	16.5	17.8	18.5	19.5	18.6	18.6	20.9	21.6	18.9	19.2
06:00	15.3	18.4	16.1	16.0	17.2	18.4	17.3	17.1	19.5	21.2	18.5	18.9
07:00	13.9	17.7	16.0	18.4	19.9	21.4	20.5	19.5	20.9	20.8	17.4	17.7
08:00	17.5	21.2	20.7	23.4	24.6	26.1	25.7	24.1	24.4	24.1	20.7	20.4
09:00	23.2	26.2	26.6	29.1	29.4	31.0	31.0	29.2	28.6	28.5	25.7	24.7
10:00	29.1	31.0	32.0	34.0	33.5	34.9	35.3	33.5	32.5	32.7	30.7	29.2
11:00	33.9	34.8	36.0	37.4	36.2	37.5	38.2	36.5	35.3	36.0	34.8	32.9
12:00	37.1	37.3	38.5	39.4	37.7	38.7	39.7	38.1	36.9	38.0	37.5	35.4
13:00	38.7	38.3	39.4	39.9	37.9	38.9	39.9	38.4	37.4	38.9	38.8	36.7
14:00	38.8	38.3	39.1	39.4	37.2	38.1	39.1	37.8	37.1	38.8	38.8	36.9
15:00	37.9	37.4	37.8	38.0	35.9	36.7	37.6	36.5	36.2	37.9	38.0	36.2
16:00	36.3	35.9	36.0	36.1	34.2	35.0	35.7	34.8	34.8	36.6	36.6	35.0
17:00	34.2	34.1	33.8	34.0	32.3	33.1	33.6	32.9	33.2	34.9	34.7	33.4
18:00	31.9	32.1	31.5	31.7	30.4	31.1	31.5	30.9	31.6	33.2	32.7	31.6
19:00	29.5	30.1	29.2	29.6	28.5	29.3	29.4	29.0	29.9	31.4	30.7	29.8
20:00	27.2	28.2	27.1	27.5	26.7	27.5	27.5	27.2	28.4	29.8	28.8	28.1
21:00	25.1	26.5	25.1	25.7	25.2	26.0	25.8	25.5	27.0	28.3	26.9	26.5
22:00	23.2	24.9	23.3	24.1	23.8	24.6	24.3	24.1	25.7	26.9	25.3	25.0

Fuente: Elaboración propia empleando Biosol

⁴ Oscar Preciado, David Morillón, BIOSOL, Instituto de Ingeniería, México.

En el caso de estudio se utilizaron los datos de la normal climatología de la estación 00016227 Lázaro Cárdenas. Con ello se logró obtener el dato del mes (Julio) y hora (13:00 h) más caluroso, estos datos dieron como referencia el mes de julio para la obtención de la humedad relativa exterior la cual fue de H.R. = 28%.

Tabla 3. Estimación de Humedad relativa horarias medias mensuales de Lázaro Cárdenas, Michoacán. (H.R. en %)

ESTIMACION DE HUMEDADES RELATIVAS HORARIAS MEDIAS MENSUALES, A PARTIR DE MEDIAS EXTREMAS.												
Localidad	Mich	Lat.	18.03	Long.	102.19	Altitud	70	m.s.n.m.				
	ene	feb	mar	abr	may	jun	jul	ago	sep	oct	nov	dic
Temp max	39	38.5	39.5	40	38	39	40	38.5	37.5	39	39	37
Temp med	26.6	26.8	27.0	27.3	28.3	28.5	28.0	28.1	27.7	28.1	27.9	27.1
Temp min	13.5	17	14.5	16	17	18	17	17	19.5	20	17	17.5
00:00	54	71	58	65	65	70	68	66	79	81	65	70
01:00	56	73	61	68	66	72	70	68	82	83	68	72
02:00	58	75	62	69	68	73	72	69	84	86	70	74
03:00	60	77	64	71	69	75	73	71	85	87	71	76
04:00	61	79	65	72	70	76	74	72	87	89	73	77
05:00	62	80	66	73	71	77	75	73	88	90	74	79
06:00	63	81	67	77	74	79	78	76	92	91	75	79
07:00	65	83	67	72	68	72	71	71	88	93	77	82
08:00	59	74	58	61	58	61	59	61	77	82	70	76
09:00	49	61	47	49	48	50	48	50	64	69	59	65
10:00	39	49	37	38	40	41	38	40	53	55	47	53
11:00	31	39	30	31	34	35	31	34	44	45	38	44
12:00	25	33	25	27	31	32	28	31	39	39	32	37
13:00	22	30	23	25	31	31	28	30	38	36	29	34
14:00	22	30	24	27	32	33	29	31	39	36	29	34
15:00	24	32	26	30	35	36	33	34	41	39	31	35
16:00	27	36	30	34	38	40	37	37	46	43	34	38
17:00	30	41	34	38	42	45	42	42	50	48	38	42
18:00	34	46	38	43	46	49	46	46	55	54	43	47
19:00	38	51	42	48	50	54	51	50	60	59	47	52
20:00	42	56	46	52	54	58	55	54	65	65	52	56
21:00	46	60	50	56	57	61	59	58	69	69	56	60
22:00	49	64	53	60	60	65	62	61	73	74	59	64
23:00	52	68	56	63	62	67	65	63	77	77	63	67

Fuente: Elaboración propia empleando Biosol

Humedad relativa de diseño interior para verano

Para los cálculos de sistemas de climatización en verano, se consideró por criterios de confort obtenidos de la norma ASHRAE 55⁵, que la Humedad relativa interior será 50% con un rango aceptable de $\pm 5\%$.

Mediante la ayuda del software GRAPSI DRAW ESP⁶, se comprueba con la carta psicrométrica que dichos valores pueden obtenerse en el lugar, en un capítulo posterior se hará un análisis más a detalle del proceso. El programa pide algunos datos para generar la carta psicrométrica pero solo puede producir una gráfica por cálculo, no es posible generar más de un punto, por lo que simplemente se traslaparon las imágenes obtenidas para generar una con los dos puntos.

Tabla 4. Datos para el programa de psicrometría.

Punto 1 (Condiciones exteriores)	Punto 2 (Condiciones interiores)
T ext: 36.5 °C	T int: 23° C
H.R.: 28%	H.R.: 50 %
Altitud: 11 m.s.n.m.	Altitud: 11 m.s.n.m.

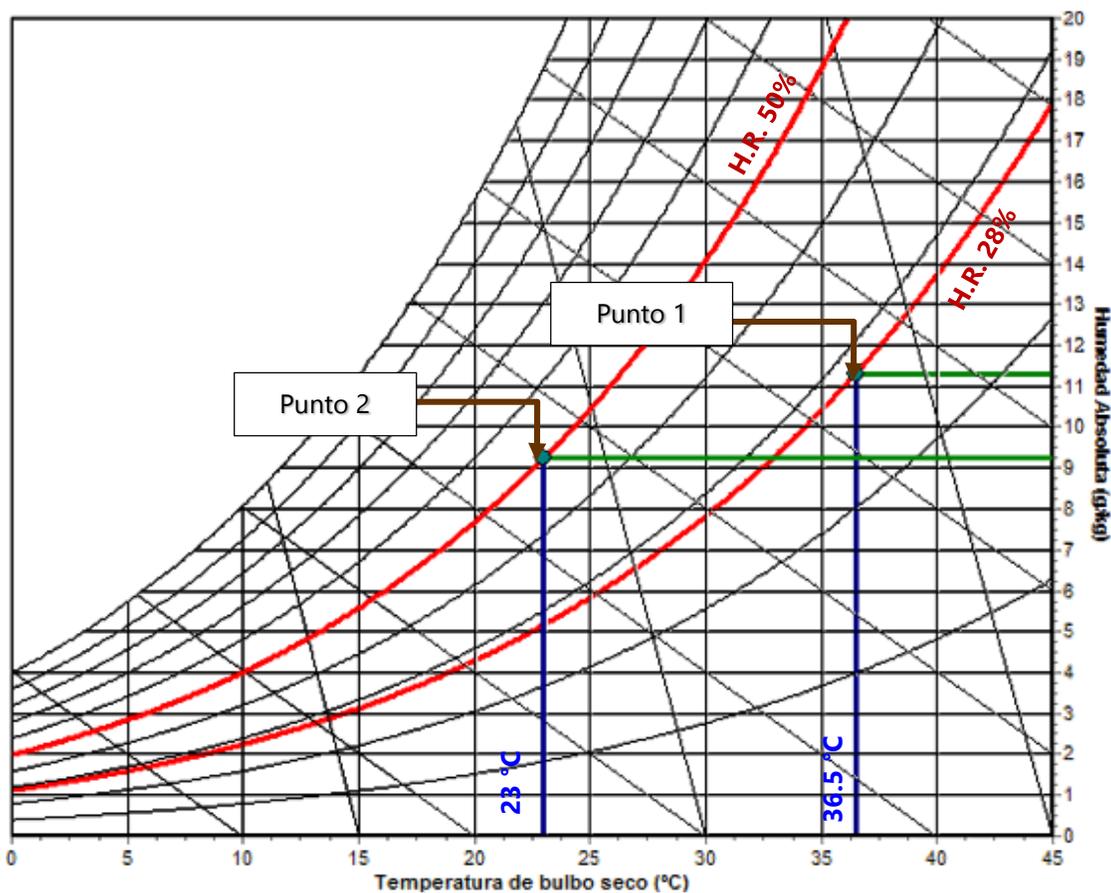


Ilustración 4. Carta Psicrométrica a 11 m.s.n.m, condiciones exterior e interior.

Fuente: Elaboración propia empleando GRAPSI DRAW ESP

⁵ BSR/ASHRAE Standard 55P, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, 9 p.

⁶ Daniela de Carvalho, Evandro de Castro, Gráfico psicrométrico digital, Universidad Federal de Vicosa, Brasil.

2.02. Descripción del espacio a climatizar

El espacio a acondicionar será utilizado todos los días, aproximadamente 13 horas por día, todo el año.

Las dimensiones y orientación del local se detallan a continuación.

Dimensiones:

Área de techo: (17.10m) (10.15m) = 173.57 m²

Área del muro noroeste: (ver detalle muro) = 155.21 m²

Área del muro noreste: (ver detalle muro) = 104.45 m²

Área total de paredes exteriores: (155.21 m² + 104.45 m²) = 259.66 m²

Área de puerta en muro noroeste (salida de emergencia): (ver detalle puerta) = 2.84 m²

Los muros suroeste y sureste, así como la puerta de acceso a la sala desde el pasillo, colindan con áreas del cine acondicionadas a 23°C por lo que no se consideran para el cálculo.

Número de personas en el interior del local: 84

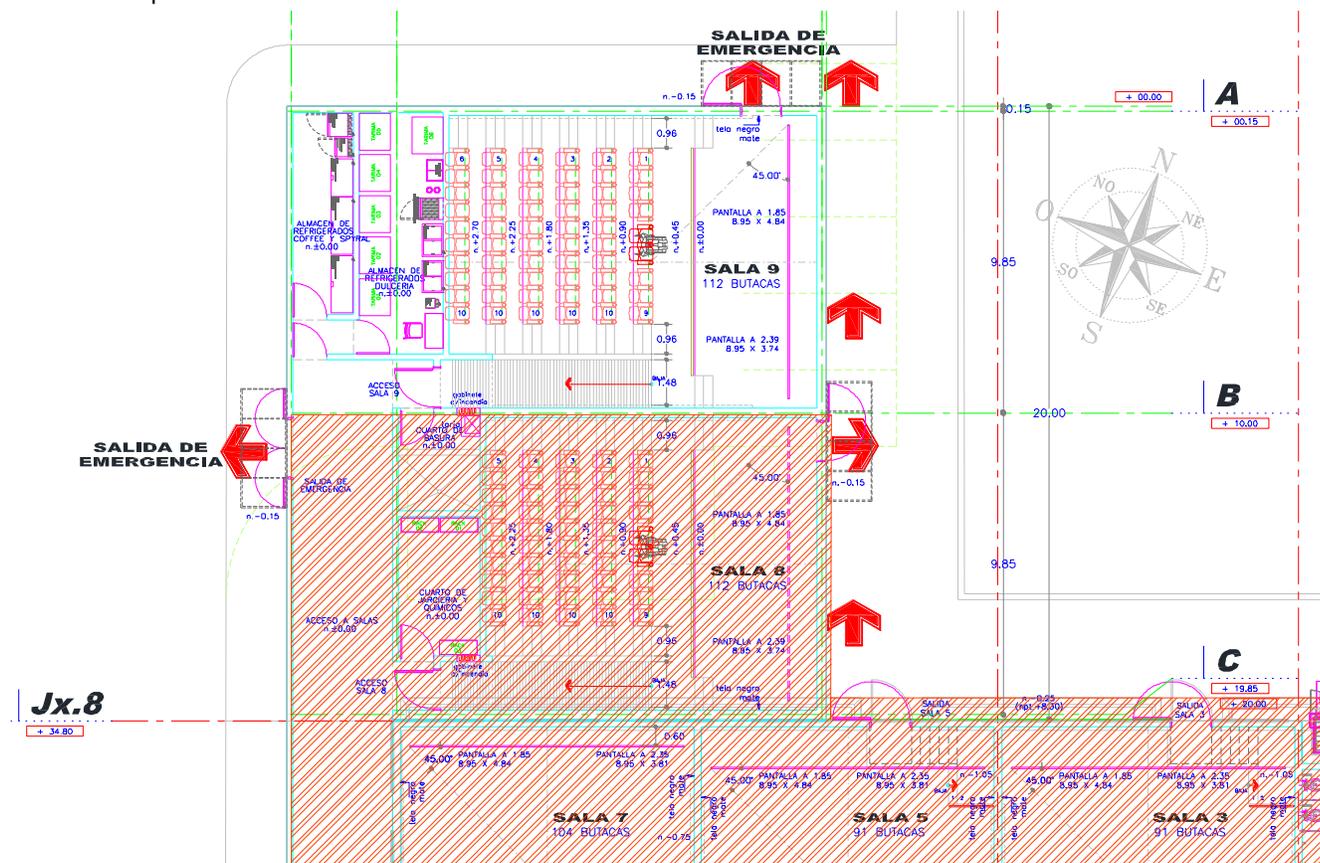


Ilustración 5. Planta general, sala 9; vista de planta.

Fuente: Elaboración propia empleando AutoCAD 2016

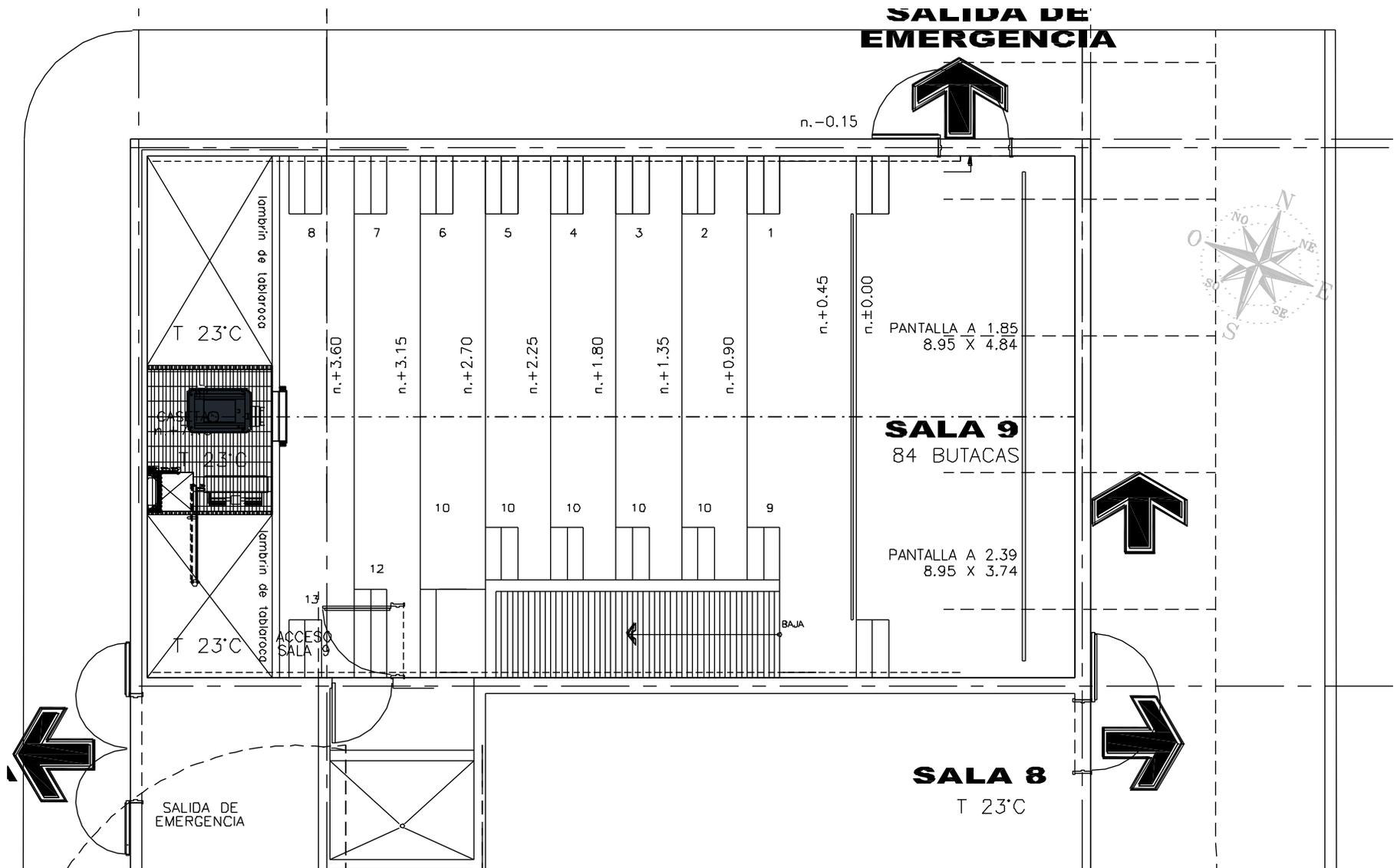


Ilustración 6. Área sala 9; vista de planta.
Fuente: Elaboración propia empleando AutoCAD 2016

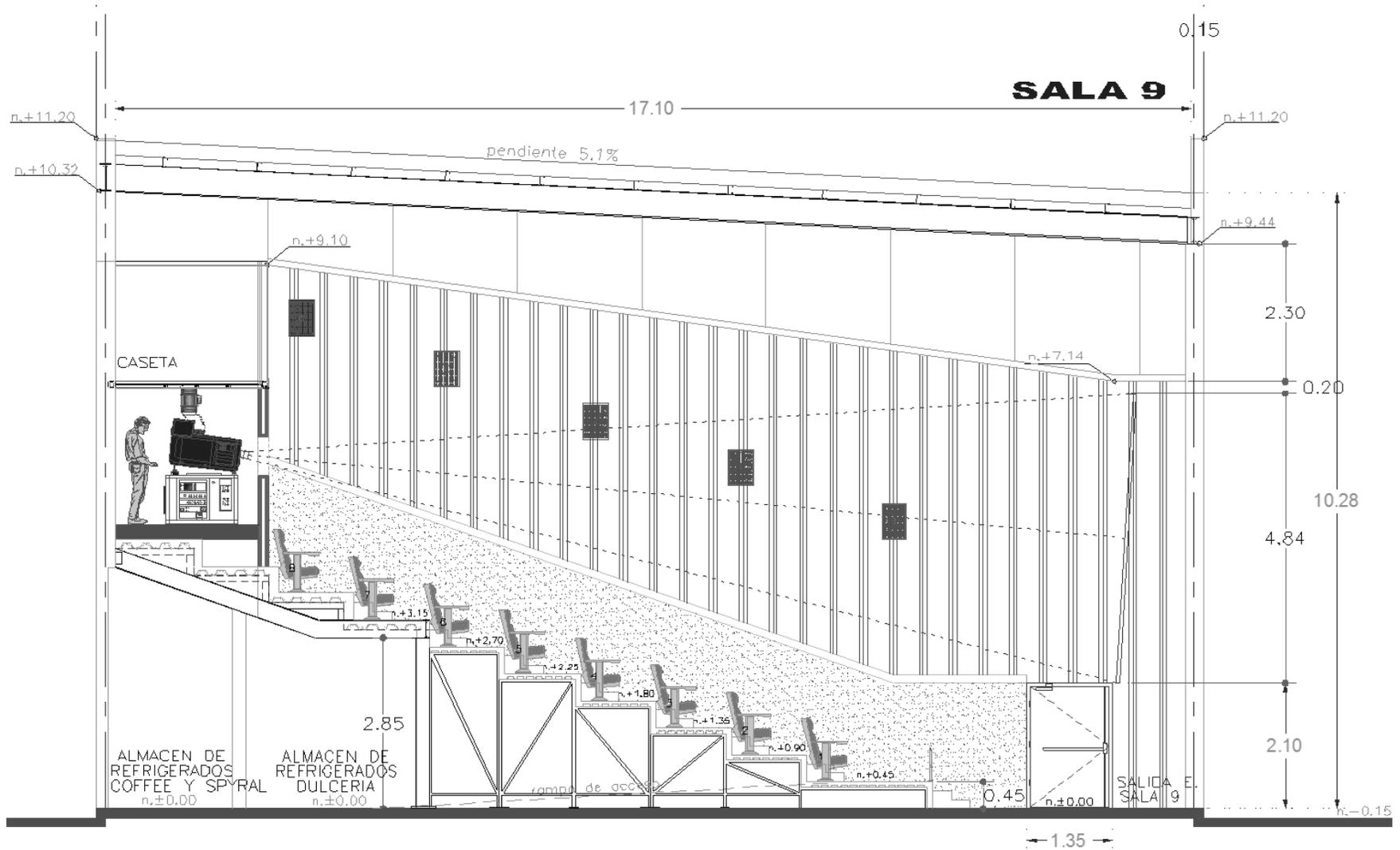


Ilustración 7. Corte longitudinal C-C; Sala 9
 Fuente: Elaboración propia empleando AutoCAD 2016

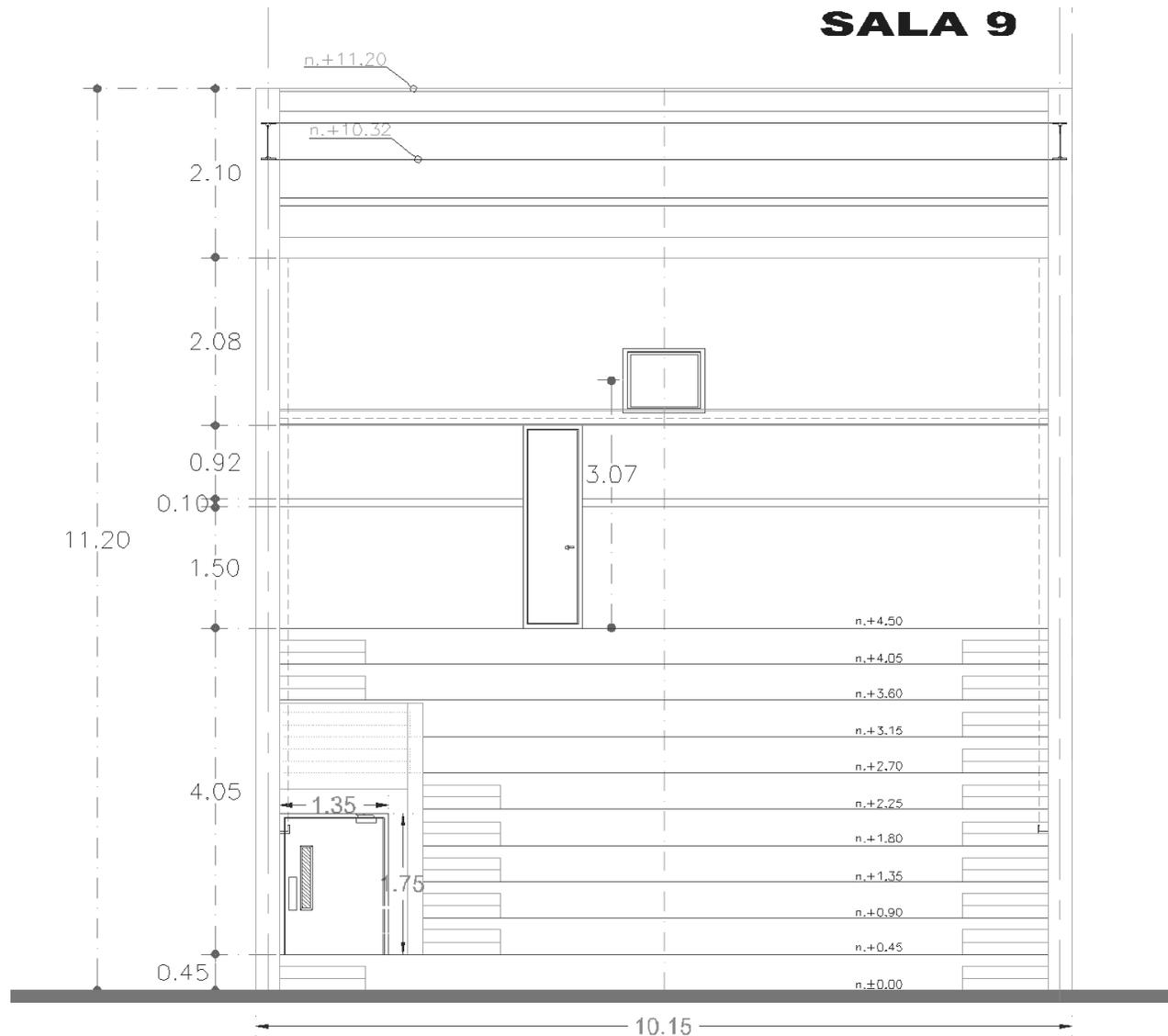


Ilustración 8. Vista posterior, Sala 9

Fuente: Elaboración propia empleando AutoCAD 2016

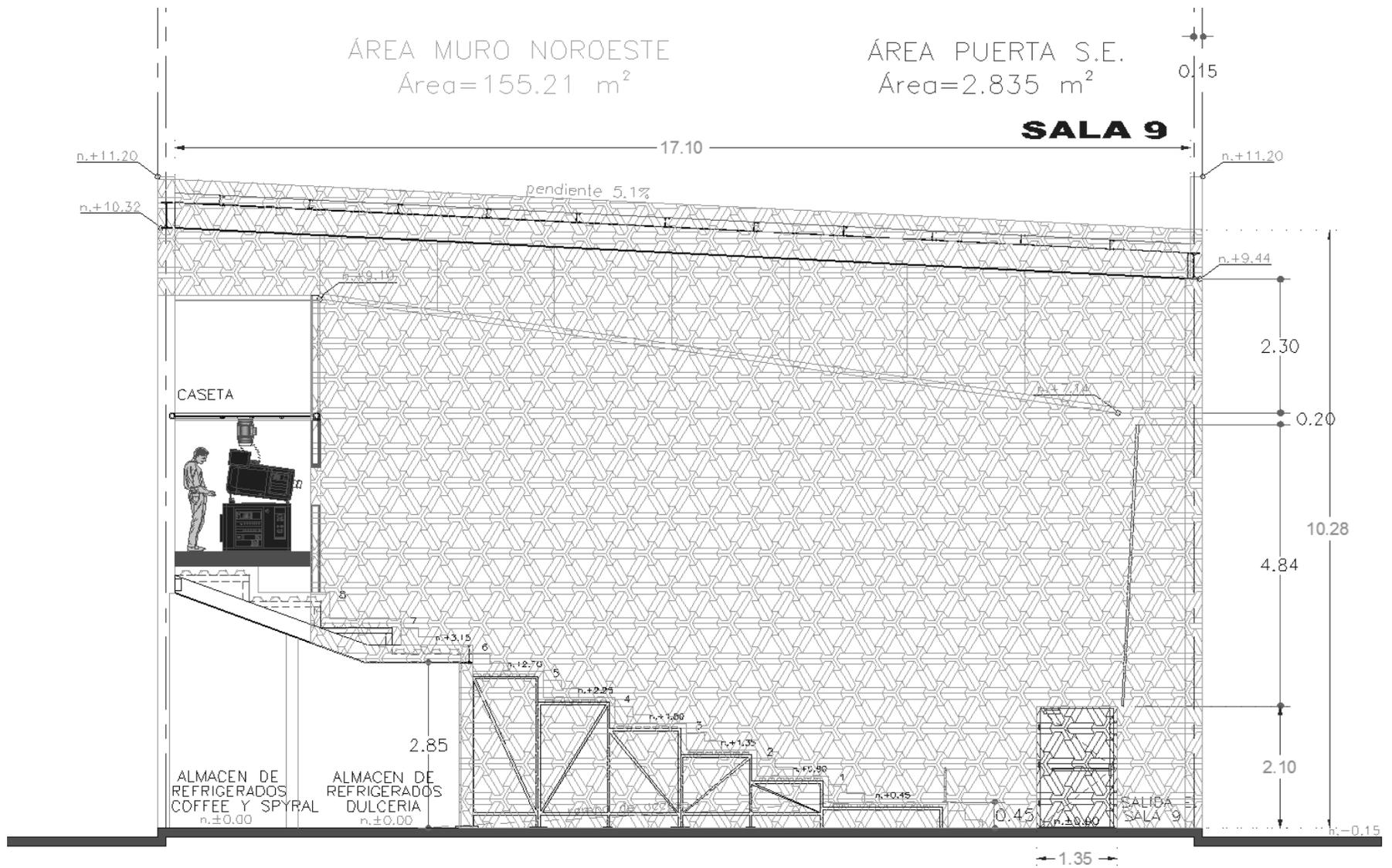


Ilustración 9. Detalle del Área del muro Noroeste
 Fuente: Elaboración propia empleando AutoCAD 2016

