

**DETERMINACION DE LA CARGA TERMICA ADECUADA PARA LA
CORRECTA CLIMATIZACION DEL LOCAL DONK@N.COM UBICADO EN LA
CIUDAD DE BARRANQUILLA**



PRESENTADO POR:

**JESÚS ANDRES BRACAMONTE ESTRADA
ESTEBAN DAVID COMAS VEGA**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL CARIBE
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
LINEA GESTION DE MANTENIMIENTO
BARRANQUILLA, COLOMBIA
2014**

**DETERMINACION DE LA CARGA TERMICA ADECUADA PARA LA
CORRECTA CLIMATIZACION DEL LOCAL DONK@N.COM UBICADO EN LA
CIUDAD DE BARRANQUILLA**



PRESENTADO POR:

**JESÚS ANDRES BRACAMONTE ESTRADA
ESTEBAN DAVID COMAS VEGA**

Anteproyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de
ingeniero mecánico

DIRECTOR: ING. ANTONIO SALTARÍN JIMÉNEZ

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL CARIBE
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
LINEA GESTION DE MANTENIMIENTO
BARRANQUILLA, COLOMBIA
2014**

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	10
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	11
1.1 Descripción Del Problema.	11
1.2. Formulación Del Problema.	12
2. JUSTIFICACIÓN.....	13
3. OBJETIVOS.....	14
3.1 Objetivo General.....	14
3.2 Objetivos Específicos.	14
4. METODOLOGÍA	16
5. MARCO REFERENCIAL.....	31
5.1. ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE DE SOFTWARE PARA SOPORTAR EL ESTIMADO DE LA CARGA TÉRMICA CRITICA.....	33
5.2.1. carga termica.....	33
5.2.2. Calor sensible	35
5.2.3. Calor latente.....	37
5.2.4. Cargas exteriores.	3jError! Marcador no definido.
5.2.5. Cargas interiores:.....	39
5.2.6. Carga a través de paredes techos y suelos	41
5.2.7. Metodologías de cálculo de carga térmica.	42
5.2.8. Método Seleccionado.	47
5.2.9. Consideraciones Iniciales de Diseño.	48
5.2.10. Características De La Edificación.....	48

5.2.10.1. Características De La Edificación.....	49
5.2.10.2 Configuración.....	50
5.2.10.3. Condiciones de Diseño Interior.....	50
5.2.10.4. Rutina de Operación.....	51
5.2.10.5. Fecha y Tiempo.....	51
5.2.10.6. Consideraciones Adicionales.....	52
5.2.11. Desarrollo del Método.....	59
5.1.13.1 Carga de Diseño.....	59
5.1.14 Condiciones De Evaluación.....	¡Error! Marcador no definido.
5.1.14.1 Condiciones Exteriores de Diseño.....	59
5.1.14.2 Extremos de Humedad Correctos.....	61
5.1.15 Momento del Día con Carga Pico de Enfriamiento.....	62
5.1.16 Ganancia de Calor por Radiación Solar a Través de Vidrios.....	63
5.1.16.1 Sombreado de Ventanas con Aleros.....	64
5.1.17 Ganancia de Calor a Través de Componentes Estructurales.....	64
5.1.17.1 Diferencias Equivalentes de Temperaturas.....	64
5.1.18 Concentración de Personas como Base de Diseño.....	65
5.1.19 Ganancias de Calor Originadas por Equipos Instalados en el Interior de un Espacio a Acondicionar.....	65
5.1.20 Ganancia de Calor por Infiltración y Ventilación.....	66
5.3. Marco conceptual.....	68
7. DESARROLLO DEL PROYECTO.....	72
7.1 Levantamiento geométrico del local.....	75
7.2 levantamiento de materiales del local.....	75

7.3 ubicación y orientación de las paredes del local.....	76
7.4 Formula del CLTD corregido	77
7.5 Formula del CLTD corregido del techo:.....	77
7.6 Formula de la carga térmica	77
7.7 Formula de carga térmica por ventanas:	78
7.8 Formula de calor sensible y latente:	78
7.9 Ejemplo de cálculo de carga térmica	78
7.10. DESCRIPCION DE LA HOJA DE CALCULO PROPUESTA.....	81
7.11. Condiciones para selección del equipo.	83
7.11.1 Calculo de carga del local.	87
7.11.2 Balance de masa en 3.....	88
7.11.3 El cálculo de la carga sensible es:	89
7.11.4 El cálculo de la carga latente es:.....	89
7.11.5 Calor sensible de la máquina	90
7.11.6 Calor latente de la máquina.....	91
7.12. Selección del equipo de acondicionamiento.....	92
7.12.1 Equipo 1. Marca Samsung. Aire tipo Multisplit MC48F3AXAP.....	92
7.12.2 Equipo 2. Marca Samsung tipo minisplit.....	95
7.12.3 Equipo 3. Marca confort style.....	96
7.14 Equipo seleccionado.....	97
8. MANTENIMIENTO.....	100
8.1 Alcance.....	101
8.2 Hoja de Inspección.....	101
8.3 Filtros.....	102

8.4 Servicio de Emergencia.....102

8.5 Unidades manejadoras de Aire.102

CONCLUSION105

BIBLIOGRAFÍA..... 10107

LISTADO DE TABLAS.

Tabla 1. Area de las Paredes del local.....	54
Tabla 2. Tabla de Posición del Espacio de aire	44
Tabla 3. Tablas de resistencia Térmica de los materiales	45
Tabla 4. Para selección del tipo de pared.....	48
Tabla 5. CLTD de las paredes	49
Tabla 6. CLTD de las ventanas.....	50
Tabla 7. Datos del Factor LM.....	51
Tabla 8. Factor SHGF.....	52
Tabla 9. CLF de las Ventanas.....	53
Tabla 10. Datos tecnicos de equipo multisplit.....	66
Tabla 11. Matriz para selección del equipo.....	72
Tabla 12. Plan de mantenimiento preventivo para el acondicionador de aire seleccionado.....	104

LISTADO DE FIGURAS.

Figura 1. Orientacion del local .	75
Figura 2. Esquema de la hoja de cálculo, mostrando los datos iniciales.	81
Figura 3. Calculo de carga crítica para el mes de enero.	82
Figura 4. Perfil de carga térmica exterior en Kw para 24 horas del día, Por mes del año.	84
Figura 5. Esquema de las condiciones operativas extremas para el local.	85
Figura 6. Equipo de aire Multisplit de dos unidades en paralelo.	92
Figura 7. Equipo de 36000 btu / h, marca Samsung, tipo Split.	95
Figura. Equipo marca confort style.	96

LISTADO DE SIMBOLOS.

ASHRAE: American society of heating, refrigeration, and air conditioning. Sociedad norteamericana de aire acondicionado, refrigeración y calefacción. Emite normas y códigos sobre estas temáticas.

CLDT: Diferencia equivalente de temperatura a usar en las ecuaciones como diferencia de temperatura real que impulsa el flujo de calor.

CLF = Factor de ganancia de calor por ventanas según tipo y orientación.

Factor SHFG = solar heat factor ganancia. Ganancia de calor por factor solar, según tiempo, orientación y ubicación. Los valores adecuados vienen en tablas bien descriptivas.

LM = factor de corrección por ubicación de latitud meridiana del local.

Ql = calor latente.

Qs = calor sensible.

INTRODUCCIÓN

El acondicionar aire en un espacio determinado, persigue como objetivo el confort humano o bien sea la correcta operación de algún proceso industrial, el mantenimiento de condiciones adecuadas para productos Y/o equipos.

Para lograr el acondicionamiento antes descrito, es preciso el uso de un sistema de aire acondicionado, el cual deberá estar acorde a las exigencias térmicas o carga térmica del local.¹

Es necesario pues poder conocer dicha carga térmica para poder dimensionar apropiadamente el sistema de acondicionamiento de aire a usar. Esto presenta alguna dificultad, ya que la carga térmica para un sistema de aire acondicionado es variable en el tiempo y va a depender de una cantidad considerable de variables proporcionales al tamaño del edificio.²

El cálculo de la carga térmica se hace en algunas ocasiones muy tedioso, es por eso que el hombre se ha ingeniado herramientas de apoyo como diversos software, que le facilite el cálculo de ésta, logrando de esta manera la selección correcta de la máquina de refrigeración.

Es por tal motivo y gracias a los avances tecnológicos, que en este proyecto, se diseña una hoja de cálculo, que permitirá la valoración de la carga térmica para el local comercial Donk@N.Com ubicado en la calle 90 N°46-63 de la ciudad de Barranquilla-Atlántico, pero que puede utilizarse en aplicaciones similares, si se realizan los ajustes pertinentes, según las características particulares de cada local.

¹ YUNUS A. CENGEL. Transferencia de Calor y Masa. Editorial Mcgraw-Hill.

²JAVIER PALMA, JOSE ABULLARADE, BERNARDO MAJANO. Tesis de Grado. Metodología alternativa para el cálculo de la carga térmica.

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

1.1 . DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.

Es muy importante que al momento de construir un local o recinto cerrado, se pueda contar con un buen especialista, que asesore o genere un estudio de carga térmica, ya que de no tener esta evaluación no se podrá tener información sobre la climatización (calefacción o refrigeración) en ese espacio, y esto podría producir problemas en el desempeño de algunos elementos que se encuentren dentro de éste, tales como sobrecalentamiento de máquinas por trabajar a temperaturas muy altas o pérdida de alimentos por no estar a una temperatura óptima. Además, al no tener el cálculo de la carga térmica, se podría cometer el error de seleccionar una máquina que no es la adecuada para el recinto, lo cual generaría un aumento en el consumo de energía y/o un desempeño de la confiabilidad menor al requerido.

El dueño del local comercial Donk@n.com, no se encuentra satisfecho con el actual equipo de refrigeración con el que cuenta su local, debido a que este no le proporciona la temperatura adecuada de confort (22°C)³, por lo cual hace algún tiempo, se vio en la necesidad de implementar dos ventiladores adicionales para poder mantener unas condiciones de confort adecuadas en su local. Sin embargo, aun con estas mejoras implementadas, algunos clientes manifiestan inconformidad con la temperatura, especialmente en épocas de alto movimiento para el negocio de atención al público,, prestando servicios de transcripción y complementarios y ello afecta la imagen e interés de la empresa, asunto que debe resolverse.

³ ASHRAE: Sociedad Estadounidense de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y aire Acondicionado.

Es por tal motivo, que debe diseñarse una hoja de cálculo, que servirá como medio para hallar el valor de la carga térmica del local en análisis, lo más cercana posible a las reales condiciones de servicio y así dimensionar el equipo de aire acondicionado correcto, para que este local cuente con las condiciones apropiadas de confort, según la zona donde se ubica el local. Si se logra este objetivo, se resolverá el actual problema de discomfort, que deriva en una disminución de clientes y afecta al final la rentabilidad del negocio y su contribución al desarrollo de la ciudad. El resultado de este proyecto, permitirá encontrar el valor de la carga térmica que posee el recinto a través del tiempo y uso, durante un semestre de un año, para que de esta, manera pueda elegirse el equipo de climatización apropiado, que brinde mejores condiciones de confort humano, ahorrando energía eléctrica, mejorando la disponibilidad y aminorando el impacto ambiental.

1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.

¿Cómo se puede conseguir que en el local comercial Donk@n.com, se calcule el valor correcto de la carga térmica, para que de esta manera los dueños conozcan las condiciones del recinto y pueda seleccionarse un equipo de acondicionamiento adecuado y eficiente energéticamente?

2. JUSTIFICACIÓN.

La resolución del problema planteado, pretende alcanzar los siguientes beneficios:

A nivel académico. Desarrollar una herramienta de cálculo de la carga térmica, que pueda servir de ejemplo, de cómo se realiza computacionalmente este tipo de procesos, con un software, gratis, disponible en cualquier computador, como lo es Excel en sus varias versiones. Además, con trabajos de grado adicionales, esta propuesta puede enriquecerse y llegar a ser un medio de soporte del curso de refrigeración y acondicionamiento de aire, que se dicta como curso obligatorio en la carrera.

A nivel empresa. La solución del problema de acondicionamiento, mejora la percepción de buena atención por parte de los clientes, tan necesaria en negocios abiertos al público, eliminando las actuales quejas por alta temperatura, especialmente en los meses calurosos del año, en nuestra ciudad.

A nivel relación Universidad – empresa. Se fortalecen los lazos necesarios entre estas partes de la sociedad. Permitiendo que se hagan visibles, las competencias profesionales y humanas, que se forman en los egresados del programa, soporte vital, para mantener en vigencia los procesos de acreditación del programa e institucionalidad.

A nivel ambiental. Siempre que se mejore la eficiencia en el uso de equipos y maquinas, se baja el impacto ambiental por emisiones de bióxido de carbono y otros contaminantes atmosféricos, favorecido por mayor eficiencia de equipos a usar y empleo de refrigerantes amigables al medio ambiente.

Los beneficios comentados, son los que dan relevancia a la realización de este proyecto.

3. OBJETIVOS.

3.1. OBJETIVO GENERAL.

- Determinar la carga térmica adecuada que permita mantener las condiciones de confort en el local Donk@n.com ubicado en la ciudad de Barranquilla-Atlántico utilizando los mínimos recursos energéticos.

3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- Revisión bibliográfica referente a las metodologías de cálculo de carga térmica para determinar las bases teórico – prácticas necesarias.
- Identificar los materiales de los cuales está hecha la construcción del local, así como el tipo de pared y de techo que posee, además de la orientación en la que se encuentra ubicada, para establecer la información de base para los cálculos.
- Calcular los coeficientes de transferencia de calor del techo y las paredes del local, así como demás factores y características relacionadas con el cálculo de la carga térmica.
- Desarrollar una hoja de cálculo en ambiente Excel para facilitar la valoración de la carga térmica a través del tiempo para determinar el perfil de comportamiento. .

- Seleccionar el equipo de climatización correcto para el local Donk@n.com y establecer un plan de mantenimiento preventivo para asegurar alta disponibilidad y máxima vida útil.

4. METODOLOGÍA.

El proyecto se define como una investigación de tipo descriptiva - explicativa. La explicación para este enfoque se basa en que, se deben describir aspectos de construcción, de materiales y geométricos, además de información complementaria según normas ASHRAE y después deben explicarse los cálculos y procedimientos realizados.

La metodología que se llevará a cabo durante el proyecto, planteada en fases correspondientes a los respectivos objetivos específicos será la siguiente:

FASE 1.

- Definir el Método por el cual se trabajará, para determinar el valor de la carga térmica, en nuestro caso será, por el método de Cálculo de Cargas por Temperatura Diferencial y Factores de Carga de Enfriamiento (Cltd/ Clf).
- Definir los parámetros a utilizar para hacer el cálculo de la carga térmica.
- Calcular el valor del coeficiente de transferencia de calor (U), de las ventanas y techos del local Donk@n.com ubicado en Barranquilla-Atlántico.
- Constatar el valor de la latitud en la cual se encuentra ubicada Colombia, país donde se encuentra la ciudad de Barranquilla, por medio de consultar la carta geografía de localización que el servidor Google mapas, posee en la web. Este ubica a Barranquilla a 11° de Latitud norte, en la zona ecuatorial.

FASE 2.

- Identificar los materiales de construcción del recinto en análisis para tener bases con que elaborar la hoja de cálculo, así como también el tipo de paredes y de techo que posee y la orientación en la que se encuentra ubicada, mediante medición directa de las dimensiones y la ubicación, complementado con la identificación de los materiales de construcción.

FASE 3.

- Definir las tablas ASHRAE a usar para determinar coeficientes de transferencia de calor para paredes, techos y ventanas. Estableciendo sus características constructivas y definiendo valores K o valores U según la información base que se tiene.

FASE 4.

- Desarrollar la hoja de cálculo para el local Donk@n.com, ubicado en la ciudad de Barranquilla, departamento del Atlántico. Basado en los datos e información obtenida y analizar los resultados obtenidos para posteriormente sacar conclusiones y tomar las respectivas decisiones que cada calculo amerite. En esta fase, se desarrolla un cálculo manual de ejemplo, que guie en el entendimiento y uso de la hoja de cálculo en ambiente Excel propuesta.

FASE 5.

- Se selecciona el equipo adecuado para la carga térmica que tiene el recinto y definir un plan de mantenimiento preventivo, mediante visitas a proveedores de equipos y evaluación de los mismos, observando en lo posible instalaciones existentes, parecidas a las que se quiere resolver en el tema de mejorar su climatización.

A continuación, se detallan aspectos de las fases propuestas, para definir el manejo de las actividades lógicas y secuenciales, que requiere un proyecto de acondicionamiento de aire.

4.1. CONSIDERACIONES INICIALES DE DISEÑO.

Para calcular la carga de enfriamiento de un espacio, se requiere información de diseño detallada de la edificación e información climática relacionada con las condiciones de diseño seleccionadas.