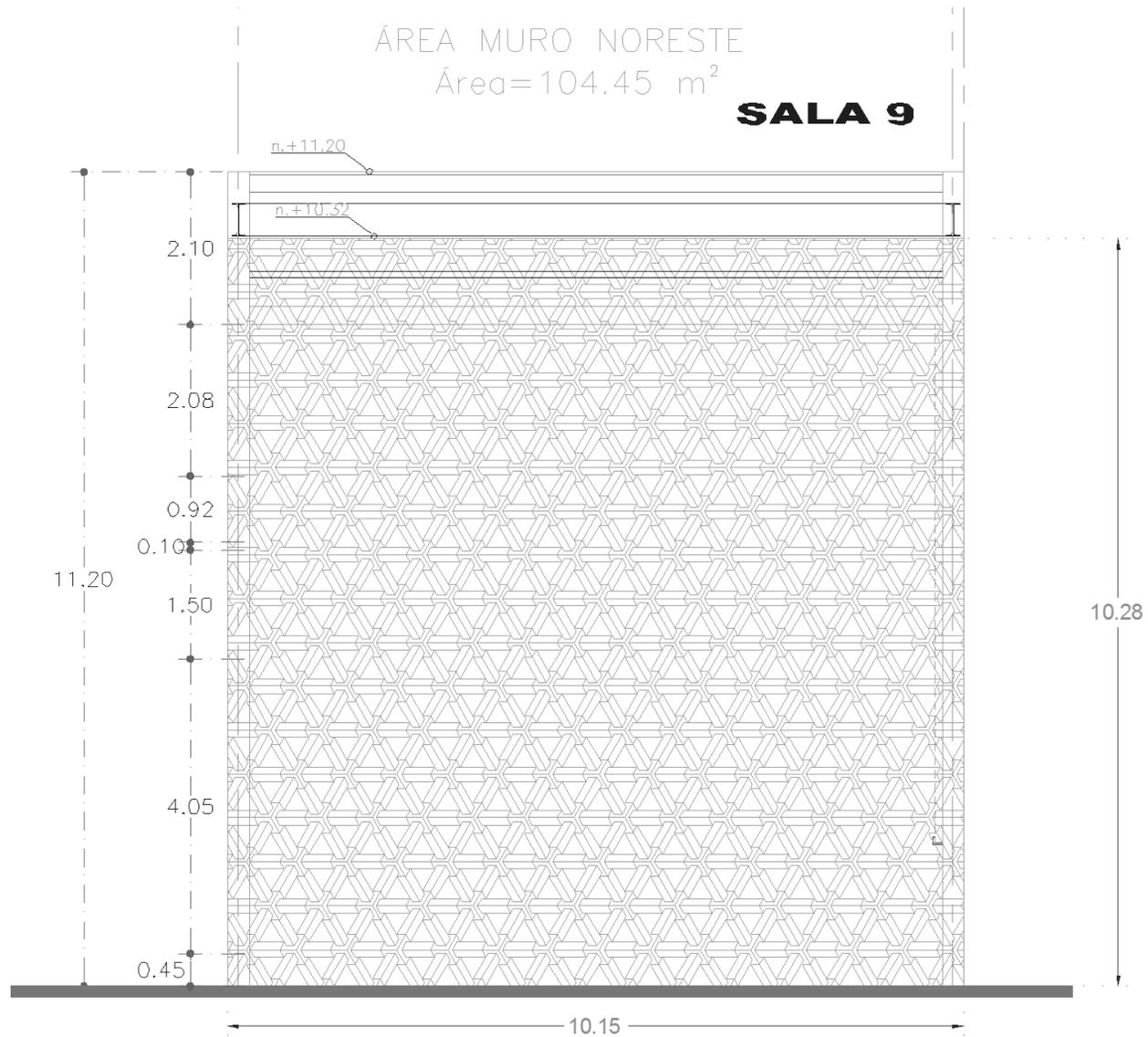


Ilustración 10. Detalle del Área del muro Noreste
 Fuente: Elaboración propia empleando AutoCAD 2016

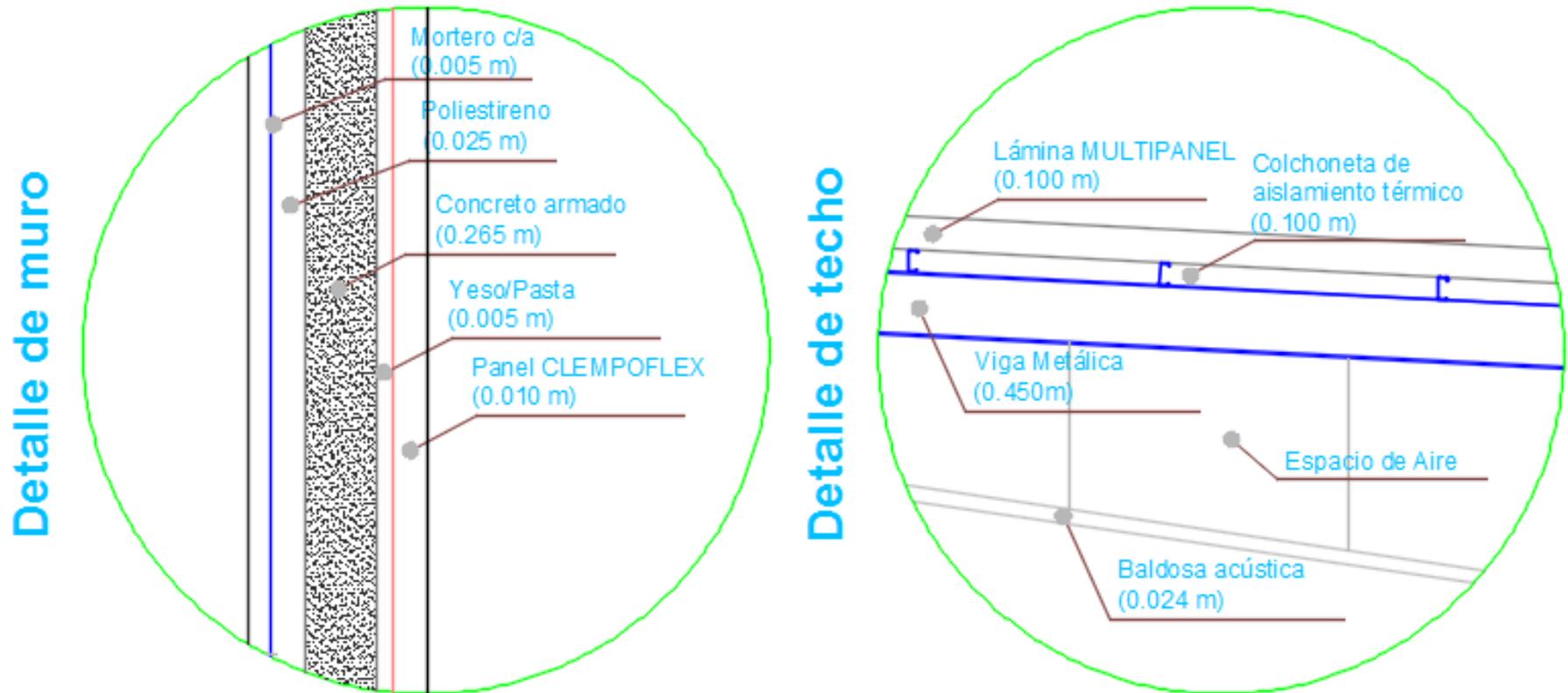


Ilustración 11. Detalle de la composición del muro y del techo.

Fuente: Elaboración propia empleando AutoCAD 2016

CAPÍTULO 3 MATERIALES UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DEL LUGAR

La selección de los aislamientos térmicos para el cine depende principalmente del sistema constructivo y del tipo de sala que se tendrá, pero también de la zona climática, de la resistencia térmica que se requiere y del presupuesto que se cuenta para su aplicación. Es importante mencionar que en el caso específico de las salas de cine, el aislamiento acústico ayuda también como aislamiento térmico, por lo que se tiene una envolvente con mayor eficiencia aislante.

3.01. Coeficiente global de transferencia de calor (U)

El coeficiente total de transferencia de calor "U" se define como la intensidad total de transferencia de calor a través de un material. El factor "U" como se le denomina comúnmente, es el coeficiente de transferencia de calor resultante después de tener en cuenta la conductividad térmica y la conductancia de la capa superficial.

Para conocer "U" se debe de saber con qué materiales se va a construir, su espesor, la conductancia de los mismos, la velocidad del viento exterior y el movimiento del aire interior. Para ello se utilizará la siguiente ecuación.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_{EXT}} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{e_3}{k_3} + \frac{1}{f_{INT}}}$$

Donde:

f_{INT} : Coeficiente convección del aire interior

9.36 W/m²°C para techos y muros... (*1)

9.08 W/m²°C para ventanas... (*2)

f_{EXT} : Coeficiente convección del aire exterior

17.03 W/m²°C para superficies horizontales... (*3)

23.30 W/m²°C para superficies verticales con viento de 3.33 m/s o menos... (*4)

29.10 W/m²°C para superficies verticales con viento de 5.00 m/s o menos... (*5)

34.90 W/m²°C para superficies verticales con viento de 6.67 m/s o menos... (*6)

e: Espesor del material (por cada capa)

k: coeficiente de conductividad térmica (W/m²°C)

3.02. Resistencia total del elemento (R)

La resistencia térmica "R" se define como la resistencia de un material al flujo de calor, y es por definición, el recíproco del coeficiente de transferencia de calor $R = 1/C$

$$R = \frac{1}{f_{EXT}} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{e_3}{k_3} + \frac{1}{f_{INT}}$$

Por lo que el coeficiente de transmisión:

$$U = \frac{1}{R}$$

A continuación se presentara el análisis de cada uno de los sistemas utilizados y que influirán en el balance térmico.

Tabla 5. Cálculo del coeficiente de trasmisión (U) para muro de concreto

CÁLCULO DE LA RESISTENCIA TÉRMICA (R) Y EL COEFICIENTE DE TRANSMISIÓN (U) DE LOS SISTEMAS CONSTRUCTIVOS UTILIZADOS.

Cálculo de la resistencia térmica de las porciones de la envolvente

Número 1

Descripción de la porción:

Muro de concreto con placas de EPS de 1" y CLEMPLOFLEX

Componente de la envolvente:

Techo Pared

Material	Espesor m	Conductividad Térmica W/m ² °C	Aislante Térmico m ² °C/W
Convección exterior ⁷	1.000	34.900	0.029
Mortero c/a *	0.005	0.872	0.006
Poliestireno 1" ⁸	0.025	0.034	0.735
Concreto armado *	0.265	1.740	0.152
Aplanado interior yeso *	0.005	0.372	0.013
Panel CLEMPLOFLEX ⁹	0.010	0.113	0.088
Convección interior ¹⁰	1.000	9.360	0.107

Para obtener el aislamiento térmico total, se debe sumar la R de todos los materiales y la convección exterior e interior.

[Fórmula R = $\sum R$]

R 1.131

m²°C/W

6.416

ft²h°F/ BTU

[Fórmula U = 1/R]

U 0.884

W/m²°C

0.156

BTU/ft²h°F

Fuente: Elaboración propia

⁷ 34.90 W/m²°C para superficies verticales con viento de 6.67 m/s o menos

⁸ Ver ficha técnica en los anexos para el detalle de Poliestireno 1"

⁹ Ver ficha técnica en los anexos para el detalle de Panel CLEMPLOFLEX

¹⁰ 9.36 W/m²°C para techos y muros

* Valores obtenidos de la NOM-008-ENER-2001, Eficiencia energética en edificaciones, envolvente de edificios no residenciales.

Tabla 6. Cálculo del coeficiente de transmisión (U) para techo con sistema acústico

CÁLCULO DE LA RESISTENCIA TÉRMICA (R) Y EL COEFICIENTE DE TRANSMISIÓN (U) DE LOS SISTEMAS CONSTRUCTIVOS UTILIZADOS.

Cálculo de la resistencia térmica de las porciones de la envolvente

Número

2

Descripción de la porción:

Techo con sistema acústico y térmico

Componente de la envolvente:

Techo

Pared

Material	Espesor m	Conductividad Térmica W/m ² °C	Aislante Térmico m ² °C/W
Convección exterior ¹¹	1.000	17.030	0.059
Capa impermeabilizante ¹²	0.003	0.037	0.080
Techumbre lámina ¹³	0.050	0.710	0.070
Colchoneta 2" ¹⁴	0.051	1.623	0.031
Espacio de aire *	---	---	0.180
Baldosas acústicas ¹⁵	0.024	0.033	0.727
Convección interior ¹⁶	1.000	9.360	0.107

Para obtener el aislamiento térmico total, se debe sumar la R de todos los materiales y la convección exterior e interior.

[Fórmula $R = \sum R$]

R

1.255

m²°C/W

7.122

ft²h°F/ BTU[Fórmula $U = 1/R$]

U

0.797

W/m²°C

0.140

BTU/ft²h°F

Fuente: Elaboración propia

¹¹ 17.03 W/m²°C para superficies horizontales

¹² Ver ficha técnica en los anexos para el detalle Capa impermeabilizante

¹³ Ver ficha técnica en los anexos para el detalle Techumbre lámina

¹⁴ Ver ficha técnica en los anexos para el detalle Colchoneta 2"

¹⁵ Ver ficha técnica en los anexos para el detalle Baldosas acústicas

¹⁶ 9.36 W/m²°C para techos y muros

* Valores obtenidos de la NOM-008-ENER-2001, Eficiencia energética en edificaciones, envolvente de edificios no residenciales.

Tabla 7. Cálculo del coeficiente de trasmisión (U) para puerta acústica.

CÁLCULO DE LA RESISTENCIA TÉRMICA (R) Y EL COEFICIENTE DE TRANSMISIÓN (U) DE LOS SISTEMAS CONSTRUCTIVOS UTILIZADOS.

Cálculo de la resistencia térmica de las porciones de la envolvente

Número 3Descripción de la porción: Puerta salida de emergenciaComponente de la envolvente: Techo Pared otro

Material	Espesor m	Conductividad Térmica W/m ² °C	Aislante Térmico m ² °C/W
Convección exterior ¹⁷ (*6)	1.000	34.900	0.029
Puerta acústica - cortafuegos ¹⁸	0.077	1.840	0.042
Convección interior ¹⁹	1.000	9.360	0.107

Para obtener el aislamiento térmico total, se debe sumar la R de todos los materiales y la convección exterior e interior.

[Fórmula $R = \sum R$]R 0.177
m²°C/W1.006
ft²h°F/ BTU[Fórmula $U = 1/R$]U 5.639
W/m²°C0.994
BTU/ft²h°F

Fuente: Elaboración propia

¹⁷ 34.90 W/m²°C para superficies verticales con viento de 6.67 m/s o menos

¹⁸ Ver ficha técnica en los anexos para el detalle Puerta acústica - cortafuegos

¹⁹ 9.36 W/m²°C para techos y muros

CAPÍTULO 4 BALANCE TÉRMICO

Existen distintos factores que influyen en las instalaciones de climatización, por ejemplo, el uso que va a tener el local, las condiciones ambientales, la radiación solar, la iluminación eléctrica ambiental del interior del lugar, el número de personas que ocupan el local y la actividad desarrollada por los ocupantes.

Debido a esto se establece ciertas diferencias en cuanto al diseño entre distintos lugares, es decir, no se puede utilizar el mismo sistema de climatización que fue calculado en este proyecto en todos los lugares del país, por ejemplo la carga térmica que se obtendría si el cine se encontrara en Monterrey, sería diferente a la calculada en Lázaro Cárdenas y por lo tanto la selección de equipo podría ser distinta; esto es debido a que las condiciones externas son distintas, aunque las internas sean exactamente iguales y sea el mismo inmueble.

El balance térmico es la cuantificación de la cantidad de calor que se necesita absorber o suministrar a un espacio a climatizar, es la relación entre las ganancias y las pérdidas de energía térmica para mantener el confort en el ambiente interior.

4.01. Geometría solar

Un punto que debe ser considerado para el diseño de estas instalaciones es la energía procedente del Sol, que es la principal fuente de iluminación y calor para el planeta Tierra. Derivado de esto la localización de un edificio debe ser parte del análisis y diseño, además de considerar la orientación y su forma.

Para realizar el análisis completo es necesario saber en qué posición se encuentra el Sol, lo que permitirá determinar que fachada del edificio tiene mayor incidencia en el periodo y tiempo de diseño.

Declinación solar

Es el ángulo que forman el plano ecuatorial y la línea que une los centros del Sol y de la Tierra. La declinación en los equinoccios de primavera y de otoño es de cero, para el caso del solsticio de verano el valor aproximado es de +23.5° y a su vez el de invierno es de -23.5° aproximadamente.

$$d = 23.45 \cdot \text{sen} \left(360 \cdot \frac{(284 + n)}{365} \right)$$

Donde:

d: declinación solar

n: número ordinario del día, es decir para el primero de enero es 1 y para el 31 de diciembre es 365

Altura solar

Es el ángulo con respecto al plano en el que se encuentra el observador hasta donde está el sol.

$$h = \text{sen}^{-1}((\text{sen}(d) \cdot \text{sen}(\varrho)) + (\text{cos}(d) \cdot \text{cos}(\varrho) \cdot \text{cos}(\omega)))$$

Donde:

h: altura solar

ϱ : latitud del sitio, en grados

d: declinación solar para el día en cuestión, en grados

ω : ángulo horario

Acimut solar

Es el ángulo formado por la proyección del rayo solar sobre el horizonte con el eje norte-sur verdadero. En términos de arquitectura bioclimática en el hemisferio norte se mide a partir del sur y puede ir de 0° a 180° hacia el este si es antes de las 12 horas o al oeste si es después.

$$a = \cos^{-1} \left(\frac{(\sin(h) \cdot \sin(\varphi)) - \sin(d)}{\cos(h) \cdot \cos(\varphi)} \right)$$

Donde:

a: acimut

h: altura solar

φ : latitud del sitio, en grados

d: declinación solar para el día en cuestión, en grados

ω : ángulo horario

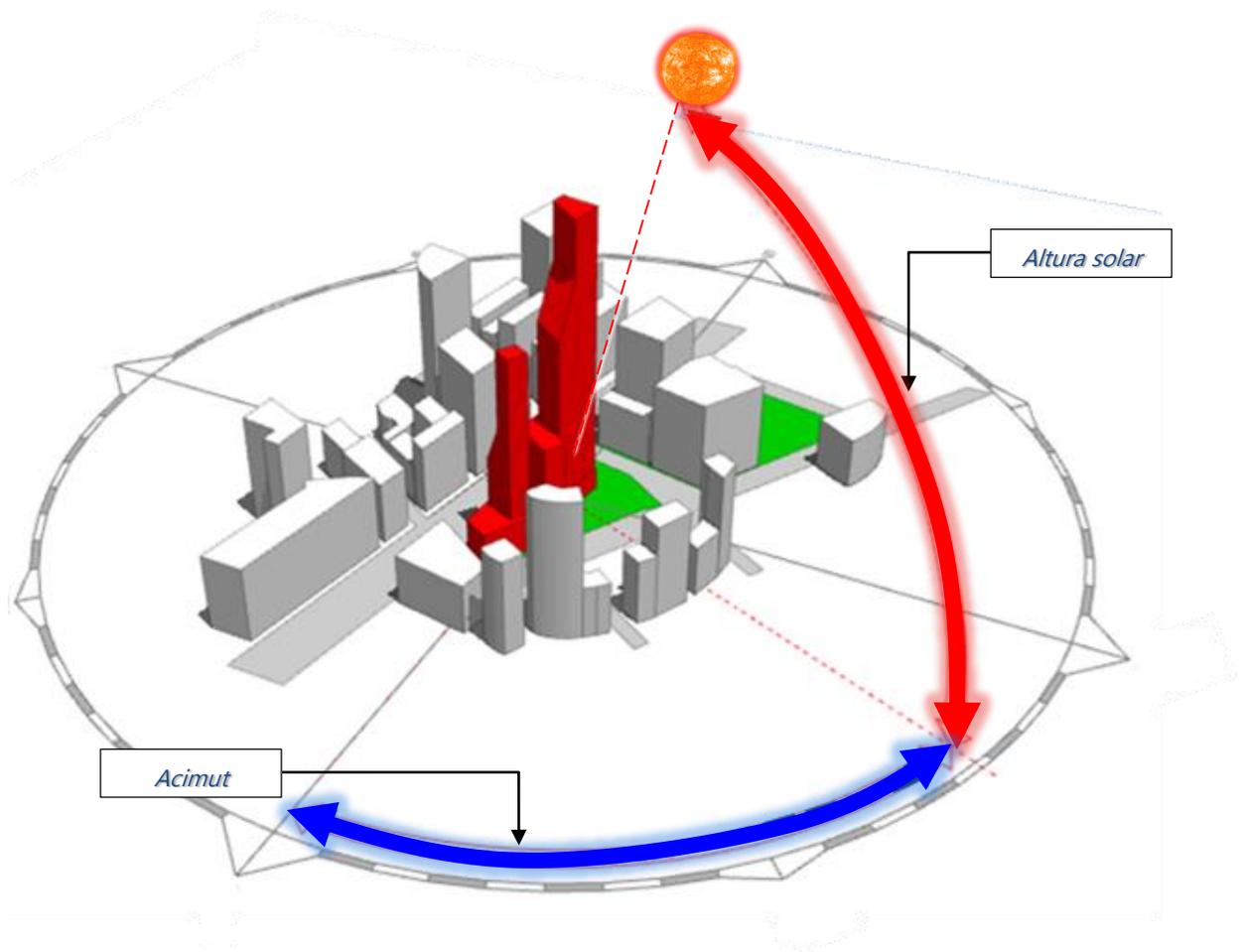


Ilustración 12. Ángulos de altura solar y acimut.

Fuente: 3D Sun-Path modificada por el autor.

Gráfica solar

La gráfica solar es la representación de la bóveda celeste y la trayectoria solar, es decir, consiste en la graficación de las coordenadas celestes, altura solar y acimut, sobre un sistema de graficación de ejes polares. En ella es posible localizar fácilmente la posición del Sol, o la trayectoria del rayo solar a cualquier hora y en cualquier día del año, ya que se pueden conocer los valores de los ángulos de acimut y altura solar.

Dos ejes perpendiculares representan los puntos cardinales N-S-E-O, los cuales sirven de referencia para ubicar los ángulos de acimut, mientras que círculos concéntricos equidistantes definen los ángulos de altura solar.

GRÁFICA SOLAR, LÁZARO CÁRDENAS, MICH.