Generalmente, los siguientes pasos deben ser seguidos. Guiándose el procedimiento aquí expuesto, basado en lo que sugiere la norma ASHRAE del año 2000.

4.1.1. Definición de características De La Edificación.

4.1.1.1. Obtenga Las Características De La Edificación.

Materiales de construcción, tamaño de los componentes, colores externos de fuentes y formas son normalmente determinados a partir de los planos de la edificación y especificaciones.

4.1.1.2. Configuración de la edificación.

Determine la ubicación, orientación y sombra externa de la edificación a partir de los planos y especificaciones. La sombra de edificaciones adyacentes pueden ser determinadas por un plano del sitio o visitando el sitio propuesto. Su permanencia probable debe ser cuidadosamente evaluada de ser incluida en los cálculos.

4.1.1.3. Condiciones Exteriores de Diseño.

Obtenga información climática apropiada y seleccione las condiciones de diseño exterior. La condición climática puede ser obtenida de la estación meteorológica local o del centro climático nacional.

4.1.1.4. Condiciones de Diseño Interior.

Seleccione las condiciones de diseño interior tales como temperatura de bulbo seco interior, temperatura interior de bulbo húmedo y tasa de ventilación. Incluya variaciones permisibles y límites de control.

4.1.1.5. Rutina de Operación.

Obtenga una rutina de iluminación, ocupantes, equipo interno, aplicaciones y procesos que contribuyan a incrementar la carga térmica interna. Determine la probabilidad de que el equipo de refrigeración sea operado continuamente o apagado durante períodos de no ocupación (ej. Noches y/o fines de semana).

4.1.1.6. Fecha y Tiempo.

Seleccione el tiempo del día y el mes para realizar los cálculos de la carga de enfriamiento. Frecuentemente varias horas del día y varios meses son requeridos. Aquí, es donde una hoja de cálculo ayuda al diseñador de climatización.

4.2. CONSIDERACIONES ADICIONALES.

El diseño apropiado y el tamaño de los sistemas de aire acondicionado central requieren más que el cálculo de la carga de enfriamiento en el espacio a ser condicionado.

El tipo de sistema de acondicionamiento de aire, energía de ventilación, ubicación del ventilador, pérdida de calor de los ductos y ganancia, filtración de los ductos, sistemas de iluminación por extracción de calor y tipo de sistema de retorno de aire, todos afectan la carga del sistema y el tamaño de los componentes.

4.3. MÉTODOS DE CÁLCULO.

La ASHRAE reconoce la vigencia de cuatro métodos de cálculo de cargas térmicas para seleccionar la capacidad de los equipos de aire acondicionado. Cada método posee un respaldo experimental que puede ser genérico o específico del tipo de edificación, lo que obliga usarlos, según cada expositor lo define. Por ello, el ingeniero de climatización debe conocer detalles básicos de cada método, para usar uno que sea sencillo y efectivo para la necesidad a resolver. Los cuatro métodos se nombran a continuación: Método 1. Función de Transferencia (Tmf). Método 2. Cálculo de Cargas por Temperatura Diferencial y Factores de Carga de Enfriamiento (Cltd/Clf). Método 3. Valores de Temperatura Diferencial Total Equivalente y Tiempo Promedio (Tetd/T). Método 4. El Cuarto Método Publicado es un Capítulo Especial de Cltd/Clf, Utilizado para Cálculo de Cargas en Residencias.

Estos métodos se detallan conceptualmente en el marco teórico del proyecto y se define la aplicación del método dos para este proyecto. A continuación, se presentan definiciones de este método aplicables en el proyecto.

4.5. CONCEPTOS DEL MÉTODO.

4.5.1. Carga de Diseño.

Carga impuesta en el equipo mientras este mantiene las condiciones interiores de diseño y cuando las condiciones exteriores de temperatura y humedad están dentro de lo especificado.

4.5.2. Condiciones Interiores de Diseño.

Son la temperatura interior de bulbo seco y la humedad relativa interior, especificadas para el cálculo de una carga de diseño.

4.6. CONDICIONES DE EVALUACIÓN.

4.6.1. Condiciones Exteriores de Diseño.

Son la temperatura exterior de bulbo seco y la humedad relativa exterior del ambiente donde se requiere calcular la carga de diseño.

Los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC), deben contrarrestar las fuerzas del tiempo cuando la temperatura al aire libre (temperatura del ambiente exterior) o humedad se mueve en un rango aceptable en favor de la seguridad y comodidad (confort). Por consiguiente, un entendimiento claro del comportamiento del tiempo es útil para diseñadores y operadores de estos sistemas. Limitaciones en esa comprensión son a menudo la raíz de problemas, que envuelve calidad del aire interior pobre y deterioro prematuro de la edificación y del equipo.

Ingenieros, técnicos de servicio y operadores de la construcción constantemente analizan y localizan fallas en problemas normales de sistemas HVAC (siglas en ingles). A menudo, conocer las condiciones del tiempo presente y reciente, puede ayudar a explicar la causa de un problema, y llevar a una rápida solución.

Recientemente, el World Wide Web (mundo virtual en internet) ha llegado a ser una fuente para observaciones actuales.

Uno de los desafíos más grandes para un diseñador, consiste en la total comprensión del clima en una localidad desconocida. El conocimiento acerca del comportamiento del clima local está menos disponible para el diseñador en localidades remotas, a veces con consecuencias costosas. Un procedimiento estándar para seleccionar equipo de refrigeración para un restaurante en Chicago por ejemplo, no aplicaría para el mismo restaurante establecido en Puerto Rico, con carga latente diez veces más grande.

Como información general, este dato puede tomarse de observatorios climatológicos locales que contengan esta información como base de datos a lo largo de los años, sin embargo, una de las publicaciones internacionales con mayor información al respecto es el manual de fundamentos de la ASHRAE que en la edición de 1.997 en capítulo 26, incluye parte esencial de los resultados del proyecto de investigación 890-RP de la ASHRAE, que definió nuevas condiciones pico de diseño para equipos de acondicionamiento.

La revisión y extensión de la información representa un progreso significativo sobre la información antigua contenida en el manual de 1.993, algunas de las cuales se han obtenido, por medio de interpolación de gráficas de un lapso de tiempo tan pequeño como cinco años de datos.

El manual de 1.997 refleja la intención de la sociedad de hacer una organización más internacional. La cobertura fuera de los Estados Unidos y Canadá han extendido desde 243 localidades a 801, desdichadamente, algunas localidades previamente listadas quedaron fuera en el manual nuevo, motivado a que datos recientes disponibles a la ASHRAE para esas localidades no coincidieron con las normas nuevas uniformes para integridad, a lo largo de sus períodos de registro.

En los datos contenidos en el manual 1993 y en ediciones más antiguas se estimó en momentos diferentes usando metodología diferente. Por ejemplo se basó la información en el extremo para la estación del verano la cual consta de junio, julio y agosto. Para asegurar uniformidad para cálculos mundiales, en el de 1.997 los datos se basan en extremos anuales en lugar de estacional o picos de un solo mes.

4.6.2. Extremos de Humedad Correctos.

Algo sorprendente (quizá a causa del énfasis en controlar temperatura en lugar de humedad), los manuales de la ASHRAE anteriores a 1.997 no incluyeron descripción de datos extremos de humedad. El de 1.993 y los manuales anteriores mostraron sólo el promedio de la humedad durante períodos de temperatura extrema. Esos valores no representan la humedad extrema, que ocurre a temperaturas moderadas durante temporales o durante la mañana cuando el rocío se evapora.

La mala impresión o información sobre la humedad produjo que en la temperatura superior a menudo era bastante significativo el margen de error. Se puede ver un ejemplo en la inscripción por Huntsville, Ala. La temperatura pico de bulbo seco es 94°F (34.4°C) con un promedio de temperatura de bulbo húmedo (MWB) de 75°F (23.9°C). Esos valores pico de bulbo seco producen la impresión que la relación de la humedad extrema es 14.3 gr. /Kg. De hecho, la humedad del pico real es muy superior a 19.3 g/ kg., por tener un 0.4% en las columnas del punto del rocío. Estas columnas también muestran que la humedad pico ocurre a un promedio de temperatura de bulbo seco (MDB) de 83°F (28.3°C) en lugar de a 95°F (35°C). Esto representa una reducción significativa en la relación del calor sensible para un

espiral refrescante del aire externo, y probablemente sugiere una selección del equipo diferente para tales aplicaciones.

4.7. MOMENTO DEL DÍA CON CARGA PICO DE ENFRIAMIENTO.

Este momento no es detectable fácilmente, ya que los componentes principales de la carga de enfriamiento no se dan al mismo tiempo. La carga máxima de temperatura exterior se toma a las 3:00 p.m., la máxima ganancia solar a través de vidrios llega a cualquier hora desde la 7:00 a.m. hasta las 5:00 p.m., dependiendo de la orientación geográfica. Las ganancias de calor internas pueden llegar a su pico en cualquier momento. Se hace necesario entonces efectuar un cálculo de las ganancias de calor en varios puntos a lo largo del día para poder determinar el pico máximo de la carga de enfriamiento.

Debido a la variedad de factores que influyen en el cálculo de la carga pico, es recomendable que en los casos en que haya alguna duda; se calcule la carga la carga térmica para varias horas.

Un aspecto importante del cálculo de cargas de enfriamiento a horas diferentes de las 3:00 p.m. y que algunas veces es obviado, es la corrección que debe hacerse a la temperatura exterior de diseño de bulbo seco para cada momento del día en particular. Obviamente si la máxima temperatura exterior de bulbo seco se presenta todos los días a las 3:00 p.m., en cualquier otro momento debe ser menor. Por consiguiente, la temperatura interior y la exterior de bulbo seco a otras horas distintas de las 3:00 p.m. será menor que en las condiciones de diseño que se presentan a las 3:00 p.m.

Las correcciones no solamente afectan la diferencia de temperatura de exterior a interior, sino también las diferencias totales equivalentes en las temperaturas de paredes y techos.

4.8. GANANCIA DE CALOR POR RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE VIDRIOS.

Fenestraje o ventanaje se refiere a cualquier abertura vidriada en la envoltura de la edificación. Los componentes del fenestraje incluyen: (1) Material vidriado ya sea vidrio o plástico. (2) Marcos, divisiones, etc. (3) Dispositivos externos de sombreado. (4) Dispositivos internos de sombreado. (5) Sistemas integrales de sombreado (entre vidrios).

El diseñador debe considerar los siguientes factores a la hora de seleccionar ventanas: (1) arquitectónicas: identificando las opciones de diseño y su capacidad de lograr conservación de energía, incluyendo el posible uso de iluminación eléctrica y luz del día con controles para reducir la luz eléctrica automáticamente cuando la luz del día esté disponible; (2) Térmico: Diseñando para pérdidas de calor y/o ganancia para el confort de los ocupantes y conservación de la energía. (3) Económico: evaluando los costos y los costos de ciclos de vida de los diseños de ventanas alternativas. (4) La necesidad humana determinando el deseo psicológico o la necesidad física para ventanas y los estándares de iluminación apropiada para el proyecto de uso del espacio, para el confort de los ocupantes y aceptación.

4.8.1. Sombreado de Ventanas con Aleros.

Cuando una ventana está sombreada con un alero, la porción del vidrio que no recibe el sol está sujeta a la mínima ganancia de calor solar que recibe una ventana según la tabla de "Ganancias de calor por radiación solar a través de vidrios", del manual N publicado por la ACCA.

4.9. GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE COMPONENTES ESTRUCTURALES.

La conducción es el modo de transferencia de calor por el cual se verifica un intercambio de energía desde una región de alta temperatura hacia otra de baja temperatura, debido al impacto cinético o directo de moléculas.

La ley de Fourier de la conducción de calor establece que la rapidez de flujo por conducción en un sentido dado es proporcional al gradiente de temperatura en ese sentido y al área normal a la dirección del flujo de calor. La ecuación 1 muestra la manera de cuantificar el concepto.

Es decir, el flujo de calor en la dirección x, q_x , está dado por la ecuación:

$$Q_x = K * A \left(\frac{\Delta T}{\Delta X} \right) \quad \text{Ecuación 1}$$

Donde A es el área normal al flujo de calor, $\Delta T/\Delta x$ es el gradiente de temperatura en la dirección del flujo de calor y k es la conductividad térmica del material.

El calor fluye por conducción térmica, y su valor es expresado por la ecuación: $Q = U * A * DT$; esta es la misma ecuación definida en la ley de Fourier de la conducción de calor para calcular la rapidez de flujo por conducción.

Dónde:

Q= velocidad a la que el calor pasa a través de un componente en Btu/hr.

U= factor general de transmisión de calor para el componente estructural en Btu/hr por pie² por grado °F de diferencia de temperatura entre la superficie exterior y la superficie interior del componente. (Btu/hr.pie².°f).

A= área del componente estructural que queda expuesto a la temperatura interior y la temperatura exterior en pie².

DT= diferencia de temperatura entre el interior y el exterior en grado Fahrenheit.

Para el cálculo son utilizadas las tablas que contienen los Factores de transmisión de calor (valores U) para vidrios, paredes, techos y pisos comúnmente utilizados en construcción, del manual ASHRAE publicado por la ACCA.

4.9.1. Diferencias Equivalentes de Temperaturas.

Es muy importante tener en cuenta la diferencia de temperatura equivalentes, que se aplican a paredes y techos; efectos de la radiación solar, efecto de retardo o efecto de almacenamiento y diferencias en la temperatura del aire.

Esta diferencia de temperatura se produce realmente por la acción simultánea de la Conducción, radiación y convección, se muestran en las tablas "Diferencias de temperaturas equivalentes para paredes sombreadas y soleadas" y "Diferencias de temperaturas equivalentes para ganancias de calor a través de techos planos". Estos factores dan las diferencias de temperaturas equivalentes para varios tipos de construcciones en distintos momentos del día para techos y paredes respectivamente, están incluidas en el del manual N publicado por la ACCA.

4.10. CONCENTRACIÓN DE PERSONAS COMO BASE DE DISEÑO.

Las personas que ocupan el espacio que debe ser acondicionado contribuyen con cantidades importantes de calor sensible y calor latente, que aumenta la carga total de enfriamiento de dicho espacio.

El cálculo debe basarse en el número promedio de personas dentro del espacio durante el periodo de la máxima carga de enfriamiento de diseño. La cantidad de calor debida a las personas, que va a aumentar la carga total de enfriamiento, debe estar de acuerdo a la actividad desarrollada por éstas personas como indica la Tabla "Ganancias de calor por persona". La tabla publicada en el manual N de la ACCA titulada "Concentración de personas estimados" muestra valores estimados en pies cuadrados por personas para ser usados cuando no se disponga de datos más exactos.

4.11. GANANCIAS DE CALOR ORIGINADAS POR EQUIPOS INSTALADOS EN EL INTERIOR DE UN ESPACIO A ACONDICIONAR.

Entre las fuentes de calor dentro del espacio que será condicionado están las luces, las máquinas de oficina, equipos de computación, los electrodomésticos y los motores eléctricos. Las tablas anexas que muestran la ganancia de calor generada por algunos de estos aparatos son, "Ganancias de calor por motores eléctricos" y "Ganancias de calor por electrodomésticos" y "Ganancias de calor generado por equipos de oficinas", del manual N publicado por la ACCA.

Cuando los equipos que producen calor están cubiertos por una campana de extracción, debe calcularse la carga adicional debida al aire fresco que se debe introducir para compensar el aire extraído por la campana. Esto se calcula en la secuencia de Ganancias de calor por infiltración y ventilación.

Con respecto al alumbrado, el mismo constituye una fuente de calor sensible. Este calor se emite por radiación, convección y conducción. Un porcentaje del calor emitido por radiación es absorbido por los materiales que rodean el local, pudiendo también producirse estratificación del calor emitido por convección. Las

ganancias de calor reales se determinan aplicando los valores mostrados en la tabla "Ganancias debidas al alumbrado".

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

Los tubos fluorescentes transforman un 25% de la energía absorbida en luz, mientras que otro 25% se disipa por radiación hacia las paredes que rodean el local, y el resto por conducción y convección. Debe tenerse en cuenta, además, el calor emitido por la reactancia o resistencia limitadora, que representa un 25% de la energía absorbida por la lámpara.

4.12. GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN Y VENTILACIÓN.

El aire del exterior que fluye a través de una edificación, ya sea como aire de ventilación, o no intencionalmente como infiltración (y ex filtración) es importante por dos razones. El aire del exterior es utilizado muchas veces para diluir contaminantes en el aire del interior y la energía asociada con calentamiento o enfriamiento de este aire exterior es una significativa carga de relación espacio - acondicionamiento. La magnitud de estos valores de flujo de aire debe ser conocida a máxima carga para calcular adecuadamente el tamaño de equipo y en condiciones promedio, estimar adecuadamente el consumo de energía promedio y estacionario. Deben conocerse también los valores de intercambio de aire para asegurar un adecuado control de los niveles de contaminantes en el interior. En grandes edificaciones deben ser determinados el efecto de infiltración y ventilación en distribución, y los patrones de flujo de aire interzonal, los cuales incluyen patrones de circulación de humo en caso de incendio.