Latitud $17^{\circ}58'41.7''\text{N}$ (17.978)
 Longitud $102^{\circ}12'52.4''\text{W}$ (-102.214)

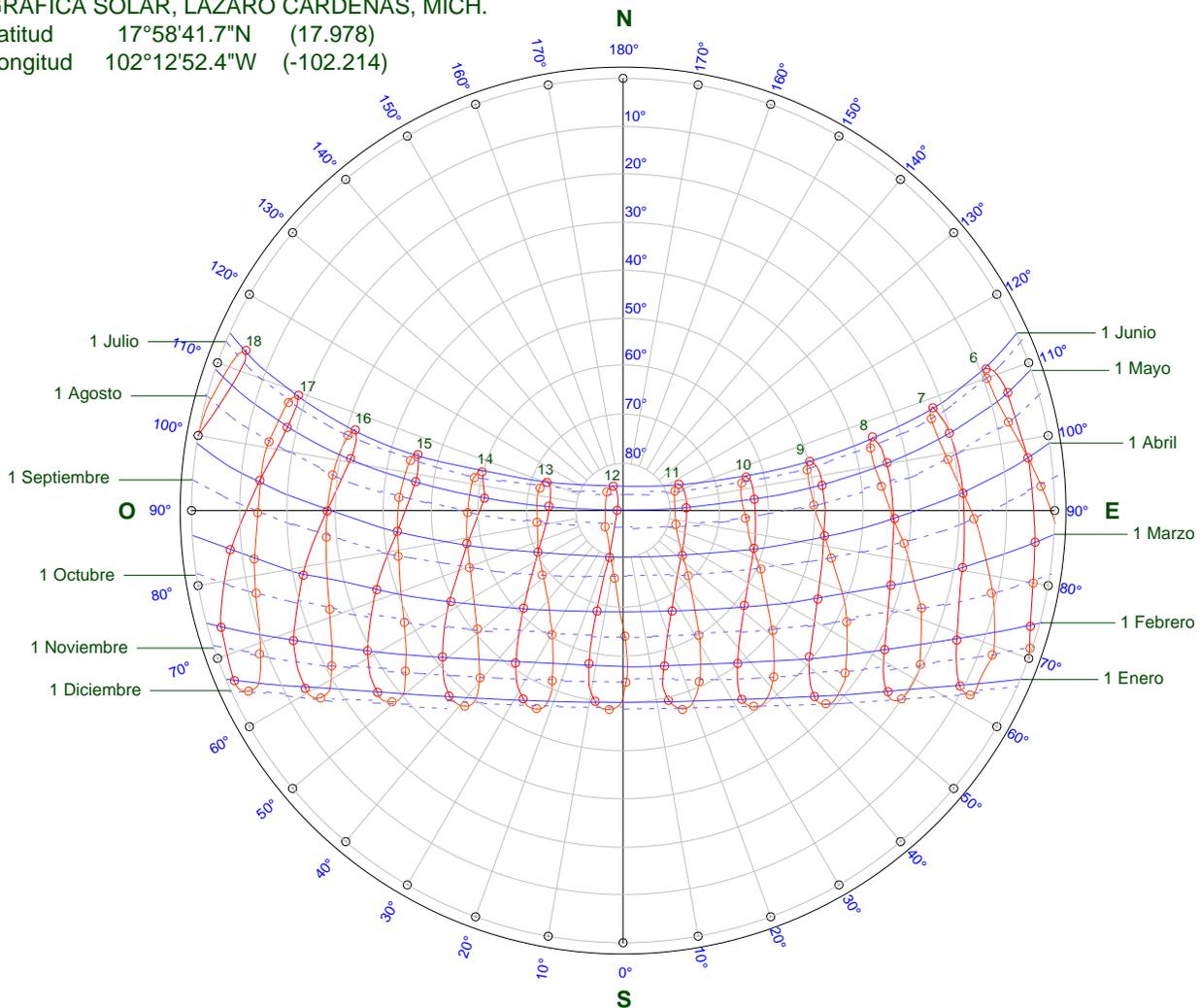


Ilustración 13. Gráfica solar equidistante de la ubicación del Cine.

Fuente: Elaboración propia con base en datos del programa "Ecotect Analysis 2011"

Con base en la gráfica solar elaborada y en la tabla de temperaturas obtenida por el programa Biosol en el capítulo 3, se procesó y construyó una gráfica solar con áreas sombreadas que indican la temperatura aproximada a lo largo de todo el año, en las horas dentro del rango de operación del inmueble. Se presentan dos gráficas con estas características, la primera mostrada se encuentra en el periodo del mes de enero a junio y la segunda de julio a diciembre; las dos encuentran en el lapso de las 6 a las 18 horas.

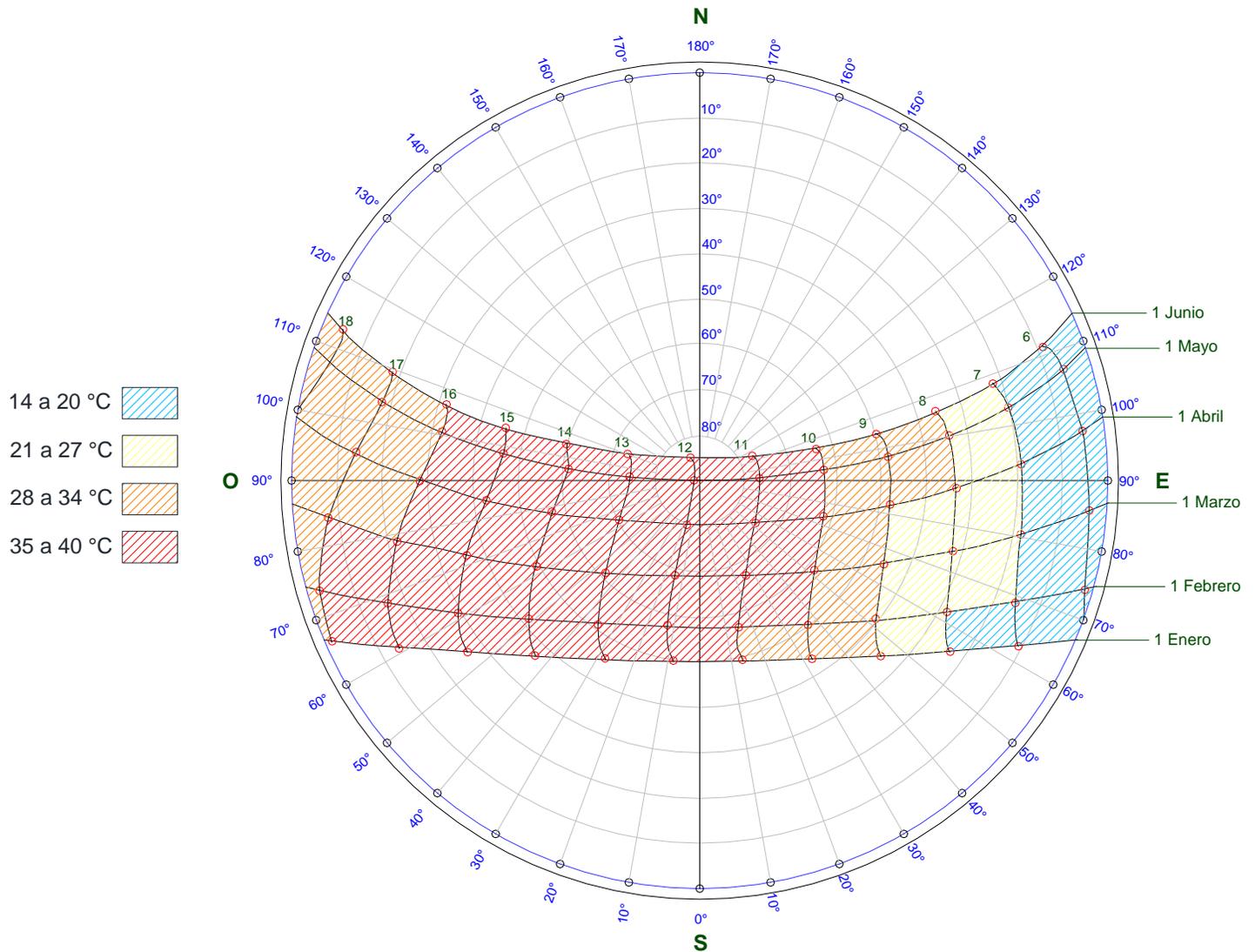


Ilustración 14. Gráfica solar equidistante con sombreado respecto a la temperatura promedio por hora y época del año. (Enero a Junio)

Fuente: Elaboración propia empleando AutoCAD 2016

Como se puede observar en la gráfica de la ilustración 14, las temperaturas más altas (35 a 40° C) a lo largo del año se presentan entre las 11 y las 16 horas, lo que indica que la suposición inicial de hacer el cálculo para las 13 horas es adecuado, ya que se encuentra justamente en la parte central de la región con más calor en el rango antes mencionado.

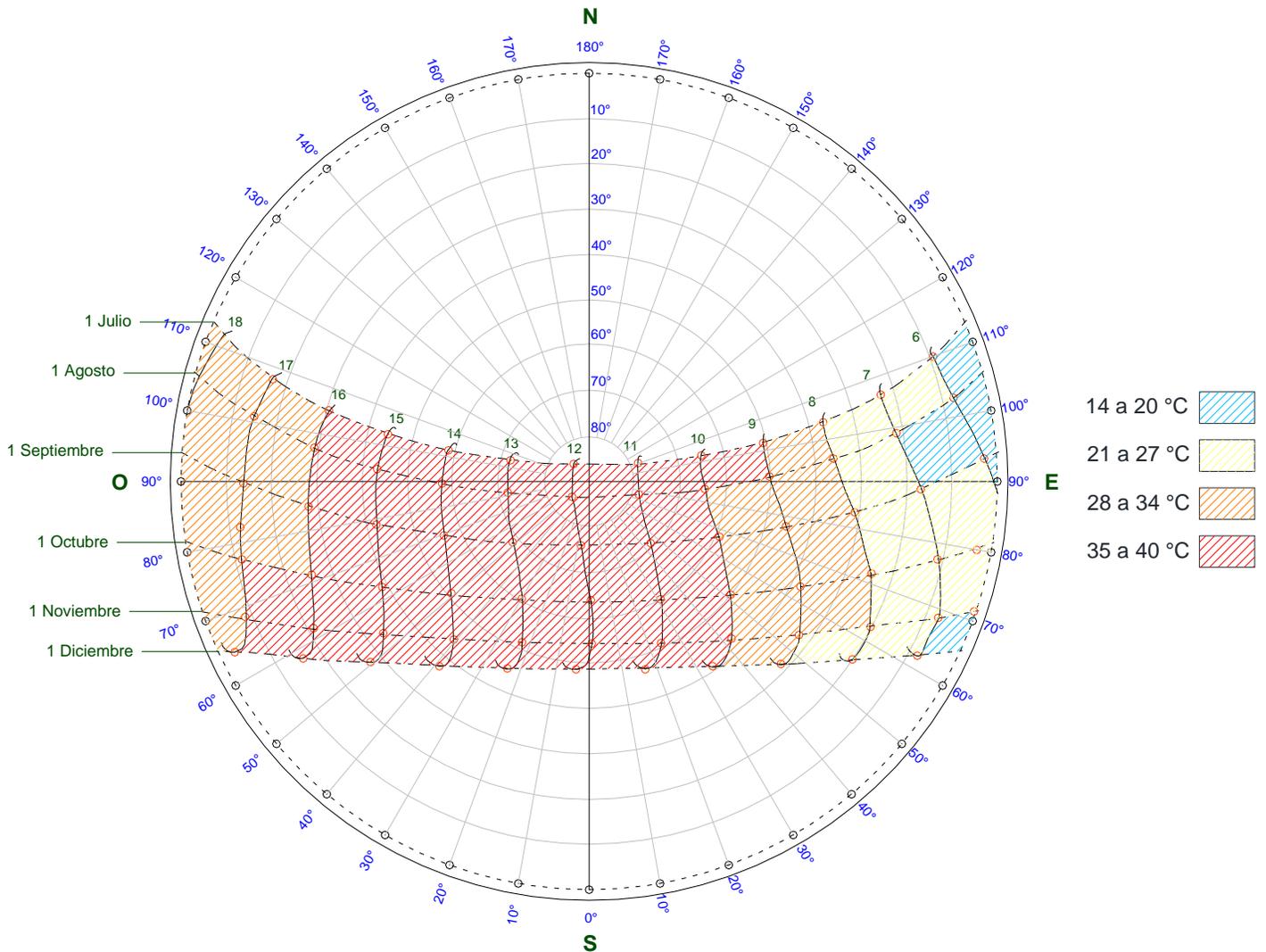


Ilustración 15. Gráfica solar equidistante con sombreado respecto a la temperatura promedio por hora y época del año. (Julio a Diciembre)

Fuente: Elaboración propia empleando AutoCAD 2016

En la gráfica de la ilustración 15 se puede apreciar que aumento la amplitud del rango en que la temperaturas máximas (35 a 40 °C) se presentan, dicho aumento fue de una hora siendo este de 10 a 16 horas y se presenta una menor región de color azul que representa las temperaturas más bajas (14 a 20 °C).

Con esto se confirma el dato que se obtuvo en el capítulo 3, en donde se propuso realizar el cálculo para el mes de julio a las 13 horas. Se podría hacer el cálculo para el mes y hora con mayor incidencia solar el cual estaría definido por una línea perpendicular con el muro que tenga más área de contacto con el sol. Si se quisiera, se tendría que hacer el análisis para el muro noroeste, pero ese proceso queda fuera de los alcances de este trabajo, sin embargo el resultado que se obtendría no debería variar mucho con respecto al obtenido en el análisis que se está presentando.

4.02. Ganancia Solar

En este apartado se requiere la parte introductoria de geometría solar, para poder ubicar dónde se encuentra el Sol, además de que se utilizarán conceptos antes mencionados como declinación solar, altura solar, latitud, acimut y también se hará el uso de la gráfica solar para la determinación de algunos ángulos.

Para la determinación de la declinación, la altura solar y el acimut se utilizarán las ecuaciones mencionadas en el subcapítulo de geometría solar.

Declinación solar

Para el día del análisis del 21 de julio: día juliano 203 (n)

$$d = 23.45 \cdot \text{sen} \left(360 \cdot \frac{(284 + n)}{365} \right) = 20.24^\circ$$

$$d = 23.45 \cdot \text{sen} \left(360 \cdot \frac{(284 + 203)}{365} \right) = 20.24^\circ$$

Altura solar

Latitud del sitio 18.03° , Lázaro Cárdenas, Michoacán (ϱ)

Declinación solar para el día en cuestión 20.24° (d)

Ángulo horario determinado por la siguiente ecuación:

$$\omega = (hs - 12) \cdot 15$$

Donde:

ω : ángulo horario

hs: hora solar

Utilizando la hora de diseño de 13 horas obtenida previamente se tiene:

$$\omega = (13 - 12) \cdot 15 = 15^\circ$$

Finalmente la altura solar estará dada por

$$h = \text{sen}^{-1}((\text{sen}(d) \cdot \text{sen}(\varrho)) + (\cos(d) \cdot \cos(\varrho) \cdot \cos(\omega)))$$

$$h = \text{sen}^{-1}((\text{sen}(20.24^\circ) \cdot \text{sen}(18.03^\circ)) + (\cos(20.24^\circ) \cdot \cos(18.03^\circ) \cdot \cos(15^\circ)))$$

$$h = 75.66^\circ$$

Acimut solar

$$a = \cos^{-1} \left(\frac{(\sin(h) \cdot \sin(\alpha)) - \sin(d)}{\cos(h) \cdot \cos(\alpha)} \right)$$

$$a = \cos^{-1} \left(\frac{(\sin(75.66^\circ) \cdot \sin(18.03^\circ)) - \sin(20.24^\circ)}{\cos(75.66^\circ) \cdot \cos(18.03^\circ)} \right)$$

$$a = 101.29^\circ$$

Ángulo de incidencia

El ángulo de incidencia es el formado por la proyección del rayo solar y la perpendicular del muro. Para determinar el ángulo de incidencia se necesita saber la altura solar, la cual ya se ha obtenido, y el ángulo formado por el acimut del rayo solar y la proyección horizontal de la perpendicular de la fachada.

A continuación se presenta una serie de pasos para poder obtener dicho ángulo.

1. Ubicar en la gráfica solar, construida u obtenida previamente, la ubicación del Sol en la fecha y hora de diseño, en el caso de este proyecto es para el día 21 de julio a las 13:00 horas.

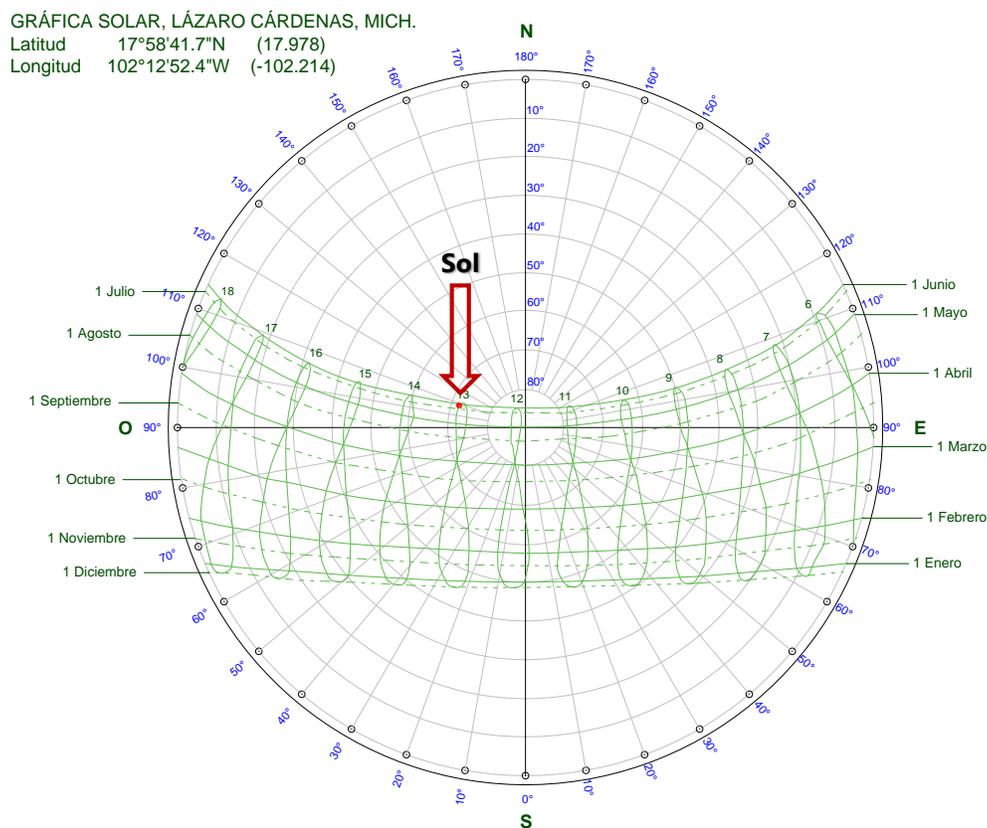


Ilustración 16. Gráfica solar con la ubicación del sol el 21 de julio a las 13:00 h.

Fuente: Elaboración propia empleando AutoCAD 2016

- En la gráfica de la ilustración 17 se representé de manera esquemática el área del edificio del proyecto, con su respectiva orientación. También se trazara la proyección horizontal de la perpendicular de la superficie de la fachada, representada con una línea.

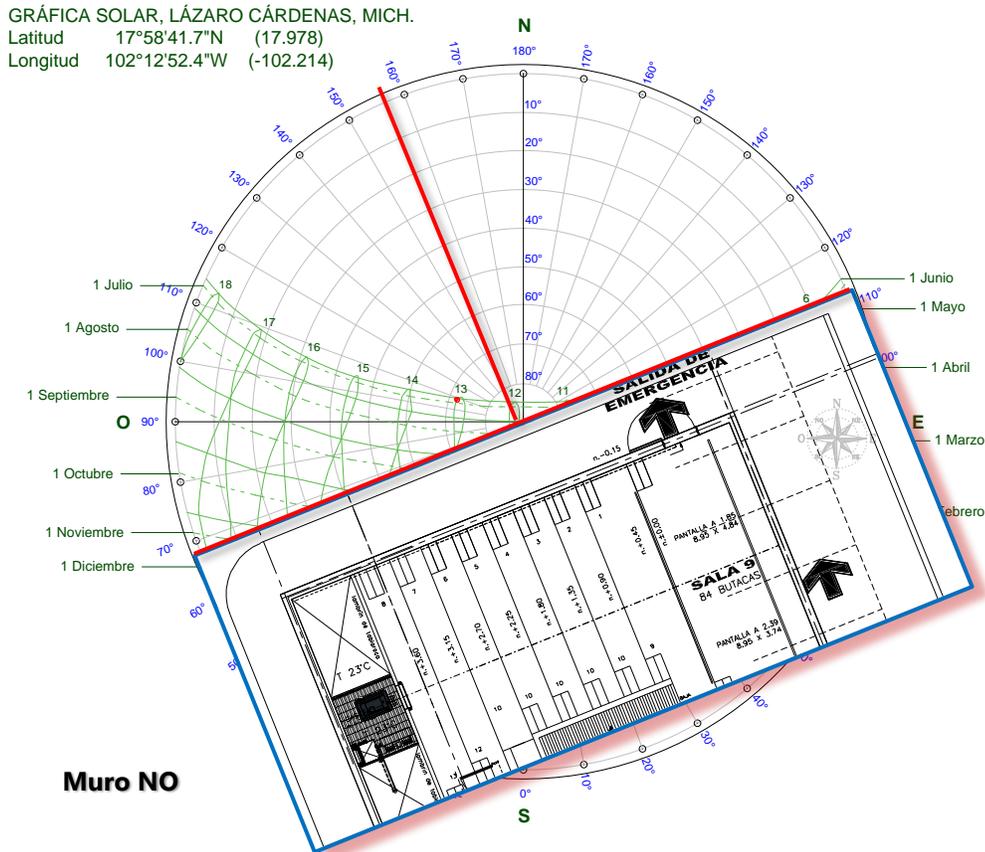


Ilustración 17. Gráfica solar con la ubicación del sol y la superficie del proyecto.

En este caso solo se hará el análisis porque como se puede ver en las imágenes de abajo solo el muro Noroeste recibe asolamiento en esta hora, aunque se podría decir que el muro Suroeste también recibe asolamiento, se descarta este muro ya que colinda con un pasillo del cine el cual ya se encuentra climatizado.

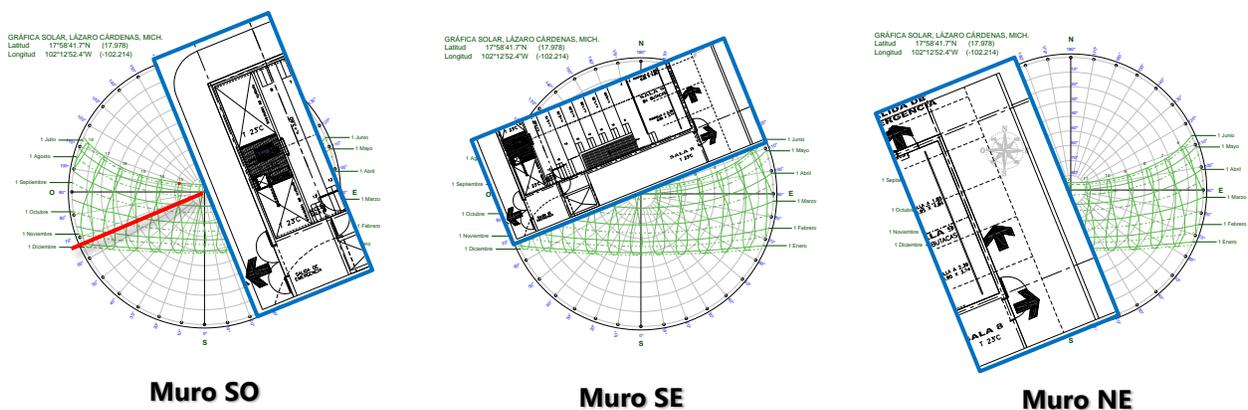


Ilustración 18. No recibe asolamiento ya que colinda con pasillo (SO), No reciben asolamiento (NE, SE)

Fuente: Elaboración propia empleando AutoCAD 2016

- El ángulo formado entre el acimut del rayo solar y la proyección horizontal de la perpendicular de la superficie será denominado ángulo "c".

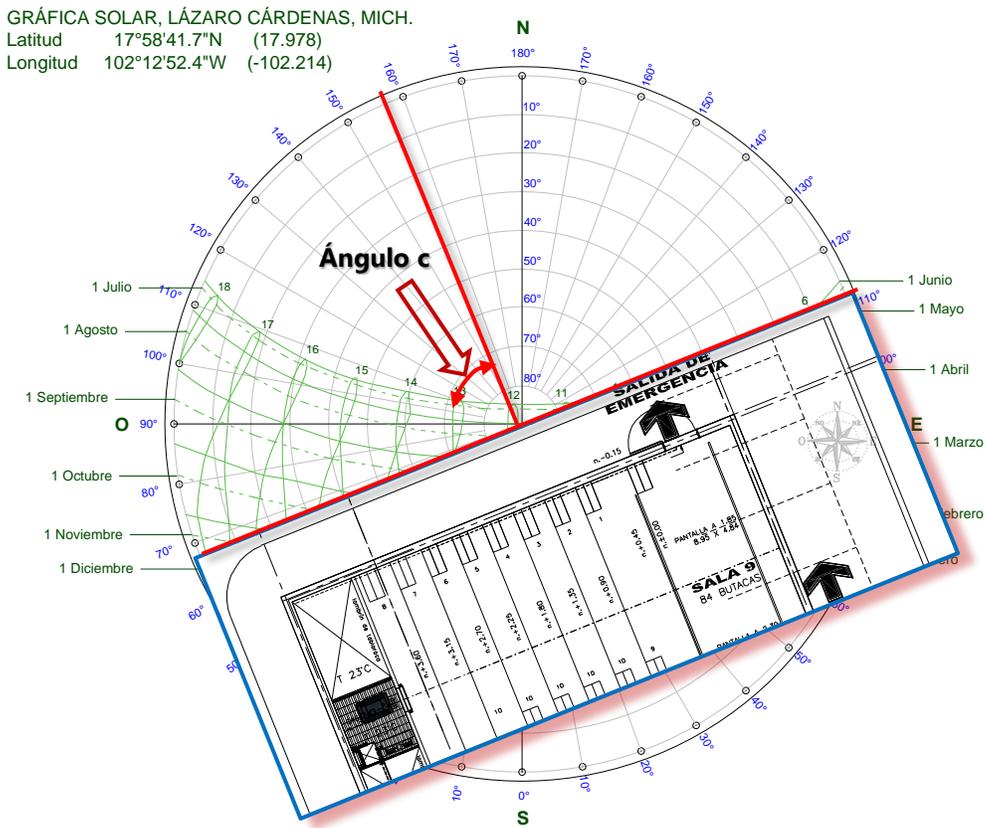


Ilustración 19. Ángulo c en la fachada NO
 Fuente: Elaboración propia empleando AutoCAD 2016

Ángulo c = 180° - acimut – ángulo de inclinación respecto al norte del edificio.

$$c = 180^\circ - 101.29^\circ - 22^\circ = 56.71^\circ$$

- Determinar el ángulo de incidencia formado por la proyección del rayo solar y la perpendicular del muro, con la siguiente ecuación.

$$\theta = \cos^{-1}(\cos(h) \cdot \cos(c))$$

Donde:

θ : ángulo de incidencia

h : altura solar

c : ángulo "c"

Muro Noroeste

$$\theta = \cos^{-1}(\cos(75.66^\circ) \cdot \cos(56.71^\circ)) = 82.19^\circ$$

Radiación solar incidente sobre la superficie

La irradiación solar que llega a nuestro planeta es constante y se le denomina precisamente así "constante solar", la cual es la cantidad de energía que atraviesa en un minuto una superficie perpendicular a los rayos incidentes. El valor de esta constante varía dependiendo del autor pero se estima que es aproximadamente de $1,353 \text{ W/m}^2$. Sin embargo, en la superficie de la Tierra el flujo de radiación disminuye debido a diferentes factores que atenúan su camino desde el Sol hasta la superficie del planeta Tierra, como son las nubes, la atmósfera, sombra de edificios, entre otros. Esto lleva a que la cantidad de energía solar en la superficie sea menor y se estima que la radiación solar máxima teórica es de 930 W/m^2 , este valor puede variar dependiendo del autor.