El intercambio de aire entre el interior y las afueras está dividido en: ventilación (intencional e idealmente controlada) e infiltración (no intencional y descontrolada). La ventilación puede ser natural y forzada.

La ventilación natural: es un flujo de aire sin energía a través de ventanas abiertas, puertas y otras aberturas intencionales de una edificación.

La ventilación forzada⁴: es intencional, es un intercambio de aire propulsado por un ventilador y con ventanillas de toma y descarga o escapes que son especialmente designadas e instaladas para ventilación.

La infiltración, es flujo de aire no controlado a través de grietas, intersticios y otras aberturas no intencionales. Infiltración, ex filtración y flujo de ventilación natural son causados por diferencias de presión debido al viento, diferencia de temperatura interior – exterior y operaciones de aplicaciones o dispositivos.

Este trabajo, se enfoca en residencias y pequeñas edificaciones comerciales en las cuales el intercambio de aire es debido primeramente a infiltración. Los principios físicos también son discutidos en relación a grandes edificaciones en las cuales el intercambio de aire depende más de ventilación mecánica que en el rendimiento de la envoltura de la edificación.

⁴Grimm, Nils R. Rosaler, Robert C. (Editor). Manual de diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado. Vol. 2.

(Editor): McGraw-Hill Interamericana, 1996.

5. MARCO REFERENCIAL.

5.1. ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE DE SOFTWARE PARA SOPORTAR EL ESTIMADO DE LA CARGA TÉRMICA CRÍTICA.

En este trabajo se trata en forma resumida algunas condiciones a evaluar y las consideraciones a tomar en cuenta para diseñar una hoja de cálculo de cargas térmicas para así seleccionar los mejor sistemas de Aire Acondicionado en edificaciones o recintos. Se nombran además los diferentes métodos de cálculo publicados para este fin a nivel internacional incluyendo información sobre el método propuesto por la ASHRAE⁵.

En los años 90 se desarrolló el primer programa comercial sobre cálculo de instalaciones frigoríficas denominado “mp FRIO”, concretamente los autores fueron Emilio Messeguer y José M. Pinazo, eran otros tiempos, y el programa estaba bajo MS DOS (Windows no existía), con programación en GW BASIC, y soporte en discos flexibles de 5”. A pesar de todas las limitaciones (también las de los ordenadores, pues su capacidad de almacenamiento era muy reducida), el programa tuvo éxito y numerosas empresas de refrigeración para el cálculo de sus proyectos lo adquirieron. Las características básicas de aquella primera versión se pueden resumir⁶:

- Trabajaba con los refrigerantes de aquella época (R-12, R-22, R-502 y Amoniaco) permitía el cálculo de las propiedades termodinámicas de los refrigerantes, el COP de ciclos de compresión simple y doble.

⁵ ASHRAE: Sociedad Estadounidense de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y aire Acondicionado.

⁶HISTORIA DEL SOFTWARE DENTRO DEL DEPARTAMENTO DE TERMODINAMICA APLICADA. P:1-2. Disponible en web: <http://www.vpclima.upv.es/pdf/evolucion.pdf>.

- El cálculo de aislamiento de cámaras y el dimensionamiento de tuberías de aspiración, descarga y líquido. El procedimiento de cálculo fue publicado en el libro de “Cálculo de instalaciones frigoríficas” de José M. Pinazo.

En 1995 se desarrolla el primer programa comercial en el campo de la climatización, concretamente el denominado “lp CLIMA”, los autores fueron José Carlos López y José M. Pinazo, este programa permitía el cálculo de las cargas térmicas De acondicionamiento de aire (tanto refrigeración como calefacción) y por tanto el Dimensionamiento de este tipo de instalaciones, siguiendo el procedimiento establecido En el Manual de Climatización. Tomo II “Cálculo de cargas térmicas” de José M. Pinazo Que por aquel entonces se publicó. Aún estábamos con software que se puede calificar Hoy en día como incipiente, así el programa aún trabajaba bajo MSDOS (por aquel Entonces se empezaba a comercializarse Windows) pero ya con programación en C++ (Se mejoraba mucho la función de cálculo), el soporte era en discos de 3 1/2”. Este Programa tuvo un gran éxito, ya que el número de empresas que se dedican a este sector Es importante, y los cálculos de cargas térmicas son tediosos. El programa incluía un Cálculo de propiedades del aire húmedo y sus posibles transformaciones, siguiendo el Procedimiento establecido en el Manual de Climatización. Tomo I “Transformaciones sicométricas” de José M. Pinazo.

5.1.1. Energy Plus

El Software Energy plus es gratuito, ya que es patrocinado por el gobierno de los Estados unidos como parte del plan de energético nacional.

Sus inicios vienen de dos programas hechos en Fortran, el Blast y el Doe II que nacieron a raíz de la conciencia creada luego de la crisis energética de los años

70, donde se cayó en cuenta que estadísticamente el consumo en edificios es un componente grande del uso total de energía. Energy Plus es un programa desarrollado por el Departamento de Energía de los Estados Unidos (DOE). Se trata de una de las herramientas más avanzadas del mundo para la simulación dinámica de fenómenos relacionados con el desempeño ambiental y energético de los edificios, ya sea que estos operen en modo mecánico (con sistemas de climatización), en modo pasivo (solo aprovechando recursos naturales como el viento y la radiación solar) o en modo mixto⁷.

Energy Plus se basa en dos programas precedentes, BLAST y DOE-2, pero incluye mejoras muy significativas. Entre estas, por mencionar algunas, se encuentra la solución integrada de los procesos, el manejo de etapas de simulación menores a una hora, el cálculo simultáneo de los fenómenos radiantes y convectivos en las superficies de los cerramientos, el uso de modelos detallados de confort higrotérmico y la incorporación de sistemas energéticos complementarios (fotovoltaicos, solar térmicos, geotérmicos).

El módulo Energy Plus de Design Builder ofrece una de las mejores y más completas interfaces gráficas para acceder a las funciones de dicho programa (la cual se complementa con el módulo HVAC Detallado). Al integrar el motor de cálculo de Energy Plus con su modelador 3D y su sistema de administración de datos, Design Builder, permite desarrollar simulaciones avanzadas con gran rapidez y eficiencia, incluso a usuarios con poca experiencia en el campo de la simulación.

⁷MÓDULO ENERGYPLUS. Disponible en web: <http://www.sol-arq.com/index.php/modulo-energyplus>

Mediante el módulo Energy Plus es posible llevar a cabo dos diferentes tipos de análisis: diseño de calefacción/refrigeración y simulación dinámica. Los cálculos de diseño de calefacción y refrigeración funcionan en régimen estacionario y permiten estimar la capacidad necesaria de esos sistemas para mantener unas condiciones de confort adecuadas. Las simulaciones, por otro lado, funcionan en régimen dinámico y ofrecen una comprensión detallada del desempeño ambiental y energético de los edificios en "tiempo real", considerando unas condiciones ambientales exteriores definidas hora a hora mediante un archivo de datos climáticos.

Los resultados obtenidos mediante los cálculos y simulaciones se pueden visualizar en intervalos anuales, mensuales, diarios, horarios o de fracciones de hora. Por otro lado, es posible mostrar los resultados en forma de gráficas, tablas o celdas (las cuales se pueden exportar en formato csv). Combinando esas alternativas de visualización de resultados puedes generar reportes de alta calidad.

Con el módulo Energy Plus los sistemas de climatización se pueden modelar mediante las opciones HVAC Simple o HVAC Compacto. La opción de HVAC Compacto permite definir paramétricamente diversos sistemas de calefacción y refrigeración, mediante datos sintéticos que se expanden "detrás de escena" para describir sistemas completos antes de las simulaciones.

Se dispone de varias opciones de simulación con Energy Plus, incluyendo la versión ejecutable DOE y la versión DLL. Así mismo es posible extraer y visualizar los detalles de las simulaciones efectuadas en Design Builder mediante EP-Launch, programa auxiliar de Energy Plus. También es posible utilizar Design Builder, para generar archivos IDF que se pueden ejecutar directamente en Energy Plus, con lo que se tiene acceso a las funciones más especializadas y complejas que éste programa ofrece.

5.2. MARCO TEÓRICO.

La información y datos mostrados en este numeral, se considera la base para el desarrollo de la hoja de cálculo propuesta. Los datos puntuales, necesarios para desarrollar los cálculos y las respectivas ecuaciones usadas, se toman de las tablas incluidas.