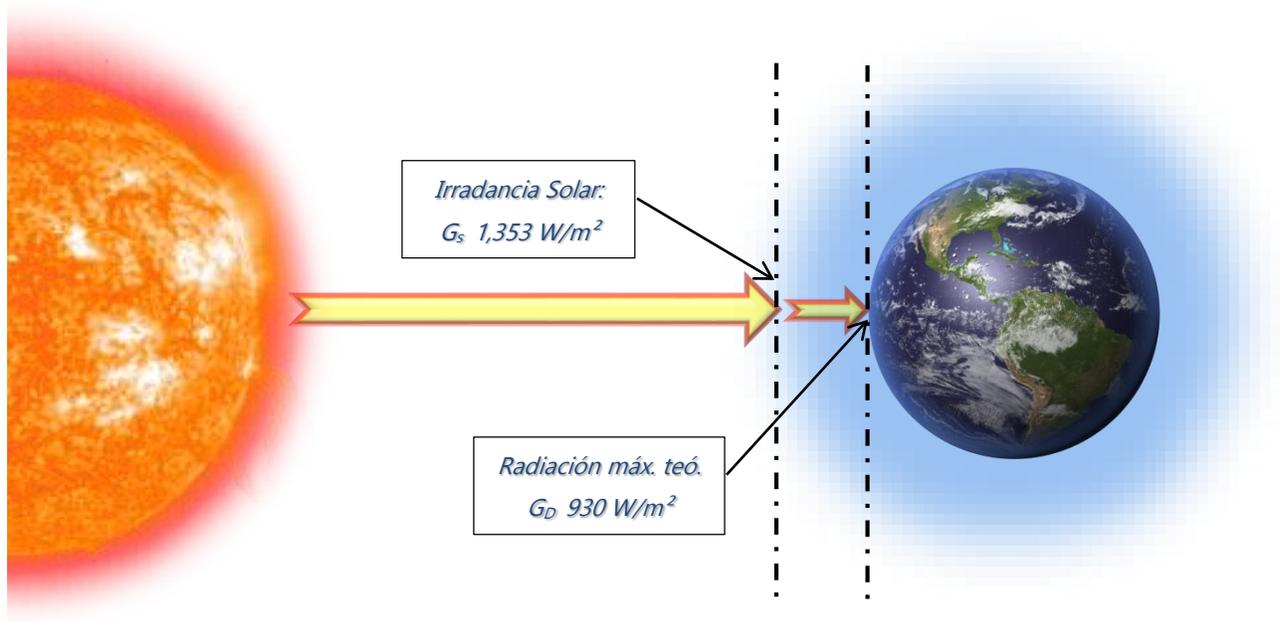


Ilustración 20. Radiación máxima teórica

Fuente: Elaboración propia empleando AutoCAD 2016

Para obtener la radiación solar incidente sobre la superficie se utilizará la siguiente ecuación:

$$G = G_D \cdot (\text{sen}(h))^{\frac{1}{3}} \cdot \cos(\theta)$$

Donde:

G_D : radiación máxima teórica (930 W/m^2)

h : altura solar

θ : ángulo de incidencia

Muro Noroeste

$$G = 930 \cdot (\text{sen}(75.76^\circ))^{\frac{1}{3}} \cdot \cos(82.19^\circ) = 125.07 \text{ W/m}^2$$

Finalmente el cálculo de la ganancia solar tiene que ser positivo ya que se refiere a una aportación de calor por radiación solar. Cuando éstas se dan a través de superficies opacas, muros y cubiertas, se denominan indirectas, y cuando ocurren a través de superficies transparentes, como el vidrio, se llaman directas.

Ganancias solares indirectas:

$$Q_s = G \cdot A \cdot \alpha \cdot \left(\frac{U}{fe}\right)$$

Donde:

Q_s : ganancia solar total en W

G : radiación solar total incidente sobre la superficie en W/m^2

U : transmitancia en $W/m^2\text{°C}$

fe : conductancia superficie exterior en $W/m^2\text{°C}$

A : área de la superficie a estudiar en m^2

α : absortancia del color (ver tabla de valores)

Tabla 8. Valores de absortancia.

Superficie	Absorción
Lámina sin brillo / no pulida	0.4-0.65
Cemento / impermeabilizante	0.67
Negro mate	0.95
Cromo	0.20
Hierro, galvanizado	0.89-0.92
Pintura color verde	0.95
Pintura blanca	0.89

Fuente: Pagina web <http://www.redrok.com/concept.htm#fridge>

Muro Noroeste

$$Q_s = 125.07 \cdot 155.21 \cdot 0.67 \cdot \left(\frac{0.884}{34.9}\right) = 330 \text{ W}$$

Puerta de seguridad muro Noroeste

$$Q_s = 125.07 \cdot 2.835 \cdot 0.67 \cdot \left(\frac{5.639}{34.9}\right) = 38 \text{ W}$$

Losa o techumbre

$$Q_s = 920.24 \cdot 173.57 \cdot 0.65 \cdot \left(\frac{0.797}{17.03}\right) = 4,857 \text{ W}$$

* Nota: para obtener el valor de radiación incidente en la losa se calculó con la misma fórmula que para el muro noroeste.

Ya que no se tienen ventanas ni cristales en la sala no se consideran las ganancias solares directas.

4.03. Ganancias o pérdidas por conducción

El calor procedente del Sol calienta los elementos envolventes del local y luego, este calor revierte al interior, debido a la diferencia de temperatura entre interior y exterior.

La cantidad de calor ganado o perdido dependerá de las características térmicas de los materiales empleados, de la diferencia de temperatura interior-exterior y de la superficie total expuesta.

Para obtener las ganancias o pérdidas por conducción se utilizará la siguiente ecuación:

$$Q_c = A \cdot U \cdot (T_{ext} - T_{int})$$

Donde:

Q_c : ganancia de calor por conducción en W

A: área de la superficie a estudiar en m^2

U: transmitancia en $W/m^2\text{°C}$

T_{ext} : temperatura exterior en °C

T_{int} : temperatura interior en °C

*Los muros Suroeste y Sureste colindan con áreas acondicionadas a la misma temperatura que la sala del cine, por lo que su T_{ext} es 23°C

Muro Noroeste

$$Q_c = 155.21 \cdot 0.884 \cdot (36.5 - 23) = 1,853 \text{ W}$$

Muro Noreste

$$Q_c = 104.45 \cdot 0.884 \cdot (36.5 - 23) = 1,247 \text{ W}$$

Muro Suroeste

$$Q_c = 155.21 \cdot 0.884 \cdot (23 - 23) = 0 \text{ W}$$

Muro Sureste

$$Q_c = 104.45 \cdot 0.884 \cdot (23 - 23) = 0 \text{ W}$$

Losa

$$Q_c = 173.57 \cdot 0.797 \cdot (36.5 - 23) = 1,867 \text{ W}$$

Puerta seguridad muro Noroeste

$$Q_c = 2.835 \cdot 5.639 \cdot (36.5 - 23) = 216 \text{ W}$$

4.04. Ganancias internas

Calor generado por las personas

Para este concepto se deberá tomar el número promedio de personas que ocuparán el lugar y con ello calcular el calor que emitirán en un momento dado.

El calor generado por los ocupantes de la superficie puede ser obtenido mediante tablas, en la norma ASHRAE Standard 55P²⁰ se incluye una tabla de índices metabólicos en W/m², ya que debe ser multiplicado por el área de piel de una persona, en general se puede aceptar 1.8 m² por persona.

La actividad que se considera para este proyecto es "sentado en reposo" con un índice metabólico de 60 W/m², dato obtenido del documento antes mencionado. Multiplicando dicho valor por el área de piel promedio, resulta un valor de ganancia de calor por persona de 108 W/per.

Para obtener la ganancia total se utilizará la siguiente ecuación:

$$Qp = qp \cdot pe$$

Donde:

qp: ganancia de calor por persona en W/per

pe: número de personas que ocuparán el espacio

$$Qp = 108 \cdot 84 = 9,072 \text{ W}$$

Se genera calor latente y sensible debido a que las personas que se supone que ocupan un lugar en el espacio analizado tienen una temperatura mayor (aproximadamente 37 °C), por lo tanto se debe determinar por separado estas ganancias.

En la Tabla 9 se reporta la ganancia por persona según la temperatura y la actividad que se está realizando. Es pertinente mencionar que dicha información varía dependiendo de la fuente.

Tabla 9. Calor emitido por las personas en Watts (Nos y Nol)

	28°C		27°C		26°C		24°C	
	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente
Sentado en reposo	52	52	58	47	64	41	70	30
Sentado trabajo ligero	52	64	58	58	64	52	70	47
Oficinista	52	81	58	76	64	70	70	58
Persona de pie	52	81	58	87	64	81	76	70
Persona que pasea	52	93	58	87	64	81	76	70
Trabajo sedentario	58	105	64	99	70	93	81	81
Trabajo ligero de taller	58	163	64	157	70	151	87	134
Persona que camina	64	186	70	180	81	169	99	151
Persona que baila	81	215	87	204	99	198	110	180

Fuente: Ángel L. Miranda, Técnicas de climatización, pág. 208

²⁰ BSR/ASHRAE Standard 55P, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, 33 p.

En este caso no se cuenta con los datos para una temperatura de 23 °C, por lo que se estima considerando la tendencia que tienen los datos en forma polinómica, resultando para la actividad de "sentado en reposo" un calor emitido por persona de 78 W y 27 W, de calor sensible y latente respectivamente. Basta con multiplicar por el número de personas para obtener cada una de las ganancias.

Calor latente generado por personas

$$Q_{Lp} = pe \cdot N_{OL}$$

$$Q_{Lp} = 84 \text{ persona} \cdot 27 \frac{W}{\text{persona}} = 2,268 \text{ W}$$

Calor sensible generado por personas

$$Q_{Sp} = pe \cdot N_{OS}$$

$$Q_{Sp} = 84 \text{ persona} \cdot 78 \frac{W}{\text{persona}} = 6,552 \text{ W}$$

Carga total generada por personas

$$Q_p = Q_{Lp} + Q_{Sp} = 2,268 + 6,552 = 8,820 \text{ W}$$

Los valores de calor sensible y latente que generan las personas serán los que se utilizarán posteriormente, las cargas totales solo se calcularon para tener el dato general, además de que se puede observar que el valor total obtenido con los datos de ASHRAE es muy parecido al resultado arriba mostrado.

Calor generado por iluminación artificial

La iluminación produce calor que hay que tener en cuenta. Para estimar las ganancias internas es recomendable calcular los aportes que se pueden dar en un momento dado. Esto significa que no deben considerarse encendidos todos los aparatos al mismo tiempo, a menos que así se requiera.

El cálculo de este rubro se puede hacer mediante planos eléctricos, si es que se cuenta con esta información o también con la Densidad de Potencia Eléctrica para Alumbrado que se presentan en la NOM-007-ENER-2014²¹, en esta se presenta una tabla de valores para diferentes tipos de edificios. En el caso de salas de cine el valor de la DPEA es de 12 W/m².

El cálculo de las ganancias internas por iluminación artificial queda definido como:

$$Q_i = DPEA \cdot Area$$

$$Q_i = 12 \cdot 173.57 = 2,083 \text{ W}$$

²¹ NOM-007-ENER-2014, Eficiencia energética para sistemas de alumbrado en edificios no residenciales., 7 p.

4.05. Ganancias o pérdidas por ventilación

Todos los espacios requieren una ventilación para renovar el aire interior viciado y la humedad excesivas y para proporcionar el oxígeno a los usuarios del lugar.

La magnitud de la ventilación requerida depende en gran medida del tipo de uso que se tendrá en el espacio y el número de usuarios. El estándar ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2010²² proporciona algunas recomendaciones de valores para diferentes tipos de edificios y sus usos, para el caso de este proyecto se recomienda el valor de 5 PCM por persona.

Para calcular el volumen de aire por unidad de tiempo, es decir la magnitud de ventilación se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$V_{bz} = R_p \cdot P_z + R_a \cdot A_z$$

Donde:

V_{bz} : flujo de aire libre en L/s

R_p : tasa de flujo de aire requerido por persona en L/s·per

P_z : número de personas en el espacio analizado

R_a : tasa de flujo de aire requerido por unidad de área en L/s·m²

A_z : superficie de la zona analizada en m²

Para el caso de este proyecto se tienen los siguientes datos

$R_p = 2.5$ L/s·per (Tabla 6-1 del estándar ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2010)

$P_z = 84$ per

$R_a = 0.3$ L/s·m² (Tabla 6-1 del estándar ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2010)

$A_z = 173.57$ m²

$$V_{bz} = 2.5 \cdot 84 + 0.3 \cdot 173.57 = 262.07 \text{ l/s}$$

El calor debido a la ventilación estará dado por la siguiente ecuación:

$$Q_v = 1.20 \cdot V_{bz} \cdot (h_{ext} - h_{int})$$

Donde:

Q_v : Ganancia de calor por ventilación

h_{ext} : entalpia exterior

h_{int} : entalpia interior

V_{bz} : flujo de aire libre en L/s

Ya que se utiliza aire exterior de ventilación, se debe considerar dos partidas más, como es el caso de la carga generada por las personas que ocupan el local. Para calcular el calor sensible y latente procedente del aire de ventilación se deben calcular algunos parámetros psicrométricos como son la Presión de vapor de saturación (P_{ws}), Humedad específica (w) y la Entalpía (H).

²² ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2010, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality, 13 p.

La presión de vapor de saturación se puede obtener con la siguiente expresión:

$$P_{ws} = (e^{14.2928 - 5.291/T}) \cdot 100$$

Donde:

P_{ws} : Presión de vapor de saturación en kPa

e: base de logaritmos neperianos

T: temperatura en kelvin

$T = T_{BS} + 273.15$ (T_{BS} en °C)

La humedad específica se puede obtener con la siguiente expresión:

$$\omega = \frac{0.622 \cdot P_{ws} \cdot HR}{P - (P_{ws} \cdot HR)}$$

Donde:

ω : Humedad específica en kgw/kg

P_{ws} : Presión de vapor de saturación en kPa

P: Presión atmosférica en kPa

HR: Humedad relativa (100%=1)

La entalpía se puede obtener con la siguiente expresión:

$$H = (1.004 \cdot T_{BS}) + (\omega \cdot (2,500.6 + 1.86 \cdot T_{BS}))$$

Donde:

H: entalpía en kj/kg

ω : humedad específica en kgw/kg

T_{BS} : temperatura de bulbo seco en °C

1.004: calor específico del aire seco en kj/kg

1.86: calor específico del vapor del agua en kj/kg

La obtención de la presión atmosférica estará dada por

$$P = 101.325 \cdot (1 - 2.25577 \cdot 10^{-5} \cdot Z)^{5.2559}$$

$$P = 101.325 \cdot (1 - 2.25577 \cdot 10^{-5} \cdot 11)^{5.2559} = 101.1929 \text{ kPa}$$

a) Obtención de la presión de vapor para las condiciones exteriores

$$P_{ws} = (e^{14.2928 - 5.291/309.15}) \cdot 100 = 6.1162 \text{ kPa}$$

b) Obtención de la humedad específica para las condiciones exteriores

$$\omega = \frac{0.622 \cdot 6.1162 \cdot 0.28}{101.1929 - (6.1162 \cdot 0.28)} = 0.01071 \text{ kgw/ka}$$

c) Obtención de la presión de vapor para las condiciones exteriores

$$H = (1.004 \cdot 36.5) + (0.01071 \cdot (2,500.6 + 1.86 \cdot 36.5)) = 64.155 \text{ kj/ka}$$

De la misma forma que se obtuvieron los datos para las condiciones exteriores se realizó para las condiciones interiores, en la Tabla 10 se muestra un resumen de los datos.

Tabla 10. Valores de psicrometría para condiciones exteriores e interiores.

Para las condiciones exteriores (P1)		Para las condiciones interiores (P2)	
Temp. de bulbo seco	$T_{BS} = 36.5 \text{ } ^\circ\text{C}$	Temp. de bulbo seco	$T_{BS} = 23.0 \text{ } ^\circ\text{C}$
Humedad relativa	$HR = 28 \%$	Humedad relativa	$HR = 50 \%$
Presión de vapor de s.	$P_{ws} = 6.1162 \text{ kPa}$	Presión de vapor de s.	$P_{ws} = 2.8067 \text{ kPa}$
Humedad específica	$\omega = 0.01071 \text{ kgw/kg}$	Humedad específica	$\omega = 0.00878 \text{ kgw/kg}$
Entalpía	$H = 64.155 \text{ kJ/ka}$	Entalpía	$H = 45.379 \text{ kJ/ka}$

Fuente: Elaboración propia

La carga sensible por ventilación será:

$$Q_{vs} = 1.23 \cdot V_{bz} \cdot (T_{ext} - T_{int})$$

$$Q_{vs} = 1.23 \cdot 262.071 \cdot (36.5 - 23) = 4,351.69 \text{ W}$$

La carga latente por ventilación será:

$$Q_{vL} = 3,010 \cdot V_{bz} \cdot (\omega_{ext} - \omega_{int})$$

$$Q_{vL} = 3,010 \cdot 262.071 \cdot (0.01071 - 0.00878) = 1,522.45 \text{ W}$$

El calor total debido a la ventilación será la suma de las dos cargas o utilizando la ecuación:

$$Q_v = 1.20 \cdot V_{bz} \cdot (h_{ext} - h_{int})$$

$$Q_v = 1.20 \cdot 262.071 \cdot (64.155 - 45.379) = 5,904.77 \text{ W}$$

4.06. Resumen de resultados

Todos los resultados obtenidos respecto a las cargas se resumen en la Tabla 11, sin embargo, hasta este apartado el análisis se ha limitado a calcular la carga térmica. Para obtener la capacidad de refrigeración y el caudal que manejará la unidad de tratamiento de aire (UTA), se tienen que calcular parámetros fundamentales del acondicionamiento de aire, que se describen en el siguiente apartado.

Tabla 11. Hoja de cargas latente y sensible.

	Latente	Sensible
Radiación		5,225 w
Conducción		5,183 w
Ventilación	1,522 w	4,352 w
Infiltración	0 w	0 w
Iluminación		2,083 w
Personas	2,268 w	6,552 w
Σ de cargas	$Q_{le} = 3,790 \text{ w}$	$Q_{se} = 23,395 \text{ w}$

Fuente: Elaboración propia

4.07. Parámetros fundamentales de acondicionamiento de aire

El método de climatización usado consiste en mezclar aire exterior con aire procedente del local; esta mezcla se enfría en la UTA y se envía al interior del local. La numeración de los estados del aire está representada en la ilustración 21 y se listan en la Tabla 12.

Tabla 12. Proceso típico de acondicionamiento de aire en verano.

Estado	Descripción
1	Condiciones del aire en el exterior del local
2	Condiciones del aire en el interior del local
3	Condiciones del aire a la entrada de la UTA. Es el resultado de mezclar el aire exterior con el aire procedente del local
4	Representa un estado llamado punto de rocío de la máquina, cuya temperatura se puede interpretar como la temperatura media de la superficie de la batería
5	Condiciones del aire a la salida de la UTA. Este aire se llama de suministro

Fuente: Ángel L. Miranda, Técnicas de climatización, pág. 64

El estado de aire (3), como es mezcla de (1) y (2), debe estar en la recta de unión 1-2. El estado (4) se halla siempre en la curva de saturación y le corresponde la temperatura más baja; por esto, es el que está situado más a la izquierda. Dicho estado (4), es un estado del aire un tanto peculiar: representa el estado del aire que saldría de la unidad en condiciones ideales. Como el proceso no es ideal, el aire no sale en el estado (4), si no en el estado (5).

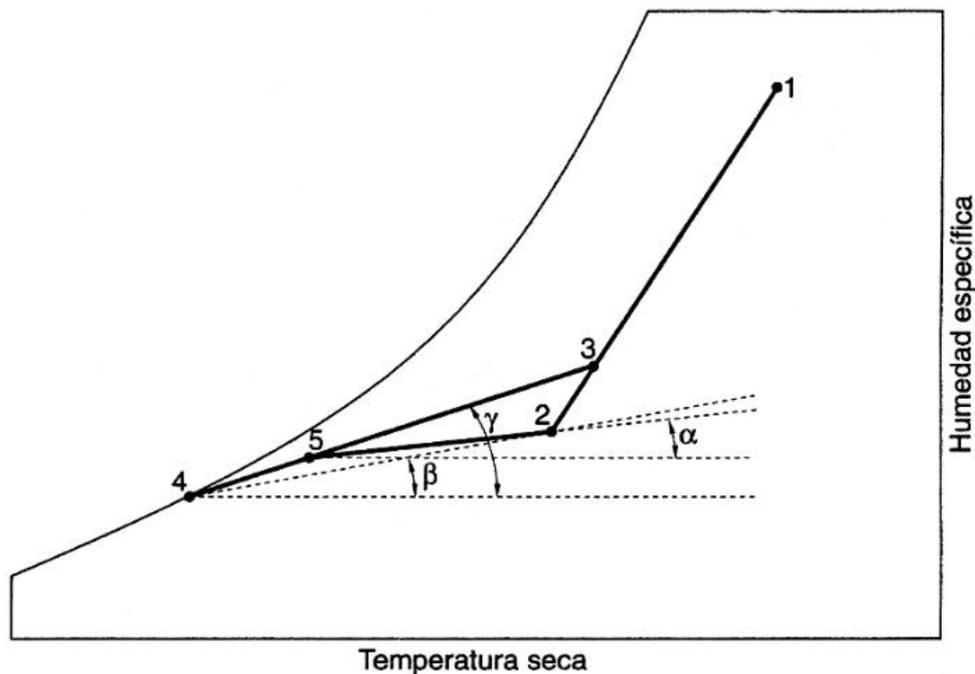


Ilustración 21. Representación gráfica del proceso típico de acondicionamiento en verano.

Fuente: Ángel L. Miranda, Técnicas de climatización, pág. 64

Con el objetivo de elegir correctamente la máquina climatizadora, se tiene que determinar el caudal de aire, la temperatura de salida y de entrada, la potencia frigorífica y la temperatura de rocío de la máquina. Estas variables son determinadas con base en parámetros conocidos, indicados en la Tabla 13.

Tabla 13. Clasificación de los parámetros fundamentales

Parámetros conocidos			Parámetros que hay que determinar	
Temperatura exterior	T ₁	36.5°C	Caudal de aire de suministro	V
Humedad relativa exterior	HR ₁	28%	Temperatura de rocío del equipo	T ₄
Temperatura interior	T ₂	23.0°C	Temperatura del aire de suministro	T ₅
Humedad relativa interior	HR ₂	50%	Temperatura del aire de entrada de la UTA	T ₃
Caudal de ventilación	V _{bz}	943.46 m ³ /h	Potencia frigorífica de la UTA	N _R
Carga sensible efectiva total	Q _{se}	23,395 w		
Carga latente efectiva total	Q _{le}	3,790 w		
Factor de "by-pass" (asignado)	f	0.25		

Fuente: Elaboración propia con base en la tabla de Ángel L. Miranda, Técnicas de climatización, pág. 65

Temperatura de rocío del equipo

Para obtener la temperatura de rocío se requiere calcular el factor de calor sensible efectivo (FCSE), con la siguiente expresión:

$$FCSE = \frac{Q_{se}}{Q_{se} + Q_{le}}$$

Donde:

FCSE: factor de calor sensible

Q_{se}: carga sensible efectiva total en W

Q_{le}: carga latente efectiva total en W

$$FCSE = \frac{23,395}{23,395 + 3,790} = 0.86$$

Este valor se señala en la escala del factor sensible, situada a la derecha de la carta psicrométrica y se traza una línea recta uniendo el valor señalado con el foco. Después se traza una línea paralela por el punto (2) hasta cortar la curva de saturación, es decir, una humedad relativa de 100%, el punto donde se corta es el estado (4). La recta vertical desde el estado 4 determina la temperatura de rocío T₄.

De la carta psicrométrica de la marca Carrier a nivel del mar, ya que solo existe una diferencia de 11 metros respecto al inmueble del proyecto, se obtiene T₄=10.625 °C. El proceso antes mencionado queda representado en la ilustración 22.



PSYCHROMETRIC
CHART
Normal Temperature
SI Units
SEA LEVEL
BAROMETRIC PRESSURE: 101.325 kPa



Dr. Willis Haviland Carrier's "Rational Psychrometric Formulae" presented December 9, 1911 became, and still is, the cornerstone of all functioning cooling plants in the air conditioning industry. Unmistakably, Carrier's formulae allows engineers to consistently predict both the temperature and humidity of the indoor air that surrounds us daily. This formula, and the graphical plot that issue on the psychrometric chart, have been translated into most of the world's languages, printed in thousands of textbooks and engineering handbooks.

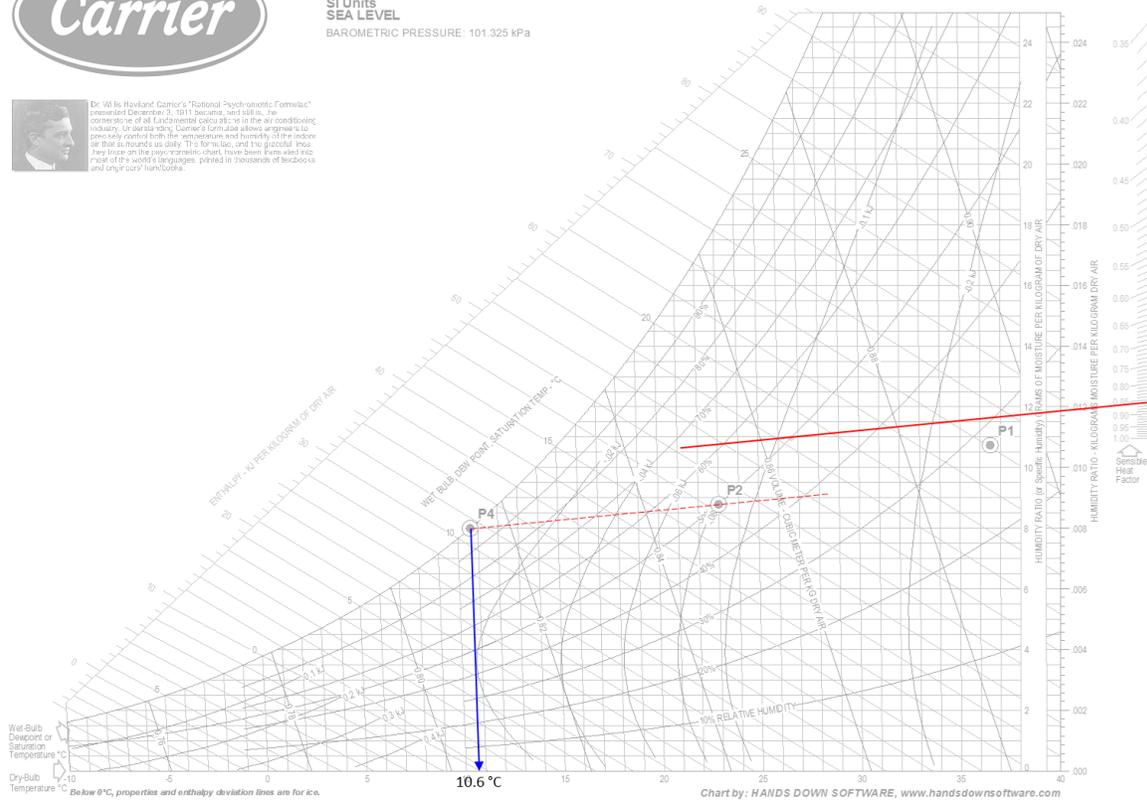


Ilustración 22. Forma gráfica de obtener el punto (4) en el diagrama psicrométrico.
Fuente: Elaboración propia

Caudal de aire

El caudal de aire que debe tratar la UTA se determinó con la siguiente expresión:

$$V = \frac{Q_{se}}{0.34 \cdot (1 - f) \cdot (T_2 - T_4)}$$

Donde:

V: caudal de aire de suministro en m³/h

Q_{se}: carga sensible efectiva total en W

f: factor by-pass del equipo (generalmente se toma 0.25 o el que indique el fabricante)

T₂: temperatura interior del local en °C

T₄: temperatura de rocío de la UTA en °C

$$V = \frac{23,395}{0.34 \cdot (1 - 0.25) \cdot (23.0 - 10.625)} = 7,413.75 \frac{m^3}{h}$$

Temperatura del aire a la entrada de la UTA

Como se comentó anteriormente, la mezcla del aire procedente del local (estado 2) con el aire procedente del exterior (estado 1), da como resultado el aire correspondiente al estado 3. Aplicando la ecuación correspondiente a la mezcla adiabática se obtiene:

$$T_3 = \left(\frac{V_{bz}}{V} \right) \cdot (T_1 - T_2) + T_2$$

Donde:

T_3 : temperatura a la entrada de la UTA en °C

V_{bz} : caudal de aire exterior de ventilación en m³/h

V : caudal de aire de suministro en m³/h

T_1 : temperatura exterior en °C

T_2 : temperatura interior del local en °C

$$T_3 = \left(\frac{943.46}{7,413.75} \right) \cdot (36.8 - 23) + 23 = 24.756 \text{ °C}$$

Temperatura del aire a la salida de la UTA

Si se aplica la siguiente ecuación de la mezcla adiabática se obtendrá la temperatura de salida real:

$$T_5 = f \cdot (T_3 - T_4) + T_4$$

Donde:

f : factor by-pass del equipo (generalmente se toma 0.25 o el que indique el fabricante)

T_5 : temperatura de salida de la UTA en °C

T_3 : temperatura a la entrada de la UTA en °C

T_4 : temperatura de rocío de la UTA en °C

$$T_5 = 0.25 \cdot (24.756 - 10.625) + 10.625 = 14.158 \text{ °C}$$

Potencia frigorífica de la UTA

Entre los datos más importantes del diseño de un sistema de climatización, se tiene la potencia frigorífica del equipo. Una vez calculadas T_3 y T_5 se sitúan en la carta psicrométrica los estados (3) y (5). Para ello, primero se traza la recta 1-2 y se sitúa el estado (3); a continuación se traza la recta 3-4 y se sitúa el estado (5). Se determinan las entalpías H_3 y H_5 en kJ/kg_a y se efectúa un balance alrededor de la UTA, obteniéndose:

$$N_R = 0.33 \cdot V \cdot (H_3 - H_5)$$

Donde:

N_R : potencia frigorífica de la UTA en W

V : caudal de aire de suministro en m³/h

H_5 : entalpía del estado 5 en kJ/Kg_a

H_3 : entalpía del estado 3 en kJ/Kg



PSYCHROMETRIC
CHART
Normal Temperature
SI Units
SEA LEVEL
BAROMETRIC PRESSURE: 101.325 kPa



Dr. Willis Carrier's Carrier's Psychrometric Formula[®] practical Document 5, 1911 became an industry standard for all fundamental calculations in the air conditioning industry. Underpinning Carrier's formula allows engineers to precisely control built-in temperature and humidity of the air in a building. The formula, and the psychrometric chart, have been translated in almost all of the world's languages, in 16 different alphabets and engineering standards.

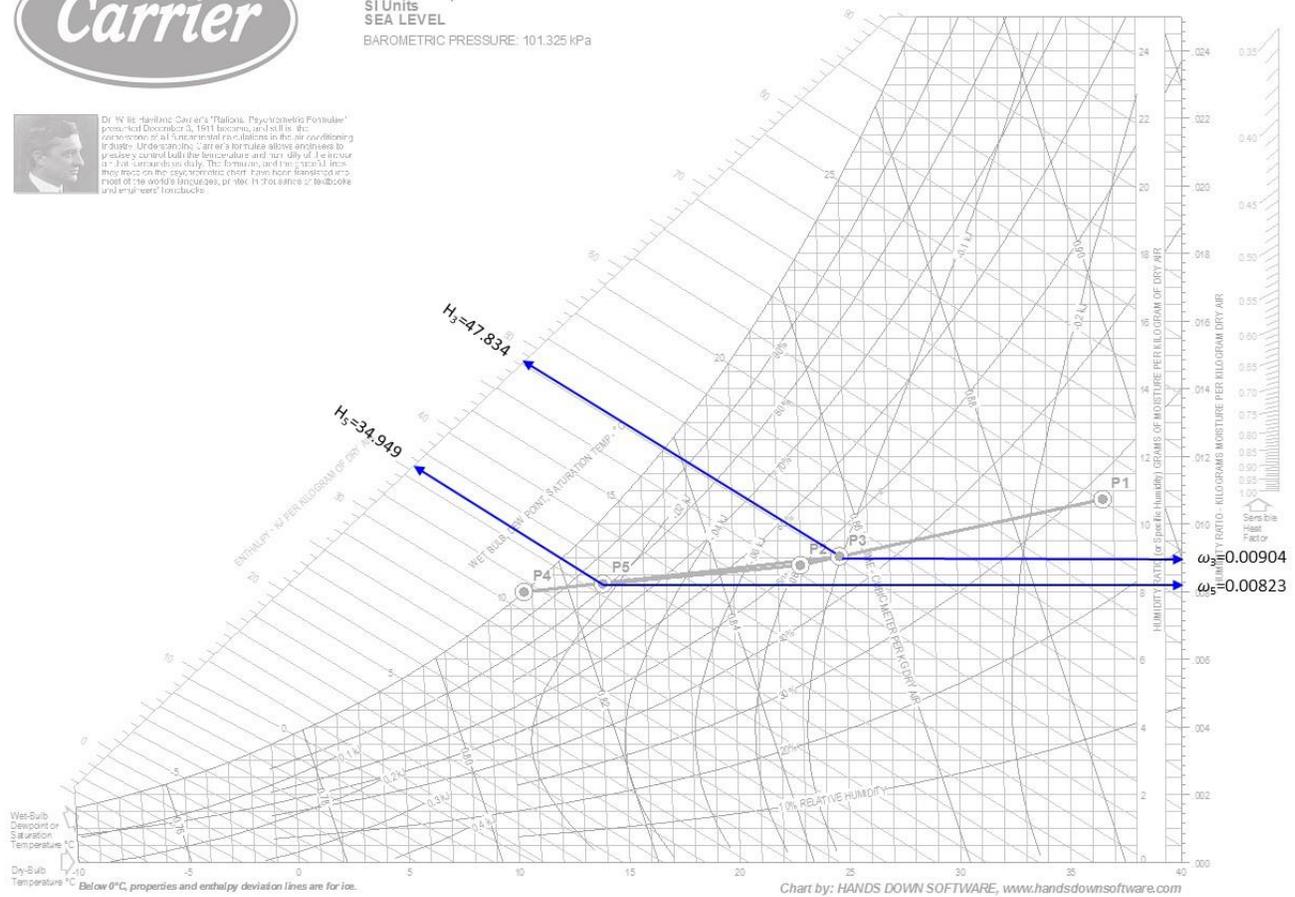


Ilustración 24. Forma gráfica de obtener la humedad y la entalpía de los estados (3) y (5)

Fuente: Elaboración propia

La humedad específica y la entalpía de cada estado pueden ser obtenidas de manera gráfica o con las ecuaciones que se presentaron en el subcapítulo 4.05; en este caso se obtuvieron de manera gráfica.

$$H_3 = 47.843 \text{ kJ/kg}_a$$

$$H_5 = 34.949 \text{ kJ/kg}_a$$

Por lo que la potencia frigorífica queda

$$N_R = 0.33 \cdot 7,413.75 \cdot (47.843 - 34.949) = 31,546 \text{ W}$$

Se considera un factor de servicio del 5% del total obtenido (1,577 W), por lo que la suma total finalmente será de 33,123 W que es igual a 9.40 T.R. (113,000 BTU)

Nota:

$$1 \text{ W} = 0.000284345 \text{ T.R.}$$

$$1 \text{ T.R.} = 3,516.85 \text{ W}$$

$$1 \text{ T.R.} = 12,000 \text{ BTU}$$

CAPÍTULO 5 PROPUESTA DE PROYECTO

Algunos criterios que deben tenerse en consideración a la hora de acondicionar un ambiente son: temperatura, humedad, renovación de aire, filtración, nivel sonoro interior y exterior, presión, capacidad, redundancia, espacios disponibles, integración en el edificio, costo inicial, costo de funcionamiento, costo de mantenimiento, fiabilidad, flexibilidad y análisis del ciclo de vida.

5.01. Selección de equipo

En la selección de equipo se deben considerar varios aspectos como son el costo de los equipos principales y sus respectivas instalaciones, la optimización de los ductos con base en su recorrido y dimensionamiento, la tubería de cobre si es el caso, la cantidad y tipo de difusores, así como las rejillas y sus respectivos controles; todo esto tomando en cuenta que el sistema debe de ser el más adecuado para cumplir con las necesidades de capacidad de enfriamiento.

En los anexos de este documento se puede encontrar una descripción breve de cada uno de los sistemas de climatización, los cuales son:

- Sistema de climatización Portátil
- Sistema de climatización tipo Split
- Sistema de climatización Central separado
- Sistema de climatización tipo Paquete

En el caso particular de este proyecto se escogió un sistema de climatización tipo Paquete, debido a la descripción y a las ventajas que mencionan en la Tabla 14.

Tabla 14. Ventajas y desventajas del sistema tipo Paquete

Ventajas	Desventajas
Prácticamente nulo nivel sonoro en el espacio interior ya que el equipo se encuentra en el exterior.	Se requiere una red de ductos para distribuir la climatización al espacio deseado, lo que conlleva el disponer de un espacio entretecho para la instalación de ductos.
Tienen una gran capacidad de enfriamiento por lo que en áreas grandes o de solicitud constante es muy recomendable este tipo de equipo.	Necesita una instalación y mantenimiento especializado.
No se requiere una instalación de tubería para la conexión de los componentes ya que todo viene en un mismo gabinete.	En algunas construcciones no se puede optar por esta alternativa debido a que pueden ser de gran peso y tamaño.

Fuente: Elaboración propia

Para la cotización del equipo se han de mencionar los datos del proyecto para con ello realizar una elección de acuerdo a los requerimientos.

Tabla 15. Condiciones del proyecto

Ítem	Dato
Altitud	11 m.s.n.m.
Temperatura exterior	36.5 °C (97.7 °F)
Temperatura interior	23.0 °C (73.4 °F)
Humedad relativa exterior	28%
Humedad relativa interior	50%
Carga térmica en verano	9.40 T.R. (113,000 BTU)

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo con la información de la Tabla 15 se seleccionó un equipo de la marca Carrier con los siguientes parámetros por unidad.

Tabla 16. Datos de la Unidad Paquete

Marca:	Carrier
Modelo:	5 0 L C D 0 1 2 2 A 2 A 5 -- 0 A 0 A 0
Tamaño de la unidad:	12 (10.0 T.R. – 120,000 BTU)
Volts-Fase-Hertz:	230-3-60
Descarga del ducto:	Vertical Inyección / Vertical Retorno
Cantidad:	1 unidad para la sala 9

Fuente: Elaboración propia

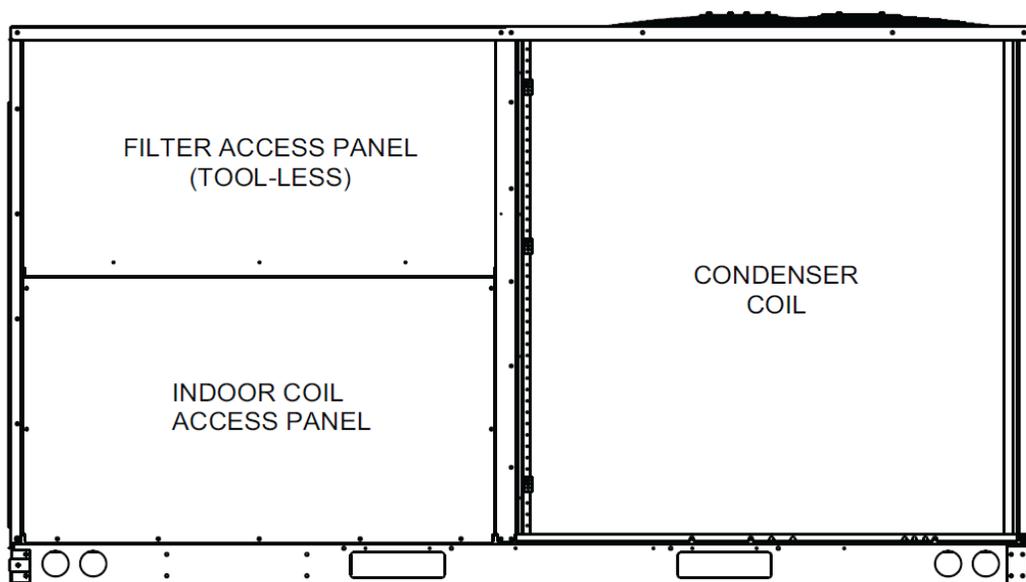


Ilustración 25. Vista trasera del equipo.

Fuente: Ficha técnica Unidad tipo Paquete de Carrier

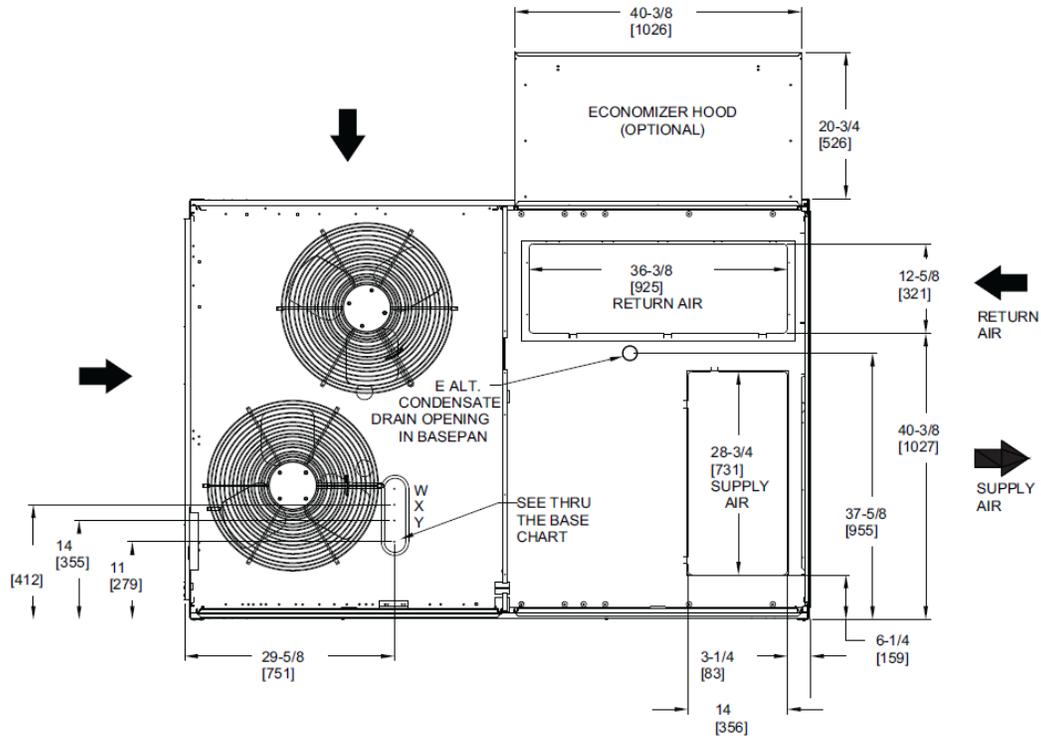


Ilustración 26. Vista superior del equipo.

Fuente: Ficha técnica Unidad tipo Paquete de Carrier

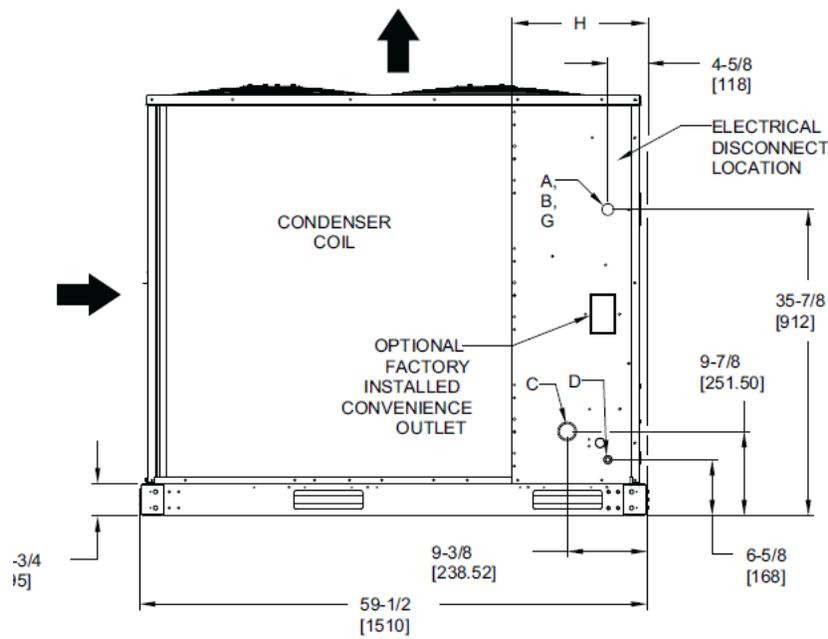


Ilustración 27. Vista lateral izquierda del equipo.

Fuente: Ficha técnica Unidad tipo Paquete de Carrier

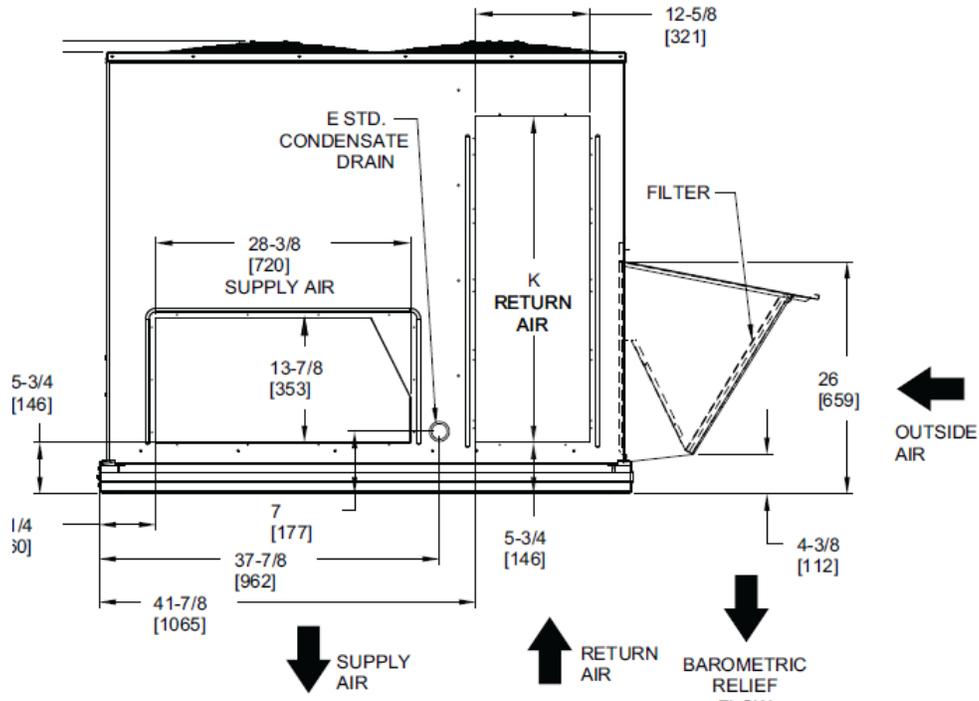


Ilustración 28. Vista lateral derecha del equipo.
Fuente: Ficha técnica Unidad tipo Paquete de Carrier

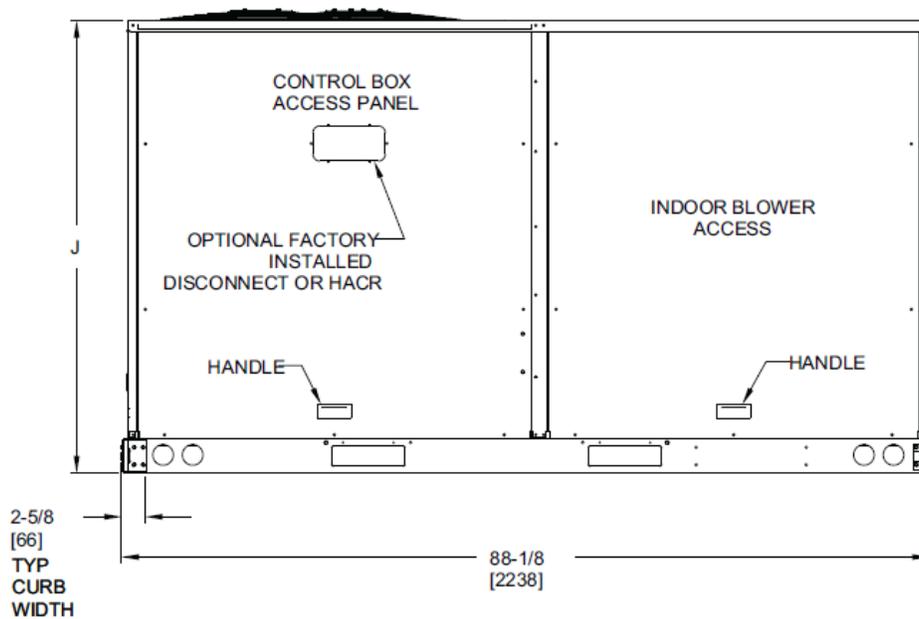


Ilustración 29. Vista frontal del equipo.
Fuente: Ficha técnica Unidad tipo Paquete de Carrier

5.02. Dimensionamiento de los ductos del sistema de climatización

Para el dimensionamiento de la red de ductos del sistema se procedió de la siguiente manera:

1. Se propone una velocidad constante a la cual el aire viajará en el interior del ducto. En este caso se propuso una velocidad de 1,250 fpm (6.35 m/s), el cual está dentro del rango recomendable, según el documento Instalaciones de Climatización²³.
2. El gasto que estará impulsando la unidad paquete se determinó en el capítulo 4:

$$V = 7,413.75 \frac{m^3}{h} = 4,363 \text{ CFM}$$

3. Se divide la cantidad de aire de inyección entre el número de difusores que se colocarán y con base en esos datos se obtiene que flujo pasará por cada tramo de ducto. Se propone un arreglo con 8 difusores de inyección, como se muestra en el siguiente esquema.

$$Q_{dif} = \frac{4,363}{8} = 545 \text{ CFM}$$

Por cada difusor.

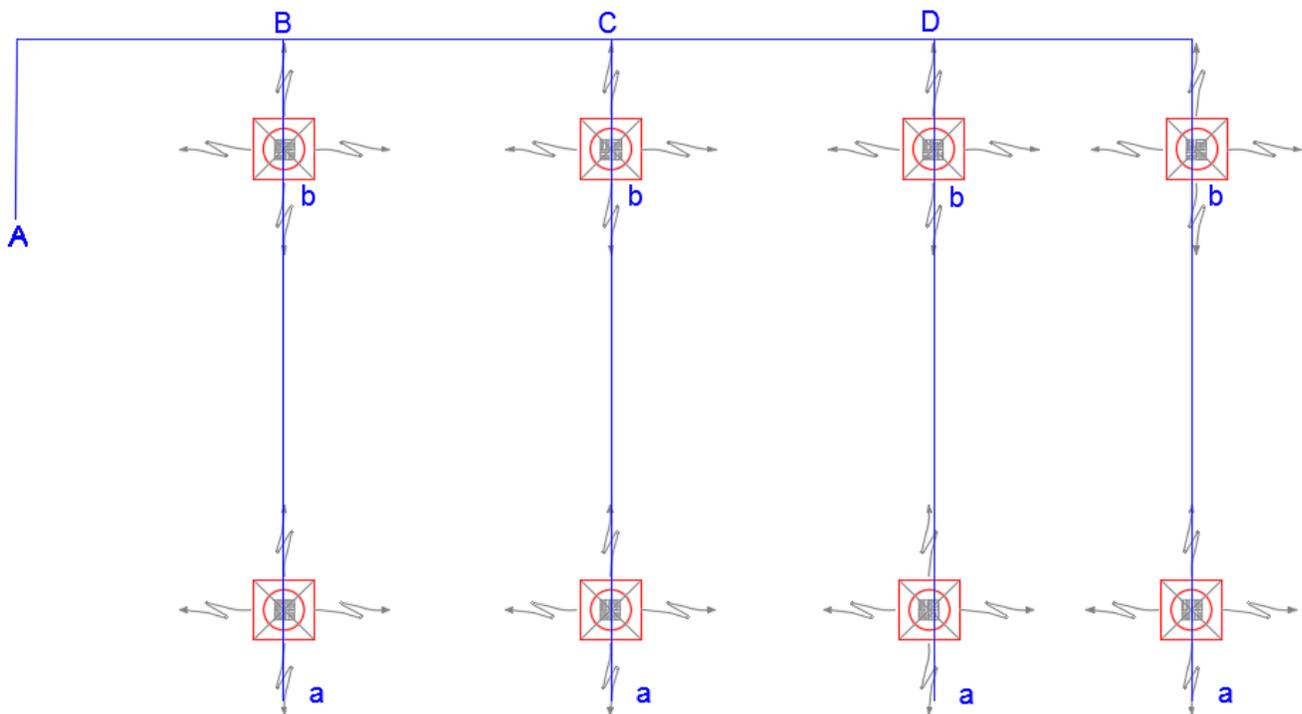


Ilustración 30. Esquema de la distribución de los ductos de inyección

Fuente: Elaboración propia empleando AutoCAD 2016

²³ INIFED, Tomo III Instalaciones de servicio, Instalaciones de Climatización, México 2014. P. 15

De acuerdo a la Ilustración 30 se tiene que la Tabla 17.

Tabla 17. Flujo por tramo de ducto de inyección.

Tramo	Núm. Difusores que alimenta	Flujo
a-b	1 inyección	545 CFM
b-D	2 inyección	1,090 CFM
b-C	2 inyección	1,090 CFM
b-B	2 inyección	1,090 CFM
D-C	4 inyección	2,180 CFM
C-B	6 inyección	3,270 CFM
B-A	8 inyección	4,360 CFM

- Teniendo ya determinada la velocidad y la cantidad de aire a inyectar a cada espacio se procede a determinar primero la sección circular e inmediatamente después la sección rectangular equivalente. Para dicho procedimiento se puede usar la gráfica de la Ilustración 32 o un software como el "DesingTools DuctSizer Version 6.4" del proveedor McQuay.