5.2.1. Carga Térmica.

También nombrada como carga de enfriamiento, es la cantidad de flujo de energía calórica que se requiere vencer en un espacio a acondicionar, para mantener determinadas condiciones de temperatura y humedad para una aplicación específica (ej. Confort humano). Es la cantidad de flujo de calor que se retira de un espacio definido, expresado en BTU / hr, unidad utilizada comercialmente. Por ejemplo, se estima una carga térmica de 6000 Btu / hr. 12.000 Btu /hr equivalen a lo que se conoce como una tonelada de refrigeración. Por esto, una carga de 6000 BTU /h, equivale a media tonelada de refrigeración.

Si un local no dispone de climatización, su temperatura se adaptará a la del ambiente, si hace frío estará helado, y cuando haga calor será caluroso. En la mayoría de los casos estará más caliente que el ambiente, debido a la radiación solar sobre techo, paredes y ventanas, o por el calor desprendido por sus ocupantes e instalaciones interiores. En el momento que se desee que su temperatura se mantenga en un valor distinto al del exterior, y a voluntad de sus ocupantes, hay que sacar o meter calorías del local al exterior de manera artificial, con equipos de acondicionamiento del aire interior (refrigeración o calefacción).

Sabiendo que el calor fluye del cuerpo más caliente al más frío, y por ello, al crear una diferencia de temperatura entre el local y el exterior, se inicia una transferencia de calor por las paredes, suelos, ventanas, y aire de ventilación, que tiende de nuevo a igualar su temperatura con el exterior.

En verano para enfriar el local con un climatizador, hay que extraer calorías, y la transmisión de calor por las paredes es hacia el interior y En invierno hay que introducir calorías, y las pérdidas de calor son hacia el exterior. Al final se alcanza un equilibrio entre la potencia del equipo acondicionador, y las transmisiones que por las paredes, techo, etc., tienden a restablecer la temperatura inicial. En ambos casos las calorías que entran o salen del local las llamamos “pérdidas de calor”, y hay que calcularlas para determinar la potencia del aparato climatizador a instalar.

El total de calor necesario a meter o sacar del local, se denomina “demanda térmica” del local.

Hay al menos tres datos necesarios:

- Temperatura interior, que dependen del uso del local.
- Temperatura exterior, que dependen de la zona en la que se ubique, si es más fría o calurosa.
- Condiciones de las paredes y techos del local, si está más o menos aislado térmicamente.
- Se adicionan datos e información, según la aplicación específica. Por ejemplo: diferencias de humedad, velocidad del aire climatizado, ubicación

de flujos de entrada y de salida, niveles de ruido permisibles. Orientaciones y geometría, entre otros factores adicionales a considerar.

5.2.2. Calor Sensible

Calor sensible es aquel que recibe un cuerpo o un objeto y hace que aumente su temperatura sin afectar su estructura molecular y por lo tanto su estado. En general, se ha observado experimentalmente que la cantidad de calor necesaria para calentar o enfriar un cuerpo, es directamente proporcional a la masa del cuerpo y a la diferencia de temperaturas. La constante de proporcionalidad recibe el nombre de calor específico.

El calor sensible, se considera entonces relacionado con un cambio de temperatura sin cambio de fase.

El calor sensible se puede calcular en algunos casos simples:

- Si el proceso se efectúa a presión constante, se usa la ecuación 2 para estimar el calor o su respectiva tasa de flujo.
- $Q_s = \Delta H = mC_p(t_2 - t_1)$ Ecuación 2

En donde: H es la entalpía del sistema, m es la masa del cuerpo, C_p es el *calor específico a presión constante* (definido como la cantidad de calor requerida para aumentar en un grado la temperatura de la unidad de masa de un cuerpo a presión constante), t_2 es la temperatura final o mayor y t_1 es la temperatura inicial o menor del cuerpo.

- ⁸Si el proceso se efectúa a volumen constante, la ecuación 3 muestra el esquema de cálculo del calor o de su flujo.
- $Q_v = \Delta U = nC_v(t_2 - t_1)$ Ecuación 3

En donde U representa la energía interna del sistema, n son la cantidad de moles de la sustancia y C_v es el calor específico a volumen constante. Los valores de calor específico varían también con la temperatura ambiente y el estado físico de agregación de las sustancias.

5.2.3. Calor Latente.

El nombre proviene de la oposición al concepto de calor sensible. Calor latente, se refiere al calor "escondido", es decir el que se suministra pero no "se nota" por el efecto de aumento de temperatura, ya que por lo general la sustancia a la que se le aplica no aumentará su temperatura a pesar de estar entregándole calor, como sucede en un cambio de fase de hielo a agua líquida y de ésta a vapor. El calor sensible sí se nota, puesto que aumenta la temperatura de la sustancia, haciendo que se perciba como "más caliente", o por el contrario, si se le resta calor, la percibimos como "más fría".

Para aumentar la temperatura de un cuerpo hace falta aplicarle una cierta cantidad de calor (energía). La cantidad de calor aplicada en relación con la diferencia de temperatura que se logre depende del calor específico del cuerpo, que es distinto

⁸ http://www.fisicanet.com.ar/acondicionamiento/acondicionamiento/ap01_acondicionamiento_ambiental.php#uz-qm6n15ms Disponible en web:

para cada sustancia⁹. Valores de calores latentes existen para las sustancias cuando cambian de fases y están tabulados en los manuales respectivos.

5.2.4. Cargas de Refrigeración.

Las cargas de refrigeración, generalmente las cargas se dividen en exteriores e interiores, dependiendo de la procedencia del factor de contribución de flujo calórico, Se detallan los mismos así:

5.2.4.1. Cargas exteriores.

- ❖ Carga a través de paredes, techos y suelos. La transferencia de calor por las superficies del edificio aportara un calor que aumentara la temperatura del aire. Este tipo de carga será sensible, (la difusión de vapor aunque ciertamente existe es de valor despreciable).

- ❖ Carga a través de superficies acristaladas, ventanales y claraboyas. Es formalmente una transmisión de calor a través de superficies semitransparentes, y por tanto existe una transmisión de calor por radiación importante. Es todo carga sensible.

⁹Calculo de cargas térmicas. Disponible en web: http://www.fisicanet.com.ar/acondicionamiento/acondicionamiento/ap01_acondicionamiento_ambiental.php#uz-qm6n15ms

- ❖ Carga por ventilación. En nuestras instalaciones siempre tomamos aire externo, ya sea para mantener el aire con un grado determinado de pureza, o simplemente para facilitar el oxígeno necesario para la respiración. Este aire se encuentra a diferente temperatura y lleva distinto porcentaje de vapor de agua que el aire del local, por lo que aportará tanto carga sensible como latente.
- ❖ Carga por infiltración. Los edificios no son estancos, y por tanto por las ventanas, puertas, etc..., hay siempre una cierta cantidad de aire exterior no controlado que penetra en el edificio, aportando igualmente carga sensible y latente.

Carga térmica a través de paredes, techos y suelos

Se trata de una transmisión de calor a través de un muro multicapa, el cual en estado estacionario se evalúa por la ecuación 4¹⁰:

$$Q_{sen} = A k (T_{seq} - T_{sl}) \quad \text{Ecuación 4}$$

Siendo:

Q_{sen} = Potencia calorífica transmitida (kcal/h ó W)

A= Superficie del cerramiento (m²)

k= Coeficiente total de transmisión de calor a través de la pared (kcal/h m² °F ó W / m² - 0 C). Son valores tomados de tablas.

¹⁰Pinazo Ojer, José Manuel. Manual de climatización. Tomo II: cargas térmicas.

T_{seq} = Temperatura seca equivalente del recinto colindante (°C)

T_{sl} = Temperatura seca local (°C)

Coeficientes de Transferencia de Calor por conducción (K)

Es la relación entre la cantidad de flujo de calor que atraviesa, durante la unidad de tiempo, una pared de separación entre 2 fluidos a diferente temperatura y el producto de la superficie de la pared por el desnivel o salto térmico. Se expresa en kcal/h m² °C.

El valor del coeficiente de transmisión del calor, depende de la naturaleza de los fluidos y de la pared en contacto. Su conocimiento es fundamental para el cálculo de las dimensiones de las superficies irradiantes. Algunos valores de coeficientes se presentan en la tabla 1. (11):

Tabla 1. Valores de Coeficientes de Calor de Algunos Materiales.