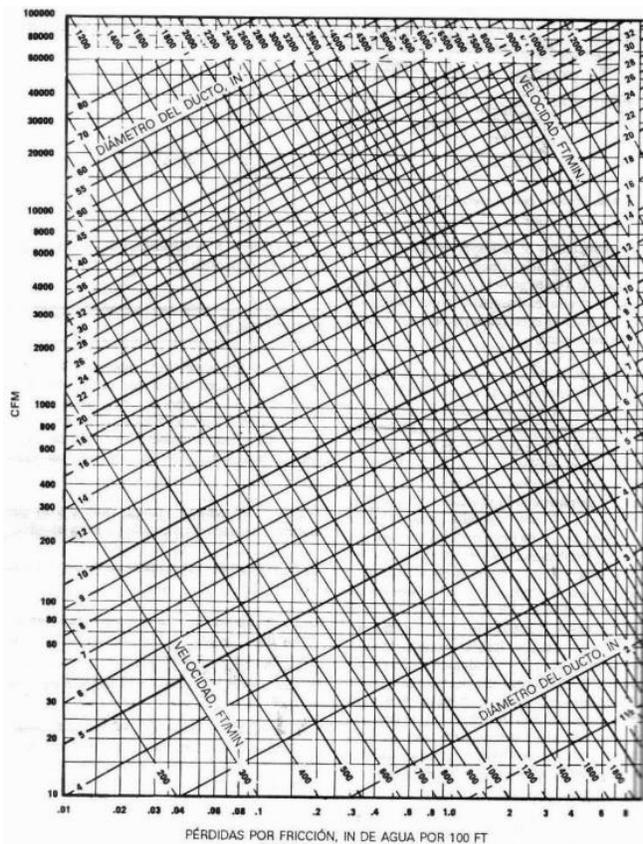


Ilustración 32. Pérdidas por fricción de flujo de aire a través de ductos redondos de lámina galvanizada

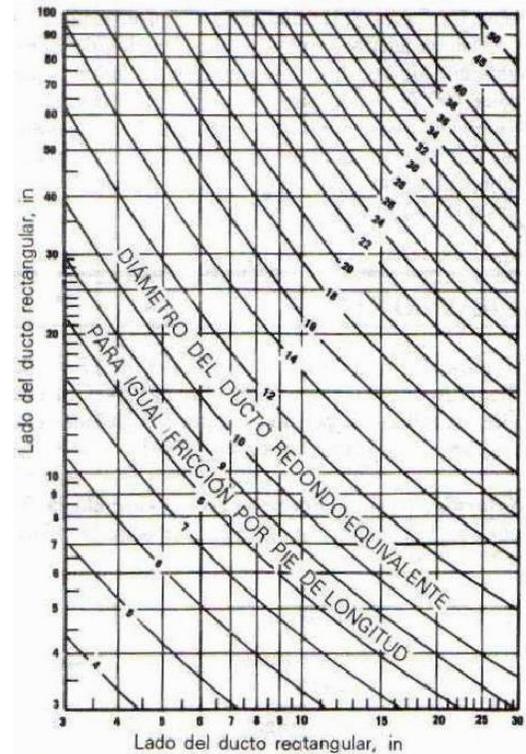


Ilustración 31. Diámetros de ductos redondos equivalentes

Fuente: Pita Edgard G. Acondicionamiento de aire principios y sistemas. Pág. 234-235

A manera de ejemplo se dimensionó el ducto del tramo B-A, que es el que más flujo tendrá, con los dos métodos.

Tramo B-A

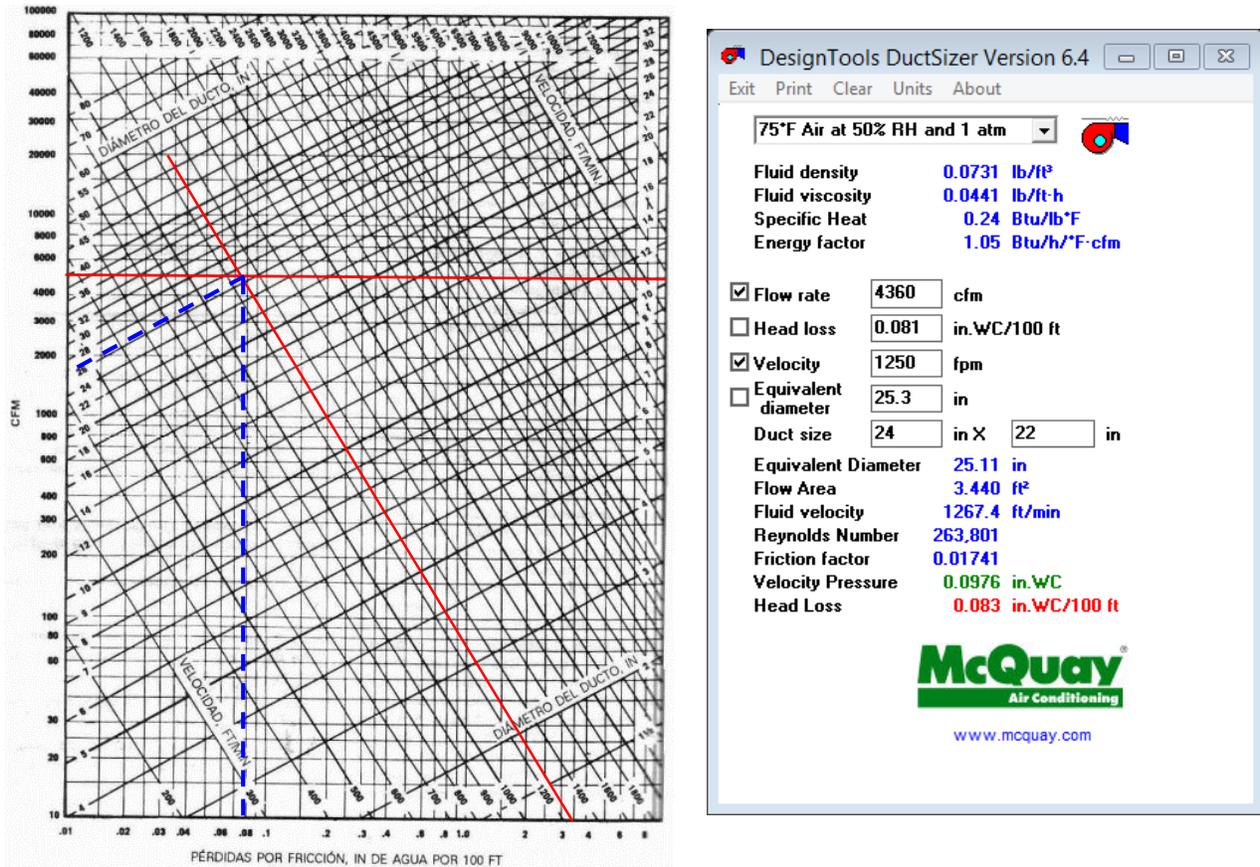


Tabla 18. Dimensionamiento del tramo B-A, por método gráfico y con ayuda de software.

Método grafico	Método con ayuda de software
Velocidad 1,250 Ft/min	Velocidad 1,250 Ft/min
Flujo 4,360 CFM	Flujo 4,360 CFM
Diámetro 25.4 in	Diámetro 25.3 in
Pérdida de carga 0.080 in WC/100 ft	Pérdida de carga 0.081 in WC/100 ft

Haciendo uso de la ilustración 31 se obtiene que la sección rectangular equivalente es de 24 x 22 in, el mismo resultado se obtiene con el software utilizado.

Se realizó el mismo análisis para cada uno de los tramos y se determinó tanto el diámetro de la sección circular como las medidas en la sección rectangular.

Tabla 19. Dimensión de los ductos de inyección por tramo.

Tramo	Flujo	Diámetro	Sección Rectangular
a-b	545 CFM (926 m ³ /h)	8.9 in (226 mm)	10 in x 7 in (250 mm x 180 mm)
b-D	1,090 CFM (1,852 m ³ /h)	12.6 in (320 mm)	14 in x 10 in (360 mm x 250 mm)
b-C	1,090 CFM (1,852 m ³ /h)	12.6 in (320 mm)	14 in x 10 in (360 mm x 250 mm)
b-B	1,090 CFM (1,852 m ³ /h)	12.6 in (320 mm))	14 in x 10 in (360 mm x 250 mm)
D-C	2,180 CFM (3,704 m ³ /h)	17.9 in (454 mm)	20 in x 14 in (510 mm x 360 mm)
C-B	3,270 CFM (5,555 m ³ /h)	21.9 in (556 mm)	24 in x 17 in (610 mm x 431 mm)
B-A	4,360 CFM (7,407 m ³ /h)	25.3 in (642 mm)	24 in x 22 in (610 mm x 558 mm)

Fuente: Elaboración propia

Para el ducto de retorno se resta el caudal de aire exterior al caudal de aire de suministro:

$$V_{bz} = 943.46 \text{ m}^3/\text{h} = 555 \text{ CFM} \text{ (aproximadamente 12\% del total suministrado es aire nuevo)}$$

$$V = 7,413.75 \text{ m}^3/\text{h} = 4,360 \text{ CFM}$$

$$Q_R = 4,360 \text{ CFM} - 555 \text{ CFM} = 3,805 \text{ CFM}$$

Utilizando el software para el cálculo de las dimensiones del ducto con una velocidad un poco menor (1,150 Ft/in) se obtiene una sección rectangular de 24 in x 21 in (610mm x 533mm). Este ducto estará a cámara plena, es decir, la extracción o retorno del aire se hace mediante difusores colocados sobre el plafón y el espacio que hay entre la losa y el plafón hace el papel del ducto; todo el aire es recogido por el ducto principal el cual en su extremo tiene una rejilla de extracción.

Equivalencias:

$$1 \text{ CFM a } 1.699 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$1 \text{ CFM a } 0.472 \text{ l/s}$$

$$1 \text{ FPM a } 0.00508 \text{ m/s}$$

5.03. Selección de difusores

La difusión del aire condiciona el éxito o el fracaso de la instalación. Influye directamente sobre el nivel de confort que el ocupante siente, su sensación de frío o calor.

El confort del ocupante depende también de la calidad del aire interior y la difusión del aire está estrechamente ligada a la calidad del mismo. Permite, cuando está correctamente pensada, la evacuación de los contaminantes, haciendo posible un ambiente sano para los ocupantes.

La difusión del aire y el confort térmico están definidos en la norma ISO 7730. Esta norma determina los criterios cualitativos que miden y evalúan los ambientes térmicos moderados. Por lo tanto es conveniente preocuparse del sistema utilizado para la difusión del aire reparado en central o en una unidad terminal de climatización.

El confort de difusión en una zona de ocupación se personaliza según los siguientes 4 criterios:

1. La ausencia de estratificación de temperaturas en la zona de ocupación.
2. Una buena calidad de aire interior.
3. La ausencia de corrientes de aire en la zona de ocupación.

Tabla 20. Velocidad residual para distintos tipos de inmuebles.

Local	Velocidad residual
Locales de habitación, hospitales, Universidades y Escuelas, Oficinas, Cines.	0.16 m/s
Locales comerciales, Talleres.	0.17 m/s
Locales deportivos, Grandes Almacenes, Estaciones de transporte.	0.25 m/s

Fuente: Zaidel Ceballos R. Proyecto de un sistema de acondicionamiento de aire. Pág 130

4. Un nivel acústico confortable en la zona de ocupación.

Tabla 21. Nivel acústico para distintas ocupaciones.

Ocupación	Nivel acústico	Ocupación	Nivel acústico
Teatro	30 dB(A)	Hospital	35dB(A)
Cine	35 dB(A)	Hotel	35 dB(A)
Iglesia	30 dB(A)	Restaurante	40 dB(A)
Biblioteca	35 dB(A)	Sala de actos	35 dB(A)
Aula escolar	40 dB(A)	Oficina	35 dB(A)

Fuente: Zaidel Ceballos R. Proyecto de un sistema de acondicionamiento de aire. Pág 131

De acuerdo a los criterios antes mencionados se hizo la selección de los difusores con ayuda de hojas de dato de ingeniería de la marca INNES, en el área de difusores perforados.

Se tomó en cuenta el color y el tipo de ocupación que se va a tener en el lugar, por lo que se tiene que especificar esos detalles al momento de generar el catálogo y la cotización de los dispositivos.

Para los difusores de inyección se tienen los siguientes datos:

Tabla 22. Datos principales de difusor de inyección.

Marca:	INNES
Modelo:	Perforado PCI (inyección)
Tamaño:	24"x24"
Tamaño cuello:	10"
Velocidad vs flujo:	1250 ft/in – 545 CFM
Número:	8 piezas
Color:	Negro mate

Fuente: Elaboración propia

Para los difusores de retorno se tienen los siguientes datos:

Tabla 23. Datos principales de difusor de retorno.

Marca:	INNES
Modelo:	Perforado PCR (retorno)
Tamaño:	24"x24"
Velocidad vs flujo:	A cámara plena
Número:	4 piezas
Color:	Negro mate

Fuente: Elaboración propia



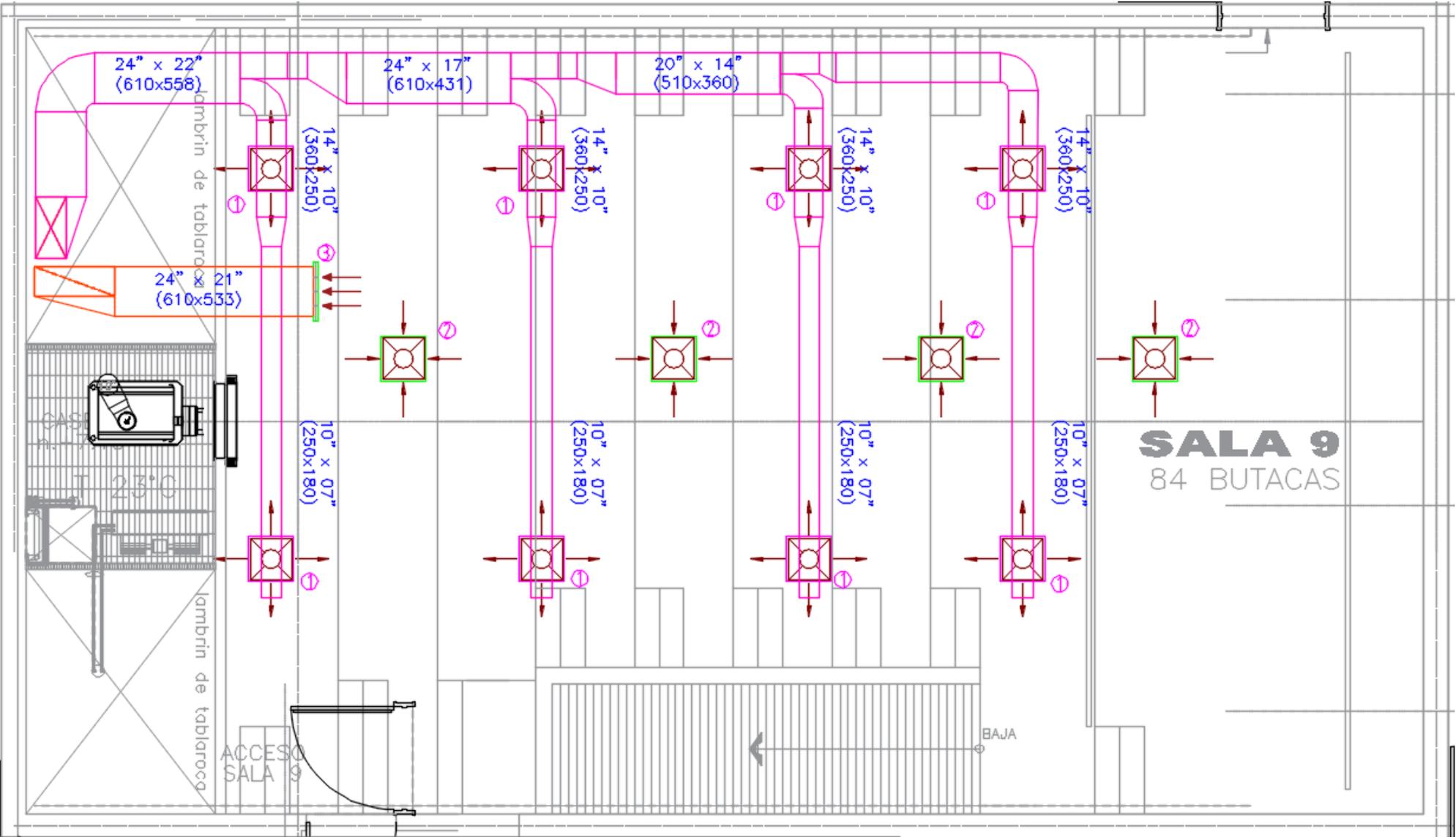
**Difusor Perforado
PCI**

- **CARACTERÍSTICAS**
 - Difusor perforado para inyección.
 - Deflector de aleta curva montado en el cuello.
 - Plenum estampado.
 - Malla perforada desmontable.
 - Para instalación en plafón reticular.
- **DIMENSIONES**
 - Módulo para plafón reticular de 24"x24".
 - Cuello redondo de 6" a 16".
 - Cuello cuadrado de 6"x6" a 15"x15".
- **MATERIALES y ACABADOS**
 - Plenum de lámina de acero.
 - Malla en acero o aluminio.
 - Colores de línea: blanco, blanco tablaroca o negro mate.
 - Colores especiales disponibles.

Ilustración 33. Información de los difusores.

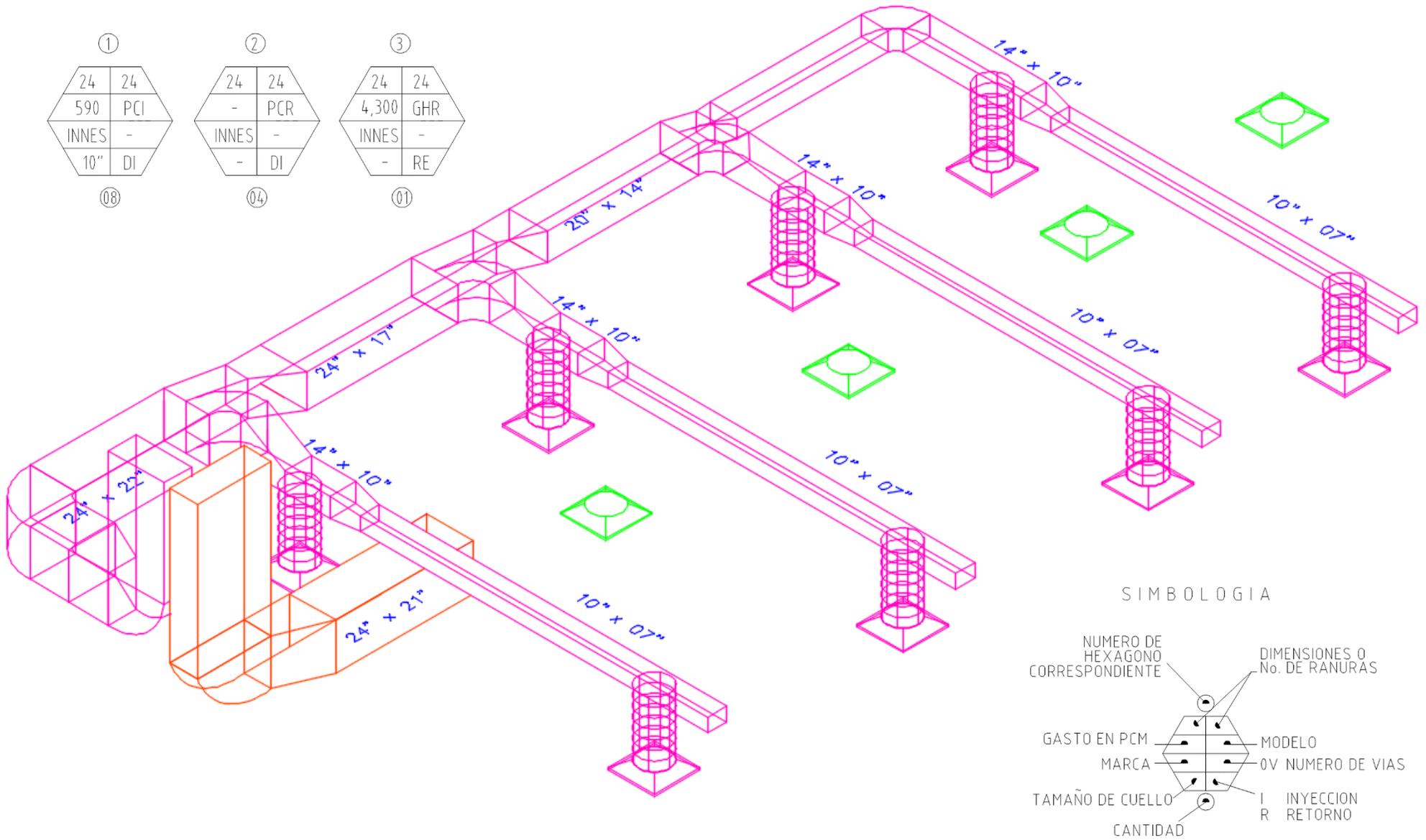
Fuente: Pagina web de INNES

5.04. Propuesta de distribución de ductos y de los difusores

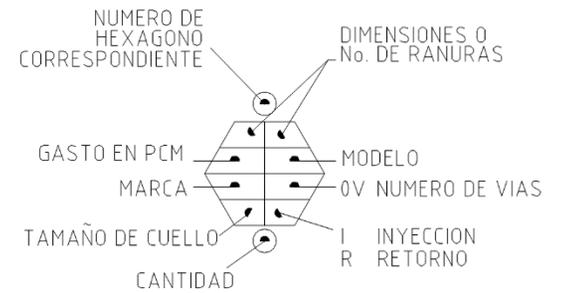


Fuente: Elaboración propia empleando AutoCAD 2016

5.05. Isométrico de la red de ductos



SIMBOLOGIA



Fuente: Elaboración propia empleando AutoCAD 2016

5.06. Normatividad y cuantificación de ductos

Para determinar las cantidades de lámina y de aislamientos requeridas en las instalaciones de ductería para la conducción de aire, aparte de las dimensiones de los ductos hay necesidad de conocer el peso unitario de las láminas de diversos calibres.

Los fabricantes mexicanos de lámina galvanizada especifican números de calibre con espesores y pesos unitarios menos que los norteamericanos, ya que incluyendo el zinc del galvanizado dan los pesos siguientes:

$w = 4.04 \text{ kg/m}^2$ para el	#26 con 0.508 mm de grueso
$w = 4.65 \text{ kg/m}^2$ para el	#24 con 0.584 mm de grueso
$w = 6.49 \text{ kg/m}^2$ para el	#22 con 0.813 mm de grueso
$w = 7.71 \text{ kg/m}^2$ para el	#20 con 0.970 mm de grueso
$w = 10.15 \text{ kg/m}^2$ para el	#18 con 1.270 mm de grueso
$w = 12.59 \text{ kg/m}^2$ para el	#16 con 1.570 mm de grueso

AMERIC, A.C. estableció las NORMAS AMERIC²⁴ para cuantificación de lámina y aislamiento para conductos de aire rectangulares, fundándose en datos y mediciones de números casos diferentes.

Las NORMAS AMERIC, para la cuantificación de lámina y de aislamiento, consisten en aplicar las fórmulas que adelante se indican, para obtener kilogramos de lámina y metros cuadrados de aislamiento por cada metro lineal de ducto.

NAM-002-AA-83

La lámina requerida, incluyendo engargolados, zetas, grapas, cejas y cañuelas, cuando el semiperímetro del ducto se da en pulgadas y es menor de 60", se obtiene mediante la fórmula:

$$P_1 = 0.06702425 \cdot (a''+b'') \cdot 1.12^u \cdot (1.30 - 0.01c) \cdot w$$

Donde:

P_1 : peso del ducto en kg/m

$$u = \frac{60'' - (a'' + b'')}{48''}$$

c : el número del calibre

w : el peso de lámina calibre c en kg/m^2

Es importante señalar que se debe de agregar un 5% a un 10% para cubrir desperdicios no aprovechables, según el grado de complejidad del diseño.

Si se toma, como un ejemplo, un ducto de 24" x 14" con lámina calibre #24, que pesa 4.65 kg/m^2 , al aplicar la fórmula se obtiene:

$$P_1 = 0.06702425 \cdot (24+14) \cdot 1.12^{\frac{11}{24}} \cdot (1.30 - 0.01 \cdot 24) \cdot 4.65 = 13.223 \text{ kg/m}$$

²⁴ Asociación Mexicana de Empresas del Ramo de Instalaciones para la Construcción

Más de un 5% a un 10%, lo que daría entre 13.844 y 14.545 kg/m, según la complejidad del diseño.

Sí el semiperímetro de un ducto rectangular es de 60" o más, fórmula, sin desperdicio no aprovechable pero con engargolados, zetas, grapas, cejas y cañuelas, es:

$$P_2 = 0.06702425 \cdot (a''+b'') \cdot (1.30 - 0.01c) \cdot w$$

Donde:

P_2 : peso del ducto en kg/m

c: el número del calibre

w: el peso de lámina calibre c en kg/m²

El aislamiento necesario, en metros cuadrados por metro lineal de ducto de lados (a) y (b) en pulgadas y con espesor (e) del aislante en pulgadas, se obtiene mediante la fórmula siguiente en la que se ha considerado un margen de 12% sobre la dimensión geométrica, ósea un factor de 1.12:

$$As = 1.12 \cdot 0.0508 \cdot (a''+b'' + 2e'')$$

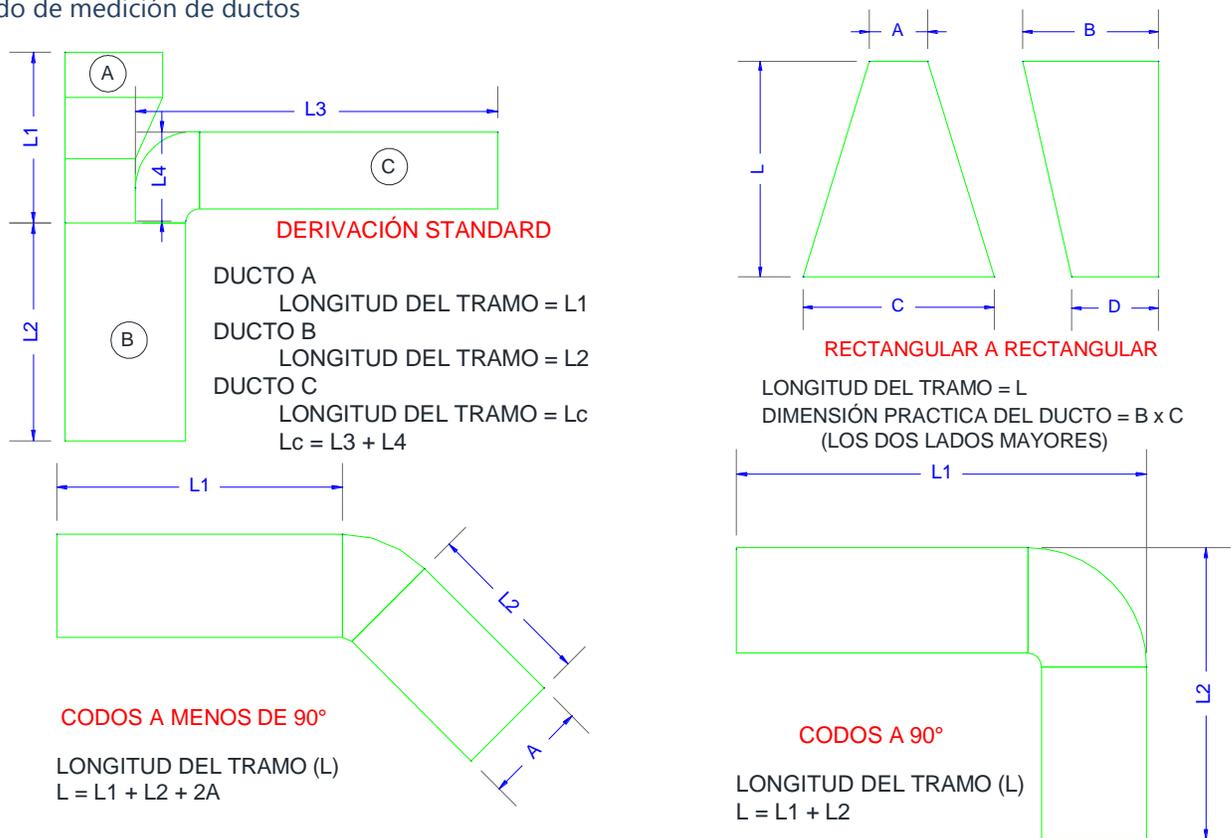
Donde:

As: aislamiento térmico en m²/m

Si se aplica al ejemplo del ducto anterior resultaría que para un ducto de 24" x 14" con 2" de aislante,

$$As = 1.12 \cdot 0.0508 \cdot (24+12 + 2 \cdot 2) = 2.3896 \text{ m}^2/\text{m}$$

Método de medición de ductos



Los ductos serán de lámina galvanizada marca Vermont, fabricados en campo, con aislamiento térmico de 1.5" de espesor.



CALCULO DE LAMINA GALVANIZADA Y AISLAMIENTO
TERMICO EN FUNCION DEL SEMIPERIMETRO EN PULG.
(LONGITUD DE DUCTOS RECTANGULARES EN METROS)

FECHA : 1 de enero de 2017
CALCULO: Marco Antonio Luque
OBRA: CINE, MICH
REF.: POSGRADO UNAM

"TABLAS AMERIC".

I R E	ID	FC	DIMENSIONES RECTANG. [IN]	LONGITUD DEL DUCTO	SEMI PERIMETRO [IN]	CALIBRE LAMINA No.	PESO EN [KG/M]	PESO EN [KG]	ESPESOR FORRO [IN]	FORRO DE DUCTO [M ² /ML]	FORRO EN [M ²]
		UM VE									
I	01	UP	24 x 22	4.97 m	46.00	24	15.708	78.070	1.50	2.788	13.860
I	02	UP	14 x 10	2.59 m	24.00	24	8.632	22.360	1.50	1.536	3.980
I	03	UP	10 x 7	4.61 m	17.00	26	5.299	24.430	1.50	1.138	5.250
I	04	UP	24 x 17	3.29 m	41.00	24	14.167	46.610	1.50	2.503	8.240
I	05	UP	14 x 10	2.59 m	24.00	24	8.632	22.360	1.50	1.536	3.980
I	06	UP	10 x 7	4.61 m	17.00	26	5.299	24.430	1.50	1.138	5.250
I	07	UP	20 x 14	3.29 m	34.00	24	11.944	39.300	1.50	2.105	6.930
I	08	UP	14 x 10	2.62 m	24.00	24	8.632	22.620	1.50	1.536	4.020
I	09	UP	10 x 7	4.61 m	17.00	26	5.299	24.430	1.50	1.138	5.250
I	10	UP	14 x 10	5.47 m	24.00	24	8.632	47.220	1.50	1.536	8.400
I	11	UP	10 x 7	4.61 m	17.00	26	5.299	24.430	1.50	1.138	5.250
R	12	UP	24 x 21	3.40 m	45.00	24	15.403	52.370	1.50	2.731	9.290

TOTAL	46.66 m
--------------	----------------

I	Ducto de inyección
R	Ducto de retorno
E	Ducto de extracción

LAMINA CALIBRE 26:	97.72 kg	FORRO (1.5") EXT: 79.70 m ²
LAMINA CALIBRE 24:	330.91 kg	
LAMINA CALIBRE 22:	0.00 kg	
LAMINA CALIBRE 20:	0.00 kg	

Fuente: Elaboración propia

5.07. Propuesta de presupuesto

CLIMATIZACIÓN					
CODIGO	TEXTO COMPLETO	UNI	CANT	PU	IMPORTE
AA.01	SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE UNIDAD TIPO PAQUETE, MARCA: CARRIER MODELO: 50TC-A12A1A5-0A0A0 CAPACIDAD NOMIANL DE 10.0 T.R. . INCLUYE: CONEXIÓN DE EQUIPOS, PRUEBAS, FLETES, ACARREO, ELEVACIÓN, FIJACIÓN, LIMPIEZA DEL ÁREA DE TRABAJO, MANO DE OBRA CALIFICADA Y HERRAMIENTAS.UBICADO EN EL AREA DE: CUBIERTA	PZA	1	\$127,178.49	\$127,178.49
AA.02	SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE JUNTA ANTIVIBRATORIA INCLUYE: MATERIALES MISCELÁNEOS, DE CONSUMO, Y TODO LO NECESARIO PARA SU CORRECTA EJECUCIÓN, ASÍ COMO EQUIPO DE PROTECCIÓN Y SEGURIDAD PARA TRABAJADORES Y LUGAR DE EJECUCIÓN	PZA	2	\$450.00	\$900.00
AA.03	SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE LÁMINA GALVANIZADA CAL.24 PARA DUCTOS, INCLUYE: FLETES, ACARREO, ELEVACIÓN, FIJACIÓN, LIMPIEZA DEL ÁREA DE TRABAJO, MANO DE OBRA CALIFICADA Y HERRAMIENTAS.	KG	330.91	\$41.00	\$13,567.31
AA.04	SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE LÁMINA GALVANIZADA CAL.26 PARA DUCTOS, INCLUYE: FLETES, ACARREO, ELEVACIÓN, FIJACIÓN, LIMPIEZA DEL ÁREA DE TRABAJO, MANO DE OBRA CALIFICADA Y HERRAMIENTAS.	KG	97.72	\$40.00	\$3,908.80
AA.05	SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE AISLAMIENTO TÉRMICO EXTERIOR DE 1.5" DE ESPESOR, MARCA VITROFIBRAS SERIE RF-3075 COLOCADO EN LA CARA EXTERIOR DE LOS DUCTOS DE INYECCIÓN CON RECUBRIMIENTO INTEGRAL HECHO DE FOIL DE ALUMINIO Y PAPEL KRAFT, INCLUYE ADHESIVO Y SELLADOR, CINTA DE ALUMINIO, ASÍ COMO EQUIPO DE PROTECCIÓN Y SEGURIDAD PARA TRABAJADORES Y LUGAR DE EJECUCIÓN.	M ²	79.70	\$110.00	\$8,767.00
AA.06	SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE SOPORTERIA DE: DUCTOS CUADRADOS INTERIOR Y EXTERIOR, INCLUYE: TORNILLOS, SELLO, FLETES, ACARREO, ELEVACIÓN, FIJACIÓN, LIMPIEZA DEL ÁREA DE TRABAJO, MANO DE OBRA CALIFICADA Y HERRAMIENTAS.	PZA	16	\$120.00	\$1,920.00
AA.07	SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE TACONES DE NEOPRENO, INCLUYE: FLETES, ACARREO, FIJACIÓN, LIMPIEZA DEL ÁREA DE TRABAJO, MANO DE OBRA CALIFICADA Y HERRAMIENTAS.	PZA	4	\$130.00	\$520.00
AA.08	SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE DIFUSOR DE INYECCION, TAMAÑO 24"x24" MARCA INNES PERFORADO MODELO PCI DE 10" DE Ø DE CUELLO Y COLOR NEGRO MATE INCLUYE: FLETES, ACARREO, ELEVACIÓN, FIJACIÓN, LIMPIEZA DEL ÁREA DE TRABAJO, MANO DE OBRA CALIFICADA Y HERRAMIENTAS.	PZA	8	\$1,100.00	\$8,800.00
AA.09	SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE DIFUSOR DE RETORNO, TAMAÑO 24"x24" MARCA INNES PERFORADO MODELO PCR DE 10" DE Ø DE CUELLO Y COLOR NEGRO MATE INCLUYE: FLETES, ACARREO, ELEVACIÓN, FIJACIÓN, LIMPIEZA DEL ÁREA DE TRABAJO, MANO DE OBRA CALIFICADA Y HERRAMIENTAS.	PZA	4	\$1,000.00	\$4,000.00
AA.10	SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE DUCTO FLEXIBLE DE 8"-12" Ø, INCLUYE: FLETES, ACARREO, FIJACIÓN, LIMPIEZA DEL ÁREA DE TRABAJO, MANO DE OBRA CALIFICADA Y HERRAMIENTAS.	ML	12	\$105.00	\$1,260.00
AA.11	SUMINISTRO E INSTALACION DE TERMOSTATO MODELO TH5110D1006, INCLUYE: FLETES, ACARREO, FIJACIÓN, LIMPIEZA DEL ÁREA DE TRABAJO, MANO DE OBRA CALIFICADA Y HERRAMIENTAS.	PZA	1	\$1,592.19	\$1,592.19
				SUBTOTAL	\$ 172,413.79
				IVA	\$ 27,586.21
				TOTAL	\$ 200,000.00

Fuente: Elaboración propia

Nota: los equipos están cotizados en dólares con una paridad de \$ 20.73 pesos (02/Enero/2017)

CAPÍTULO 6 CONCLUSIONES

Con el fin de complementar el módulo de Diseño y operación de instalaciones para edificios, en la especialidad de Ingeniería Sanitaria, como parte del programa de especializaciones de la Facultad de Ingeniería de la UNAM, se imparte la materia de acondicionamiento de aire y refrigeración, lo cual brinda un conocimiento básico pero concreto de los componentes esenciales para el diseño de una instalación de dicha área.

Esta tesina se desarrolló prácticamente como un proyecto ejecutivo el servirá para las generaciones futuras de la especialidad de Ingeniería Sanitaria, cumpliendo con esto el objetivo principal de su elaboración. La información presentada en este trabajo es el resultado del curso impartido en la especialidad, documentos relacionados con el tema y también la experiencia laboral que el autor ha tenido en el campo profesional, ejemplo de este último rubro son las tablas y métodos de cuantificación de lámina y su respectivo presupuesto, así como también la construcción del isométrico de la red de ductos propuesta.

En lo que respecta al proyecto propiamente, es evidente la necesidad de un proceso previo al cálculo del sistema, este es el de planeación y recopilación de datos, ya que es necesario una gran cantidad de datos iniciales para poder tener un punto de partida como lo es la posición geográfica exacta del espacio a trabajar, el uso final que se le dará, el tipo de materiales usados en la construcción del inmueble, la calidad del aire disponible, por mencionar algunos. Con estos datos se desglosan infinidad de procesos, por ejemplo, con la posición geográfica y el uso final del espacio se puede determinar con ayuda de la normal climatológica una temperatura de diseño, humedades relativas, ganancias térmicas, balance térmico, etc.

Fue posible determinar a gran detalle, la ganancia de calor con ayuda del balance térmico y cada uno de los elementos que lo componen, los dos aspectos más importantes en el balance son las ganancias por ocupación y las ganancias solares, de ahí la justificación del desarrollo de varios temas relacionados con estos dos elementos.

Uno de los problemas más comunes que se encuentra una persona recién graduada y que intenta ingresar al ambiente profesional del climatización, es que la normatividad para realizar los proyectos tiene un costo de adquisición y en su gran mayoría se encuentra en inglés, ASHRAE es una de las mayores asociaciones de tecnología para edificios y aunque algunas asociaciones mexicanas intentan hacer algo al respecto como AMERIC, aún no se llega al escenario de normas accesibles para el público en general.

El acondicionamiento del aire es una de las ramas más bonitas de la ingeniería y que está en constante crecimiento, hoy en día las temperaturas de nuestro planeta están cambiando, y existen lugares que se han vuelto ambientalmente extremos, con temperaturas muy altas en verano, pero también muy bajas en invierno, a pesar de esto hoy por hoy son habitables gracias a los estudios en esta materia.

Por último, considero que este trabajo es una buena base para poder desarrollar algunas otras tesinas mejorando con ello la calidad de la información e integrando un conocimiento más amplio respecto a esta área, para los ingenieros civiles.

Referencias

Bibliografía

- ASHRAE (2010). **Standard 55P, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy: Metabolic Rates for Typical Tasks.** Atlanta: Autor.
- ASHRAE (2010). **Standard 62.1, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality.** Atlanta: Autor.
- CARRIER (2009). **Manual de climatización.** España: Macombo.
- Colocho, N., Daza, P. & Guzmán, M (2011). **Manual básico de sistemas de climatización y extracción mecánica de uso común en arquitectura.** Universidad Dr. José Matías Delgado: Facultad de Ciencia y arte.
- Diario Oficial de la Federación (2001). **NORMA Oficial Mexicana NOM-008-ENER-2001, Eficiencia energética en edificaciones, envolvente de edificios no residenciales.** México.
- Diario Oficial de la Federación (2014). **NORMA Oficial Mexicana NOM-007-ENER-2014, Eficiencia energética para sistemas de alumbrado en edificios no residenciales.** México.
- Esquerra, P. (1992). **Climatización de confort e industrial.** España: Macombo.
- Francisco, J. (1998). **Radiación solar y aspectos climatológicos de Almería 1990-1996.** España: Universidad de Almeria.
- Morillón, G. (2004). **Atlas de Bioclima de México.** Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM): Instituto de Ingeniería.
- Pita, Ed. (1994). **Acondicionamiento de aire.** México: Editorial Continental

Artículos

- Preciado, O. & Morillón, D. (2010). **BIOSOL: SOFTWARE PARA EL ESTUDIO DEL BIOCLIMA, CONTROL SOLAR E ILUMINACIÓN NATURAL.** Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM), Instituto de Ingeniería.

Mesografía

Dr. Andrew Marsh. **3D Sun-Path**. Recuperado el 02 de enero de 2017 de: <http://andrewmarsh.com/apps/releases/sunpath3d.html>

Dr. Andrew Marsh. **Earth and Sun**. Recuperado el 02 de enero de 2017 de: <http://andrewmarsh.com/apps/staging/earthsun.html>

Duván Chaverra (2012). **Climatización para salas de cine**. Recuperado el 30 de junio de 2016 de: <http://www.acrlatinoamerica.com/201210234995/articulos/aire-acondicionado-y-ventilacion/ique-empiece-la-funcion.html>

Hands Down Software (2012). **The Psychrometric Source**. Recuperado el 20 de marzo de 2017 de: <http://www.handsdownsoftware.com/Downloads.htm>

Quecalor. **Precio de equipos de acondicionamiento de aire**. Recuperado el 12 de enero de 2017 de: <http://www.quecalor.com/index.php>

Revista Mundo HVAC&R. Climatización de salas de cine. Recuperado el 08 de agosto de 2016 de: <https://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2015/02/climatizacion-de-salas-de-cine/>

SunEarthTools (2017). **Posición del Sol y cartas psicrométricas**. Recuperado el 02 de enero de 2017 de: http://www.sunearthtools.com/dp/tools/pos_sun.php#top

ANEXO 1

TEMPERATURA DEL BULBO HUMEDO (TBH): La temperatura de bulbo húmedo del aire es la temperatura medida por un termómetro cuyo bulbo se encuentra encerrado en una mecha o saco de tela húmeda.

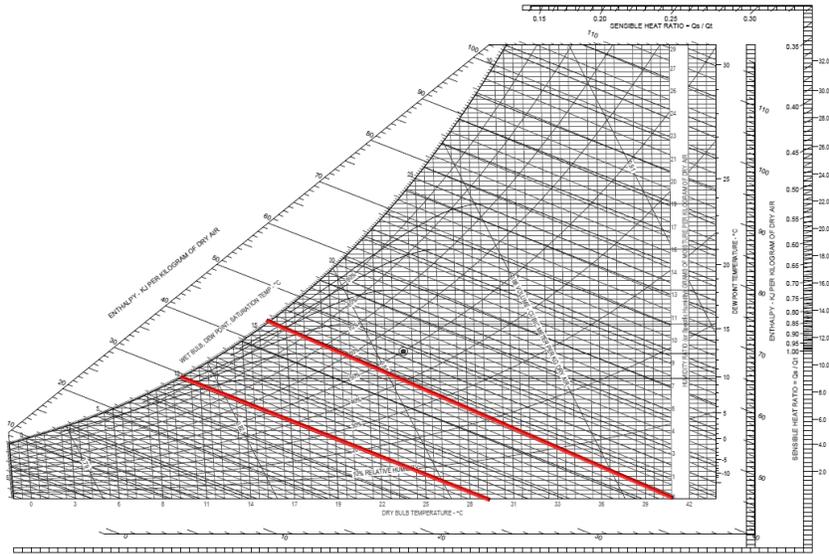


Ilustración 34. Líneas que representan la temperatura de bulbo húmedo en la carta psicrométrica

TEMPERATURA DE BULBO SECO (TBS): Es la temperatura medida por un termómetro ordinario de bulbo seco y es la medida del calor sensible del aire expresado en °C o °F

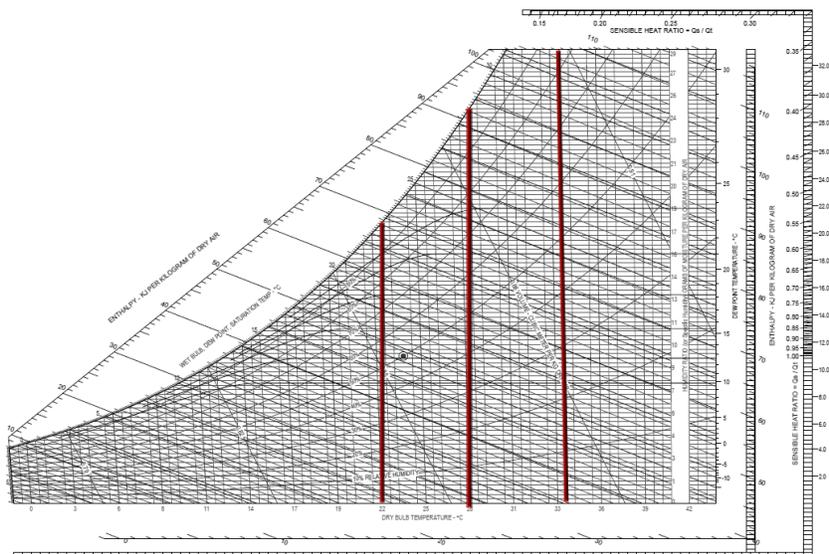


Ilustración 35. Líneas que representan la temperatura de bulbo seco en la carta psicrométrica

HUMEDAD RELATIVA (HR): Expresada en porcentaje, es la relación de la masa de vapor de agua por pie cúbico de aire, con relación a la masa de vapor de agua contenido en un pie cúbico de aire saturado a la misma temperatura.

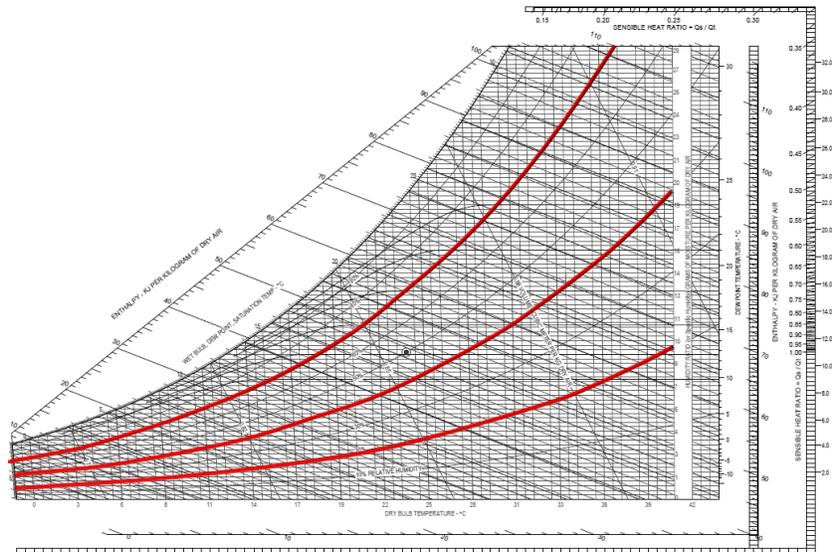


Ilustración 36. Líneas que representan la humedad relativa en la carta psicrométrica

HUMEDAD ABSOLUTA O HUMEDAD ESPECÍFICA (W): Se llama humedad absoluta o específica del aire a la cantidad de vapor de agua que contiene un aire seco en suspensión y se expresa en libas de vapor de agua por cada libra de aire seco (lbva/lbas) o en gramos de vapor de agua por cada libra de aire seco o en kilogramos de vapor de agua por cada kilogramo de aire seco (Kgva/Kgas).

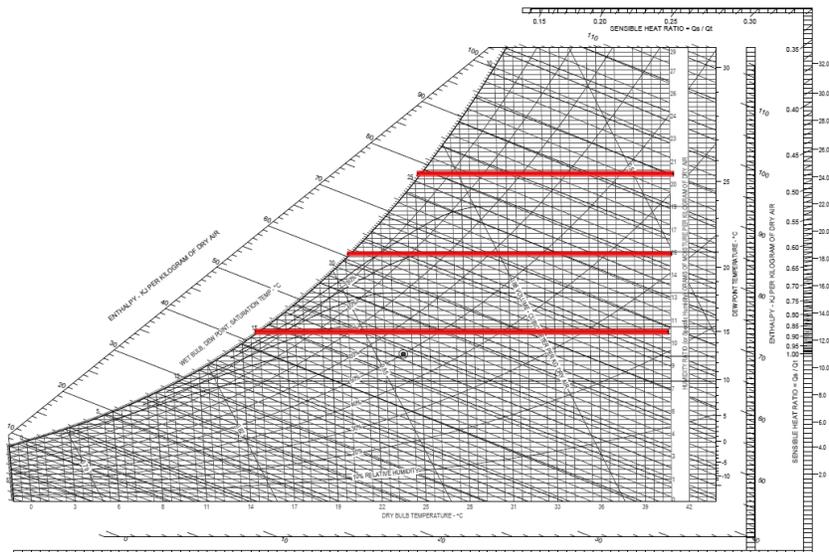


Ilustración 37. Líneas que representan la humedad absoluta o específica en la carta psicrométrica

ENTALPIA (h): Es la suma del trabajo de flujo más la energía interna. Es la cantidad de calor contenida en el aire. La entalpía del aire es igual a la suma de la entalpía del aire seco, más la entalpía del vapor de agua contenido en la mezcla, su punto de referencia es generalmente 0°C (32 °F)

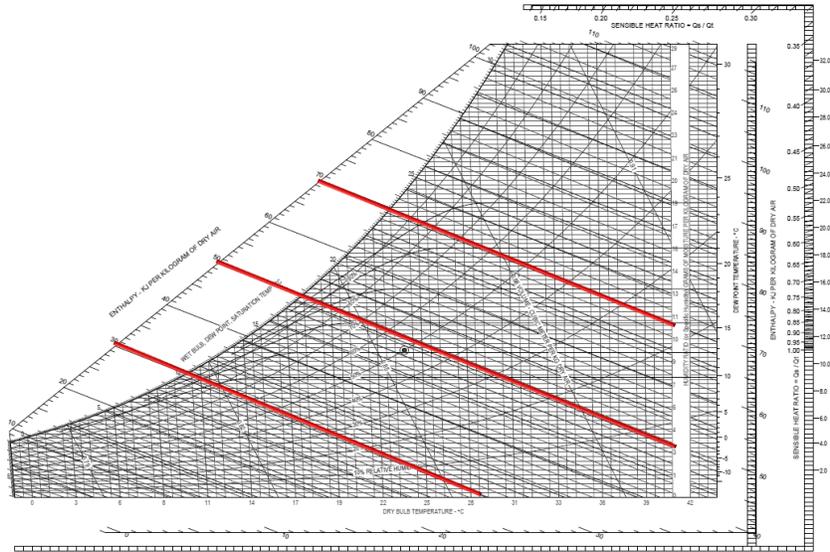


Ilustración 38. Líneas que representan la entalpía en la carta psicrométrica.

VOLUMEN ESPECÍFICO (V): Es el volumen ocupado por la unidad de masa de una sustancia en condiciones específicas de presión y temperatura.

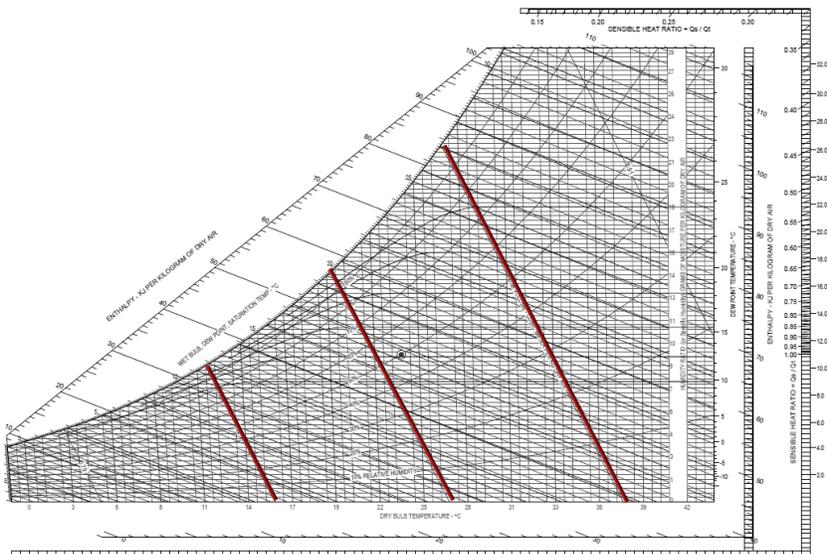


Ilustración 39. Líneas que representan el volumen específico en la carta psicrométrica.

ANEXO 2

Sistema de climatización tipo Split

Son equipos descentralizados y la descarga del aire es de forma directa, su principal diferencia de los compactos es que se forma por dos unidades que son el condensador y compresor en la parte exterior del espacio a climatizar y una unidad evaporadora en el interior, específicamente en un punto clave donde se puede hacer de manera más eficiente la distribución de la expulsión del aire.

Este sistema es el más usado en diferentes áreas de aplicación desde hospitales hasta las casas y oficinas. Existen dentro de esta categoría varios tipos y se instalan según su oportunidad o especificación de espacio:

- Mural, para su montaje en pared.
- Consola, para su montaje en el suelo.
- Techo, para fijar en el techo.
- Cassette, para empotrar en el plafón ciego.
- Con ductos, para instalaciones ocultas con rejillas o difusores.