MATERIALES		K (cal*cm/seg*cm²*°C)
Materiales y aleaciones	Acero	0.12
	Aluminio	0.49
	Cobre	0.92
	Latón	0.26
	Mercurio	0.02

¹¹ Materiales Compuestos Reforzados Con Cerámicos Amorfos Para Aplicaciones A Altas Temperaturas, disponible en web: http://www.scielo.org.co/scielo.php?pid=S0122-53832009000100011&script=sci_arttext

	Plata	0.97
	Plomo	0.083
Varios sólidos (valores Típicos)	Amianto	0.0001
	Corcho	0.0001
	Fieltro	0.0001
	Hielo	0.004
	Hormigón	0.002
	Ladrillo Aislante	0.00035
	Ladrillo Refractario	0.0025
	Ladrillo Rojo	0.0015
	Madera	0.0003-0.0001
	Vidrio	0.002
	Gases	Aire
Argón		0.000039
Helio		0.00034
Hidrogeno		0.00033
Oxigeno		0.000056

Fuente: Materiales Compuestos Reforzados Con Cerámicos Amorfos Para Aplicaciones A Altas Temperaturas, disponible en web: http://www.scielo.org.co/scielo.php?pid=S0122-53832009000100011&script=sci_arttext.

La tabla 2, muestra valores de resistencia térmica de materiales aislantes, si se considera su uso para bajar el valor pico de la carga térmica, que ocurre por flujo de calor combinado a través de las diversas resistencias térmicas de las paredes, techos y pisos del local. De manera parecida lo hace la tabla 3 para paredes. Esto se usa, cuando no se tiene información directa de paredes compuestas con su respectivo valor de U y se tiene que calcular la resistencia térmica total. En el caso de conocer la estructura de la pared y que la misma coincida con información de tablas como la de la tabla 4 que muestra tipos de paredes estándar, el valor de U

se obtiene directamente. Cada material que hace parte de una pared compuesta, posee su propio coeficiente de transmisión de calor. Además la capa de fluido a ambos lados también crea su propia resistencia térmica. Cada resistencia normalmente contribuye a crear una resistencia térmica total, que por estar configuradas las contribuciones individuales en serie, el valor total o global puede obtenerse con los modelos de transferencia de calor conocidos.

Tabla 2. Valores de resistencia térmica de materiales aislantes.¹²

Posición del Espacio de aire	Dirección del flujo de calor	Espesor del espacio de aire plg	Resistencia térmica		
			Foil de aluminio brillante	Papel de aluminio pintado	No reflectivo
No 1 Superficie de aire quieta					
a Horizontal	Arriba		1.32	1.10	0.61
b Pendiente de 45	Arriba		1.37	1.14	0.62
c Vertical	Horizontal		1.70	1.35	0.68
d Pendiente de 45	Abajo		2.22	1.67	0.76
e Horizontal	Abajo		4.55	2.70	0.92
No 2 Espacio de aire					
a Horizontal	Arriba, invierno	3/4 - 4	2.06	1.62	0.85
b Horizontal	Arriba, verano	3/4 - 4	2.75	1.87	0.80
c Pendiente de 45	Arriba, invierno	3/4 - 4	2.22	1.71	0.88
d Vertical	Horizontal, invierno	3/4 - 4	2.62	1.94	0.94
e Vertical	Horizontal, verano	3/4 - 4	3.44	2.16	0.91
f Pendiente de 45	Abajo, verano	3/4 - 4	4.36	2.50	0.90
g Horizontal	Abajo, invierno	3/4	3.55	2.39	1.02
h Horizontal	Abajo, verano	3/4	3.25	2.08	0.84
i Horizontal	Abajo, invierno	1 1/2	5.74	3.21	1.14
j Horizontal	Abajo, verano	1 1/2	5.24	2.76	0.93
k Horizontal	Abajo, invierno	4	8.94	4.02	1.23
l Horizontal	Abajo, verano	4	8.08	3.38	0.99
No 3 Superficie de aire móvil (cualquier dirección de la pared)					
a 15 mph, invierno					0.17
b 7 1/2 mph, verano					0.25

Fuente.

¹²Tomada de la norma ASHRAE de 1998.

Tabla 3. Valores de resistencia Térmica de materiales típicos de pared¹³

DESCRIPCIÓN	Densidad lb/pie ³	Resistencia Térmica	
		Por pulgada de espesor	Para el espesor listado
No 4 Lámina de construcción, paneles, recubrimientos, etc			
a Lámina de asbesto - cemento	120	0.25	
b Lámina de asbesto - cemento 1/8 plg	120		0.03
c Lámina de yeso o repello 3/8 plg	50		0.32
d Lámina de yeso o repello 1/2 plg	50		0.45
e Madera prensada	34	1.25	
f Madera prensada 1/4 plg	34		0.31
g Madera prensada 3/8 plg	34		0.47
h Madera prensada 1/2 plg	34		0.63
i Madera prensada 5/8 plg	34		0.78
j Madera prensada o paneles de madera 25/32 plg			0.94
k Lámina de fibra de madera, laminada u homogénea	26	2.38	
	31	2.00	
	33	1.82	
l Fibra de madera de tipo lámina dura	65	0.72	
m Fibra de madera de tipo lámina dura 1/4 plg	65		0.18
n Madera, recubrimiento de pino o abeto 1/4 plg			0.98
o Madera, pino o abeto 1 5/8 plg			2.03
No 5 Papel de construcción			
a Felpa permeable al vapor			0.06
b Sello de vapor, dos capas o con felpa 1.5 lb			0.12
c Sello de vapor, película de plástico			Negl
No 6 Materiales para piso			
a Alfombra y fibra			2.08
b Alfombra y caucho			1.23
c Tablón de corcho 1/8 plg			0.28
d Tablón o linóleo - valor promedio - 1/8 plg			0.05
e Granito pulido 1/8 plg			0.08
f Subpiso de madera 25/32 plg			0.98
g Madera, acabado de madera dura 3/4 plg			0.68
No 7 Materiales para aislamiento, manta y bloque			
a Fibra de algodón	0.8 - 2.0	3.85	
b Lana mineral, en forma de fibra procesado de roca, piedra o vidrio	(2 - 2 3/4) plg	1.5 - 4.0	7.00
	(3 - 3 1/2) plg		11.00
	(3 1/2 - 3 5/8) plg		13.00
	(5 1/4 - 6 1/2) plg		19.00
	(6 - 7) plg		22.00
c Fibra de madera	3.2 - 3.6	4.00	
No 8 Materiales para aislamiento, láminas			
a Fibra de vidrio	9.5 - 11.0	4.00	
b Lámina acústica de madera o fibra de caña 1/2 plg			1.19
c Lámina acústica de madera o fibra de caña 3/4 plg			1.78
d Madera o fibra de caña, acabado interior	15.0	2.86	
e Madera o fibra de caña, acabado interior 1/2 plg	15.0		1.43
f Losa para techo aproximadamente 1 5/8 plg			4.17
g Losa para techo aproximadamente 2 plg			5.56
h Losa para techo aproximadamente 3 plg			8.33
i Recubrimiento, impregnado o laminado	20.0	2.63	
j Recubrimiento, impregnado o laminado 1/2 plg	20.0		1.32
k Recubrimiento, impregnado o laminado 25/32 plg	20.0		2.06

¹³Ibít. ASHRAE 1998.

Tabla 3. Continuación.