Ilustración 40. Tipos de Split

Tabla 24. Ventajas y desventajas del equipo de sistema tipo Split

Ventajas	Desventajas
Su adaptación es muy buena en cualquier sitio y eso facilita su instalación.	El costo de la unión de las unidades, si la distancia es considerablemente grande (+5 metros).
Tienen una característica de que pueden ser manejados por control remoto o por wifi.	La unidad exterior si no se le da mantenimiento puede deteriorarse más rápido que la interior.
Muy bajo nivel de ruido.	Se debe construir una base para la unidad condensadora.

Sistema de climatización Central separado

En este equipo el aire es distribuido por medio de ductos cuya terminal final es un difusor o rejilla. Consta de dos unidades principalmente, aunque ocasionalmente se pueden hacer diferentes arreglos, la unidad evaporadora y una condensadora, estas unidades se conectan entre sí con dos líneas de tubería generalmente de cobre, en algunas ocasiones se instala una tercera línea para el retorno y circulación continúa del fluido que se maneja. Las capacidades de los equipos pueden variar desde 1.0 a 20.0 T.R.



Unidad Evaporadora



Unidad Condensadora

*Ilustración 41. Componentes básicos del sistema Central separado
(Imagen tomada de <http://www.york.com>)*

Tabla 25. Ventajas y desventajas del sistema Central separado

Ventajas	Desventajas
Con un solo conjunto de unidades (evaporadora y condensadora) se puede obtener una climatización de varios espacios en el mismo tiempo.	Se requiere una instalación y mantenimiento especializado y es alto el costo de dichos procesos.
Las unidades evaporadoras regularmente son bastante silenciosas y se puede regular el flujo del aire por medio de compuertas en los ductos que lo distribuyen.	Se requiere un espacio entre los techos para la colocación de los ductos de distribución de aire y las unidades evaporadoras.
Existe una mejor distribución del aire en el espacio deseado y su uso puede ser tanto residencial como institucional o comercial.	Para el control de temperatura se puede seccionar los ductos y controlarlo por medio de termostatos que mandan la señal al bulbo de la sección, pero los costos incrementan significativamente.

Sistema de climatización tipo Paquete

Es un equipo "compacto" ya que vienen todos los componentes empaquetados en una sola unidad (Condensador, Evaporador, Compresor y Elemento Expansor), un símil a este equipo es el sistema de climatización tipo ventana.

Para su instalación se requiere que el área donde se coloque debe estar muy ventilada y con buena resistencia estructural, además de una base para soportar el equipo. Es necesario la instalación de ductos de distribución para transportar el aire frío al interior del espacio que se desea climatizar.

Se utiliza en edificaciones grandes como lo podrían ser: bancos, oficinas, centros deportivos, restaurantes, cines, etc.



*Ilustración 42. Sistema tipo Paquete
(Imagen tomada de <https://www.carrier.com>)*

Tabla 26. Ventajas y desventajas del sistema tipo Paquete

Ventajas	Desventajas
Prácticamente nulo nivel sonoro en el espacio interior ya que el equipo se encuentra en el exterior.	Se requiere una red de ductos para distribuir el climatización al espacio deseado, lo que conlleva a disponer de un espacio entretecho para la instalación de ductos.
Tienen una gran capacidad de enfriamiento por lo que en áreas grandes o de solicitud constante es muy recomendable este tipo de equipo.	Necesita una instalación y mantenimiento especializado.
No se requiere una instalación de tubería para la conexión de los componentes ya que todo viene en un mismo gabinete.	En algunas construcciones no se puede optar por esta alternativa debido a que pueden ser de gran peso y tamaño.

ANEXO 3

BLACK THEATER

ALTA EFICIENCIA ACUSTICA Y LUMINICA

5. Especificaciones técnicas:

	Longitud	Ancho	Espesor
4' x 2' x 1"	1.219 m	610 mm	24 a 27 mm
4' x 2' x 2"	1.219 m	610 mm	49 a 52 mm
96" x 48" x 1"	2.43 m	1219 mm	24 a 27 mm
96" x 48" x 2"	2.43 m	1219 mm	49 a 52 mm
Encuadramiento	Aristas a 90°		Máximo 3mm
Conductividad Térmica	0.23h °Fft 2/BTU 0.033 W/°C.m ²		Valor Típico
Características de Quemado Superficial	Clase A - FS/SD 25/50 - (ASTM E-84)		
NRC*	0.70 (1 in) Montaje A 1.00 (2 in) Montaje A		Valor Típico Valor Típico
Acabado:	MAT (Tela no tejida negra, en Fibra de Vidrio)		

* Valor Típico: Valor esperado de acuerdo con la evaluación de productos de diseño comparable.

Frecuencias Centrales de octavas de banda en Hertz								
	Montaje Típico	125	250	500	1000	2000	4000	NRC
1"	A	.06	.25	.62	.91	.99	.98	0.70
2"	A	.18	.71	1.12	1.12	1.03	1.02	1.00

6. Baja reflexión lumínica con el acabado de color negro.

La superficie en fibra de vidrio de color negro es ideal para eliminar las reflexiones de la luz de la pantalla, o para prevenir que el aislamiento se muestre a través de los tratamientos de la superficie.



7. Instalación:

Este cielo raso por ser liviano, es muy fácil de manejar e instalar. Se debe instalar sobre perfilería metálica de ensamble automático EZ Snap de FiberGlass.

8. Empaque:

Forro de cartón y polietileno	Láminas/empaque	m2/empaque
4' x 2' x 1"	10	7.43
4' x 2' x 2"	5	3.71
96" x 48" x 1"	8	23.78
96" x 48" x 2"	4	11.89

9. Recomendaciones:

Mantenga seco el producto durante su transporte, almacenamiento e instalación.



Fecha de Actualización: Junio de 2008

FIBERGLASS
COLOMBIA S.A.

Lláme gratis al 01 8000 91 97 97
o comuníquese al (57 1) 893 30 30
www.fiberglasscolombia.com

ESPECIFICACIONES

- Pendiente mínima recomendada del 5% al 7%. Consultar con su asesor técnico.
- Longitud del panel de 11.90 metros por ser material de importación.
- Ancho útil de 1 metro.
- Carga admisible según tablas.

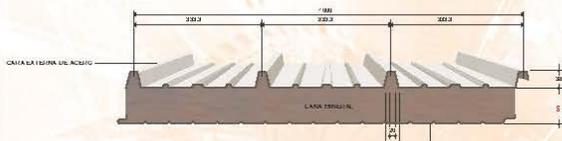
VENTAJAS

- Excelente comportamiento a la reacción al fuego 0/I, por estar conformado por dos láminas de acero con un núcleo intermedio de lana de roca. La Clase 0 se refiere al parámetro externo y la Clase I al aislante.
- Alta resistencia al fuego Clase I, valor REI así:

Espesor	Tiempo en minutos
50	30
80	60
100	120

R: Resistencia Mecánica.
E: Impermeabilidad al gas.
I: Aislamiento Térmico.

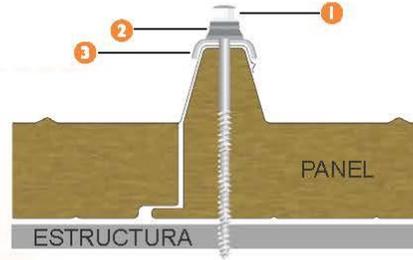
- Óptimo aislamiento acústico con un índice de valor Rw entre 29 y 30 dB.
- Compatible con diferentes sistemas de acabados.
- Por ser modular permite realizar ampliaciones con gran facilidad.
- Facilidad de montaje y rapidez de instalación.
- Se vende el sistema completo que incluye panel, accesorios de remate y fijación.



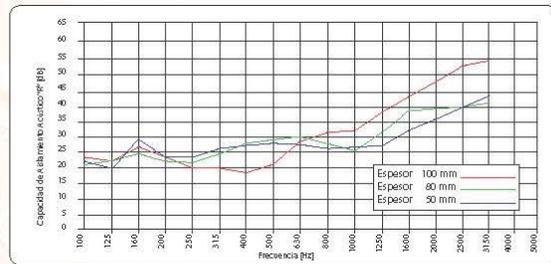
FIJACIÓN

Es tipo "a la vista" con el correspondiente grupo de fijación y la conformación de las partes terminales del panel, que uniéndolos, forman un perfecto ensamblaje con traslape evitando el paso de agua hacia el interior sin necesidad de colocar sellos adicionales, siempre y cuando se cumplan las recomendaciones técnicas de instalación.

- 1 Tornillo con cabeza en PVC o hexagonal.
- 2 Arandela en PVC/Neopreno.
- 3 Clip/Capelote A-38 en acero prepintado con EPDM



GRAFICA DE AISLAMIENTO ACUSTICO



S	K			R			Peso panel Kg/m ²	W						W												
	mm	Kcal/m ² °C	W/m ² °C	Btu/ft ² h°F	hm ² °C/Kcal	m ² °C/W		ft ² h°F/Btu	Cal. 0.6/0.5	W=Kg/m ²	80	100	120	150	200	250	300	80	100	120	150	200	250	300		
50	0,61	0,71	0,13	1,64	1,41	8,00	16,22	f =	4,55	3,78	3,23	2,65	2,02	1,67	1,33	3,98	3,65	3,10	2,52	1,89	1,54	1,19				
80	0,41	0,47	0,08	2,44	2,13	11,90	19,22	f =	5,96	5,56	4,83	3,96	3,06	2,49	2,12	5,14	4,81	4,51	3,64	2,74	2,17	1,80				
100	0,33	0,39	0,07	3,03	2,56	14,78	21,22	f =	6,06	5,76	5,46	4,83	3,75	3,05	2,58	5,66	5,28	4,96	4,59	3,51	2,81	2,34				
120	0,28	0,33	0,06	3,57	3,03	17,42	23,22	f =	6,10	5,87	5,64	5,29	4,41	3,60	3,04	5,80	5,73	5,39	4,97	4,27	3,46	2,90				

Los valores indicados en las tablas corresponden a el claro/luz (l) permisible con la carga máxima uniformemente distribuida (W). Las longitudes han sido determinadas en ensayos prácticos de modo que garantizan una flecha f<=l/200 y un coeficiente de seguridad 2.5 respecto a la carga de ruptura.

METECNO presenta esta ficha como una guía y no se responsabiliza del uso que se le dé. Se reserva el derecho de modificar la información sin previo aviso.

www.laminasmultipanel.mx

Rev.06/Marzo 2012 Código: MPM-SOT-08



www.metecnolatinoamerica.com



Techos de Naves Comerciales e Industriales

Descripción

MBI Rollo flexible de aislamiento térmico, fabricado con fibras de vidrio aglutinadas con resinas termofijas recubierta con una barrera de vapor (vinil satinado o polipropileno reforzado) en una de sus caras.

Aplicaciones

Ideal para techos y muros de naves industriales y comerciales de gran ligereza y baja conductividad térmica.

Ventajas

Fácil de instalar

- Ligero y flexible. Es el producto ideal para instalaciones de charola simple.
- Barreras de vapor a base de películas plásticas y protección al colchón de fibra, dando mayor tiempo de vida útil al aislamiento.
- Disponible en una amplia gama de factores "R".
- Inorgánico.
- Gran resiliencia. Recupera su espesor al cesar la causa o presión, por lo que se evita tener huecos sin aislamiento, asegurando así el factor "R".

Propiedades

MATERIAL	ESPESOR		FACTOR "R" NOMINAL	VALOR NOMINAL k BTU in/ft ² hr °F
	cm	in		
MBI	5.1	2	7	0.286
	7.6	3	10	0.300
	8.9	3½	11	0.318
	10.2	4	13	0.308
	11.4	4½	15	0.300
	12.7	5	16	0.313
	15.0	6	19	0.316



- Mínimo desperdicio pues los rollos se producen en la longitud requerida con variaciones de pie en pie (30.48cm).
- Disponibles en anchos de 1.22 y 1.27 m (4 pies) y 1.83 m (6 pies).
- Barreras de vapor disponibles: Polipropileno reforzada con kraft y vinil satinado, las dos en color blanco.

Baja conductividad térmica

- Menor consumo de energía al operar sistemas de calefacción o aire acondicionado.
- Mayor espaciamiento en períodos de mantenimiento, debido a que los equipos de generación de calor o frío trabajan menos tiempo.
- Máximo bienestar y confort dentro de los centros comerciales o naves industriales.
- Absorción de humedad
Menos de 0.2% en peso ASTM C 1104.
- Estabilidad dimensional
Menos de 0.1% de contracción lineal.
- Resistencia a la corrosión
No acelerará la corrosión de acero o cobre ASTM C 665.



INNOVACIONES PARA VIVIR

Metal Building Insulation
Techos de Naves Comerciales e Industriales





Evite el contacto con la piel y ojos.
No se deje al alcance de los niños.

INFORMACION IMPORTANTE

En temporada de lluvia, se recomienda hacer la preparación y reparación de la superficie un día antes.
Impermeabilice canalones con un sistema asfáltico base solvente.
Aplique malla de refuerzo en superficies de concreto con alto movimiento estructural y en juntas y grietas altamente dinámicas.
Utilice un rendimiento de 0.75 L / m² por mano en superficies de concreto fisuradas y con alto movimiento estructural.
Aplique solo en exteriores.
En superficie de lámina aplique Fester A en color blanco.
No aplicar bajo lluvia o en áreas encharcadas.
No aplicar en superficies con inmersión constante o bajo recubrimientos pétreos.
No aplicarlo sobre superficies mal adheridas al sustrato.
No aplicarlo sobre espumas de aislamiento intemperizadas.
No utilizarlo ante condiciones de rodamiento, tránsito vehicular ni peatonal constante (solo moderado, zapatos con suela plana).
No mezclarlo con otros productos.

ENVASEY EMBALAJE

PRESENTACION	Cubeta 4L Cubeta 19L
ALMACENAJE	Consérvese en un lugar fresco, seco y protegido de los rayos del sol a una temperatura de entre 15 °C y 30 °C
CADUCIDAD	24 meses
ESTIBA MAXIMA	Cubeta 4L: 5 piezas superpuestas Cubeta 19L: 3 piezas superpuestas
COLOR	Blanco y rojo.
DURABILIDAD	3 y 5 años.

PROPIEDADES ECOLÓGICAS

Contiene tensoactivos biodegradables.
No contiene conservadores mercuriales.
No contiene metales pesados, como plomo y cromo.
No contiene fibras de asbesto.

IMPERMEABILIZANTES

Bajo Contenido de Orgánicos Volátiles (VOC)
Olor ligero y no huele a amoníaco.
No contiene solventes.
Al secar, el producto forma una película plástica inerte, es decir; no afecta al medio ambiente.

LEED

Lugar de producción: Carretera Panamericana Km 312. Tramo Libre Celaya-Salamanca, Guanajuato, CP. 36700.

Para verificar el radio de 800 Km por favor consulte la página www.fester.com.mx

Fester A contribuye a incrementar la demanda de materiales y productos de construcción que se extraen y se fabrican en la región, apoyando la reducción del impacto ambiental del transporte.

Este producto cumple con los requisitos del crédito 5.1 de Materiales y Recursos (MRc5) debido al lugar donde se produce.

Fester A contribuye a mejorar la calidad del ambiente interior al reducir la cantidad de contaminantes que tienen mal olor, son irritantes y dañinos para el bienestar de los trabajadores y ocupantes.

Este producto cumple con los requisitos del crédito 4.2 de Calidad del Ambiente en Interiores (IEQc4.2) por su contenido de VOC, descrito en la tabla de propiedades físicas.

Fester A contribuye a minimizar el impacto a los microclimas, hábitats humanos y vida silvestre al disminuir significativamente el efecto de isla de calor (EIC)

Este producto cumple con el crédito 7.2 Efecto de isla de calor en techos para Sitios Sustentables (SSc7.2) por sus propiedades energéticas descritas en la tabla correspondiente.

Nombre del producto	VOC (g/L)
Fester A3 y 5 años blanco	0.04
Fester A3 y 5 años rojo	0.05

PROPIEDADES FÍSICAS NOM-018-ENER-2011 (SOLAMENTE APLICA PARA LOS BLANCOS)

PRUEBA	METODO	ESPECIFICACIÓN	VALOR TÍPICO Fester A3	VALOR TÍPICO Fester A5
Densidad aparente, kg /m ³ .	NOM-018-ENER-2011	Cumple	1795.07	1781.55
Permeabilidad ng/Pa.s.m	NOM-018-ENER-2011	Cumple	0.1703	0.1950
Adsorción de humedad	NOM-018-ENER-2011	Cumple	0.0019	0.0010
Absorción de agua	NOM-018-ENER-2011	Cumple	2.02; 3.608	1.34; 2.38
Conductividad térmica W/m.K	NOM-018-ENER-2011	Cumple	8.90	4.96

ClempoflexHD



CARACTERÍSTICAS

CLEMPOFLEX HD es un panel flexible, a base de gránulos de goma de caucho reciclado, de densidad y granulometría controlada, aglutinado por un complejo elastomérico y especialmente diseñado para conseguir una elevada atenuación acústica tanto del ruido aéreo, del ruido de impacto como de las vibraciones. Se utiliza como apoyo antivibratorio de cargas elevadas.

ESPECIFICACIONES

Naturaleza	complejo de caucho reciclado y aglutinantes..
Densidad	1.050 kg/m ³ .
Resistencia a la temperatura	- 80° C a 210° C.
Conductividad térmica	0,113 w/m ² C.
Resistencia a los aceites y grasas	muy buena.
Resistencia a los ácidos	buena.
Tolerancia superficial	± 2 mm cara superior.
Tolerancia en peso	± 10 %.
Aislamiento eléctrico	no conductor.
Presentación	planchas de 100 x 100 cm.

Producto	Dimensiones (mm)	Peso (kg/m ²)
Clempoflex HD 10	10 x 1000 x 1000	10,50
Clempoflex HD 15	15 x 1000 x 1000	15,75
Clempoflex HD 20	20 x 1000 x 1000	21
Clempoflex HD 30	30 x 1000 x 1000	31,5
Clempoflex HD 40	40 x 1000 x 1000	42
Clempoflex HD 50	50 x 1000 x 1000	52,5

PROPIEDADES

CLEMPOFLEX HD tiene las siguientes propiedades:

- Diseñado para reducir la vibraciones desde cargas muy elevadas.
- Excelente comportamiento antivibratorios.
- Tiene un comportamiento duradero sin colapsarse debido al aplastamiento de los apoyos bajo elevadas cargas puntuales.
- Mínimo creep incluso bajo cargas elevadas.
- Alta resistencia al envejecimiento y la deformación.
- Rápido y fácil de instalar.
- Apropiado para ser instalado bajo suelos de calefacción radial.
- Protege las juntas de expansión.
- Resistente a los hongos y a la humedad.

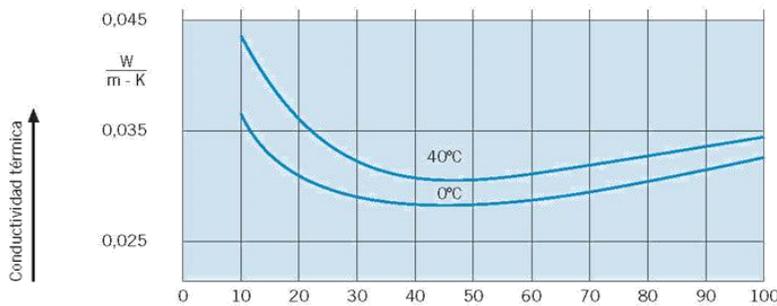
AISLANPRAX es una espuma de Poliestireno Expandido, de gran ligereza, utilizada como aislamiento térmico en construcción y frío industrial.

Características

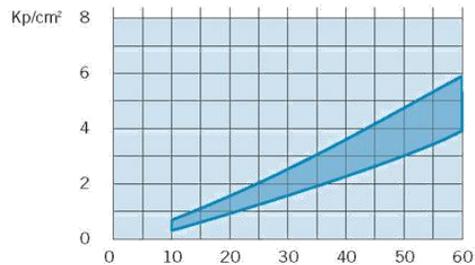
Densidad: 10 a 30 kg./m³
 Temperaturas límites de uso: +80°C -150°C
 Sólo absorbe cantidades minúsculas de agua.
 Elevada resistencia a la difusión del vapor de agua.
 Buena resistencia al envejecimiento, su vida es ilimitada.
 Resistente a los hongos y parásitos.
 Estructura de celdillas cerradas.

PROPIEDADES FÍSICAS DE LAS PLANCHAS DE ESPUMA RÍGIDA DE POLIESTIRENO OBTENIDAS DE BLOQUE

		Unidad	Densidad				
AISLANPRAX			10	15	20	25	30
Coeficiente de conductividad térmica a +10°C	Valores de medición	$\frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot \text{h}^\circ\text{C}} \left(\frac{\text{W}}{\text{km}} \right)$	0,042 (0,049)	0,028-0,032 (0,032-0,037)	0,026-0,030 (0,030-0,034)	0,026-0,030 (0,030-0,034)	0,025-0,030 (0,029-0,034)
	Esfuerzo de compresión	con 10% de recalado	kp/cm ² (N/mm ²)	0,45 (0,04)	0,6-1,0 (0,06-0,10)	1,0-1,4 (0,10-0,14)	1,4-2,0 (0,14-0,20)
		con carga permanente recalado <2%	kp/cm ²	1200-2500	200-3500	2800-5000	3600-6200
Resistencia al cizallamiento		kp/cm ² (N/mm ²)		4,4-5,3 (0,44-0,53)	6,0-8,0 (0,60-0,80)	7,2-10 (0,72-1,00)	8,5-12 (0,85-1,20)
Resistencia a la flexión		kp/cm ² (N/mm ²)		1,6-2,1 (0,16-0,21)	2,5-3,2 (0,25-0,30)	3,2-4,0 (0,32-0,40)	4,2-5,0 (0,42-0,50)
Resistencia a la tracción		kp/cm ² (N/mm ²)		1,6-2,3 (0,16-0,23)	2,5-3,2 (0,25-0,32)	3,2-4,1 (0,32-0,41)	3,7-5,2 (0,37-0,52)



Coeficiente de conductividad térmica de la espuma rígida de Poliestireno en función de la densidad aparente.



Resistencia a la compresión de la espuma rígida de Poliestireno con un 10% de deformación (campo de dispersión).

Densidad aparente en Kg/m³

Puertas acústicas y cortafuegos.

DESCRIPCIÓN

La gama de puertas acústica **RS** diseñadas y fabricadas por **Acústica Integral**, responden a las exigencias del mercado. Son puertas homologadas de altas prestaciones, calidad, robustas y de gran rendimiento.

VENTAJAS

2 ventajas unidas en un mismo producto, puerta acústica y cortafuegos con un alto aislamiento acústico de **46 dB**. Sin marco inferior. Fabricación propia automatizada. Modelos estándar y medidas especiales.

APLICACIONES

Salas de máquinas, platós de TV, cines, teatros, bares musicales, discotecas, pubs, oficinas, despachos, salas de reuniones, etc.

ACCESORIOS ESPECIALES (bajo pedido)

Antipánico.



DATOS TÉCNICOS

Descripción: Puerta acústica - cortafuegos de 67 mm. de espesor (77 mm. para puerta de dos hojas), compuesta de marco y hoja en chapa pulida de 1,2 mm. de espesor rellenos de materiales fono absorbentes. Provista de burlete perimetral de goma esponjosa negra y junta intumesciente. Sin marco inferior

Cierre: De presión mediante leva interior.

Tratamiento superficial: Imprimación sintética (preparada para pintar).

Transmitancia térmica: 1,84 W/m²K.

Resistencia al fuego 1 hoja: EI₂60 lado contrario bisagras.

APPLUS Nº 15/10357-916.

Certificado acústico RS5F: APPLUS Expte. nº 07/32304400. Certificados válidos para la puerta sin accesorios.

Opcional: Las puertas **RS5FS** para sectorización llevan incorporados los siguientes accesorios: Barra anti-pánico, cierre de resbalón y cierrapuertas.

Puerta acústica RS5F



	RS5F
Índice global de reducción acústica, R_w (C;Ctr):	46 (-1;-6) dB
Índice global de reducción acústica ponderado A, $R_{A,w}$:	45,0 dBA

DIMENSIONES ESTÁNDAR

Una hoja (ancho x alto mm.)		
Modelo	Dim. Interior	Dim. Exterior
RS5FS/01	800 x 2000	850 x 2025
RS5FS/02	900 x 2000	950 x 2025
RS5FS/03	1000 x 2000	1050 x 2025

Dos hojas (ancho x alto mm.)		
Modelo	Dim. Interior	Dim. Exterior
RS5FS/21	1400 x 2000	1450 x 2025
RS5FS/22	1600 x 2000	1650 x 2025
RS5FS/23	1800 x 2000	1850 x 2025
RS5FS/24	2000 x 2000	2050 x 2025

DETALLE MANIJA



© ACÚSTICA INTEGRAL, S.L. - 2015. - Se reserva el derecho a realizar modificaciones sin previo aviso.

PCRA, PCRF

Difusor Perforado de retorno, cuello redondo

MODULO DE 24X24

Tamaño de Cuello (pulg)	Vel de cuello (fpm)	300	400	500	600	700	800	1000	1200	1400
	Presión Estática (-Ps)	0.024	.042	0.067	0.096	0.13	0.17	0.266	0.383	0.522
	Presión de Velocidad (-Pv)	0.006	0.01	0.016	0.023	0.031	0.04	0.063	0.09	0.123
6	Flujo de aire (CFM)	58	78	99	120	138	156	195	236	274
	Nivel de ruido (NC)	-	-	-	10	15	19	26	33	38
8	Flujo de aire (CFM)	105	140	176	210	244	278	348	418	490
	Nivel de ruido (NC)	-	-	-	14	20	23	30	36	42
10	Flujo de aire (CFM)	165	218	274	326	384	438	546	655	766
	Nivel de ruido (NC)	-	-	10	16	21	25	32	39	44
12	Flujo de aire (CFM)	236	316	394	472	552	628	786	942	1100
	Nivel de ruido (NC)	-	-	13	19	24	28	35	42	47
14	Flujo de aire (CFM)	320	428	535	642	748	856	1068	1284	1498
	Nivel de ruido (NC)	-	-	15	21	26	30	37	44	48
16	Flujo de aire (CFM)	418	560	698	840	976	1118	1396	1676	1956
	Nivel de ruido (NC)	-	10	17	23	28	32	39	46	51

Notas:

1. Las pruebas estan realizadas de acuerdo con el Standard ANSI/ASHRAE 70-2006.
2. La presión de velocidad (Pv) y la presión estática (Ps), están medidas en pulgadas columna de agua.
3. Los valores de nivel de sonido (NC), están basados en una absorción del cuarto de 10 dB, para una potencia de nivel de sonido (Re: 10^{-12} watts). De acuerdo con el Standard ASHRAE 36-72.
4. El flujo de aire esta dado en pies cúbicos por minuto.
5. El guión "-" indica sonido no perceptible.