DESCRIPCIÓN	Densidad lb/pe ³	Resistencia Térmica	
		Por pulgada de espesor	Para el espesor listado
No 9 Materiales para aislamiento, láminas y losas			
a Vidrio celular	9.0	2.50	
b Ureano expandido		5.88	
c Caucho expandido	4.5	4.55	
d Cabello con asfalto	8.5	3.00	
e Poliestireno expandido, moldeado	1.0	3.57	
f Poliestireno expandido, extruido	2.2	5.00	
g Viruta de madera, en láminas preformadas	22.0	1.82	
h Lámina mineral con resina	15.0	3.45	
i Lámina mineral con asfalto	15.0	3.22	
No 10 Materiales para aislamiento, llenado flojo			
a Papel macerado o productos de pulpa	2.5 - 3.5	3.57	
b Lana mineral, vidrio, piedra o roca	2.0 - 5.0	3.33	
c Aserrín o viruta	8.0 - 15.0	2.22	
d Aerogel de sílica	7.6	5.88	
e Vermiculita expandida	7.0 - 8.2	2.08	
f Fibra de madera, madera de cedro o abeto	2.0 - 3.5	3.33	
g Fibra de madera, madera de cedro o abeto	3.0	3.22	
h Fibra de madera, madera de cedro	4.0	3.57	
i Fibra de madera, madera de cedro	4.5	3.84	
No 11 Aislamiento de techo, preformado para uso sobre base			
a Aproximadamente 1 plg			2.78
b Aproximadamente 2 plg			5.56
No 12 Materiales de mampostería, concretos			
a Mortero	116	0.20	
b Concreto con fibra de yeso, 87.5 % yeso, 12.5 % madera	51	0.60	
c Inclusiones agregados ligeros	120	0.19	
	100	0.28	
Arcilla expandida, arcilla pizarrosa, escorias expandidas, cenizas, piedra pómez, perlita, vermiculita, también concreto celular	80	0.40	
	60	0.59	
	40	0.86	
	30	1.11	
	20	1.43	
d Arena y grava o agregado de piedra, secado en horno	140	0.11	
e Arena y grava o agregado de piedra, sin secar	140	0.08	
f Estuco	116	0.20	
No 13 Materiales de Recubrimiento			
a Repello de cemento con agregado de arena	115	0.20	
b Repello de cemento con agregado de arena 1/2 plg			0.10
c Repello de cemento con agregado de arena 3/4 plg			0.15
d Repello de yeso, con agregado liviano 1/2 plg	45		0.32
e Repello de yeso, con agregado liviano 5/8 plg	45		0.39
f Repello de yeso, con agregado liviano 3/4 plg			0.47
g Repello de yeso, con agregado de perlita	45	0.67	
h Repello de yeso, con agregado de arena	105	0.18	
i Repello de yeso, con agregado de arena 1/2 plg	105		0.09
j Repello de yeso, con agregado de arena 5/8 plg	105		0.11
k Repello de yeso, con agregado de arena sobre base de metal 3/4 plg			0.10
l Repello de yeso, con agregado de arena sobre base de madera			0.40
m Repello de yeso, con agregado de vermiculita	45	0.59	

DESCRIPCIÓN	Densidad lb/pe ³	Resistencia Térmica	
		Por pulgada de espesor	Para el espesor listado
No 14 Unidades de mampostería			
a Ladrillo común	120	0.20	
b Ladrillo, a la vista	130	0.11	
c Bloque hueco, una celda 3 plg			0.80
d Bloque hueco, una celda 4 plg			1.11
e Bloque hueco, dos celdas 6 plg			1.52
f Bloque hueco, dos celdas 8 plg			1.85
g Bloque hueco, dos celdas 10 plg			2.22
h Bloque hueco, tres celdas 12 plg			2.50
i Piedra, losa o arena		0.08	
j Teja de yeso para partición, 3 plg x 12 plg x 30 plg - sólido			1.26
k Teja de yeso para partición, 3 plg x 12 plg x 30 plg - célula			1.35
l Teja de yeso para partición, 4 plg x 12 plg x 30 plg - célula			1.67

Tabla 4. Guía para selección del tipo de paredes estándar¹⁴

Air-Conditioning Cooling Load

26.35

Table 30 Wall Construction Group Description

Group No.	Description of Construction	Weight (lb/ft ²)	U-Value (Btu/h·ft ² ·°F)	Code Numbers of Layers (see Table 26)
4-in. Face brick + (brick)				
C	Air space + 4-in. face brick	83	0.358	A0, A2, B1, A2, E0
D	4-in. common brick	90	0.415	A0, A2, C4, E1, E0
C	1-in. insulation or air space + 4-in. common brick	90	0.174-0.301	A0, A2, C4, B1/B2, E1, E0
B	2-in. insulation + 4-in. common brick	88	0.111	A0, A2, B3, C4, E1, E0
B	8-in. common brick	130	0.302	A0, A2, C9, E1, E0
A	Insulation or air space + 8-in. common brick	130	0.154-0.243	A0, A2, C9, B1/B2, E1, E0
4-in. Face brick + (heavyweight concrete)				
C	Air space + 2-in. concrete	94	0.350	A0, A2, B1, C5, E1, E0
B	2-in. insulation + 4-in. concrete	97	0.116	A0, A2, B3, C5, E1, E0
A	Air space or insulation + 8-in. or more concrete	143-190	0.110-0.112	A0, A2, B1, C10/11, E1, E0
4-in. Face brick + (light or heavyweight concrete block)				
E	4-in. block	62	0.319	A0, A2, C2, E1, E0
D	Air space or insulation + 4-in. block	62	0.153-0.246	A0, A2, C2, B1/B2, E1, E0
D	8-in. block	70	0.274	A0, A2, C7, A6, E0
C	Air space or 1-in. insulation + 6-in. or 8-in. block	73-89	0.221-0.275	A0, A2, B1, C7/C8, E1, E0
B	2-in. insulation + 8-in. block	89	0.096-0.107	A0, A2, B3, C7/C8, E1, E0
4-in. Face brick + (clay tile)				
D	4-in. tile	71	0.381	A0, A2, C1, E1, E0
D	Air space + 4-in. tile	71	0.281	A0, A2, C1, B1, E1, E0
C	Insulation + 4-in. tile	71	0.169	A0, A2, C1, B2, E1, E0
C	8-in. tile	96	0.275	A0, A2, C6, E1, E0
B	Air space or 1-in. insulation + 8-in. tile	96	0.142-0.221	A0, A2, C6, B1/B2, E1, E0
A	2-in. insulation + 8-in. tile	97	0.097	A0, A2, B3, C6, E1, E0
Heavyweight concrete wall + (finish)				
E	4-in. concrete	63	0.585	A0, A1, C5, E1, E0
D	4-in. concrete + 1-in. or 2-in. insulation	63	0.119-0.200	A0, A1, C5, B2/B3, E1, E0
C	2-in. insulation + 4-in. concrete	63	0.119	A0, A1, B6, C5, E1, E0
C	8-in. concrete	109	0.490	A0, A1, C10, E1, E0
B	8-in. concrete + 1-in. or 2-in. insulation	110	0.115-0.187	A0, A1, C10, B5/B6, E1, E0
A	2-in. insulation + 8-in. concrete	110	0.115	A0, A1, B3, C10, E1, E0
B	12-in. concrete	156	0.421	A0, A1, C11, E1, E0
A	12-in. concrete + insulation	156	0.113	A0, C11, B6, A6, E0
Light and heavyweight concrete block + (finish)				
F	4-in. block + air space/insulation	29	0.161-0.263	A0, A1, C2, B1/B2, E1, E0
E	2-in. insulation + 4-in. block	29-37	0.105-0.114	A0, A1, B3, C2/C3, E1, E0
E	8-in. block	47-51	0.294-0.402	A0, A1, C7/C8, E1, E0
D	8-in. block + air space/insulation	41-57	0.149-0.173	A0, A1, C7/C8, B1/B2, E1, E0
Clay tile + (finish)				
F	4-in. tile	39	0.419	A0, A1, C1, E1, E0
F	4-in. tile + air space	39	0.303	A0, A1, C1, B1, E1, E0
E	4-in. tile + 1-in. insulation	39	0.175	A0, A1, C1, B2, E1, E0
D	2-in. insulation + 4-in. tile	40	0.110	A0, A1, B3, C1, E1, E0
D	8-in. tile	63	0.296	A0, A1, C6, B1/B2, E1, E0
C	8-in. tile + air space/1-in. insulation	63	0.151-0.231	A0, A1, C6, B1/B2, E1, E0
B	2-in. insulation + 8-in. tile	63	0.099	A0, A1, B3, C6, E1, E0
Metal curtain wall				
G	With/without air space + 1- to 3-in. insulation	5-6	0.091-0.230	A0, A3, B5/B6/B12, A3, E0
Frame wall				
G	1-in. to 3-in. insulation	16	0.081-0.178	A0, A1, B1, B2/B3/B4, E1, E0

	U, Btu/h·ft ² ·°F	A, ft ²
Roof	0.091	3000
South wall	0.115	1000
West wall	0.161	300

The correction factors to be applied to the tabulated CLTDs are:

- (1) Correction factor for outside conditions:
 Average temperature = $90 - (20/2) = 80^\circ\text{F}$
 Correction ($t_o - 85$) = $(80 - 85) = -5^\circ\text{F}$ (Note (2), Table 29)
- (2) Correction factor for inside design dry-bulb temperature:
 Correction ($t_i - 78$) = $(78 - 78) = 0^\circ\text{F}$ (Note (2), Table 29)

(3) Latitude-Month correction factor (Table 32):

- Roof, LM = -1°F
- South wall, LM = 1°F
- West wall, LM = 0°F

(4) Color correction:

- Dark roof K = 1 (Note (2), Table 29)
- Medium walls K = 0.83 (Note (2), Table 31)

(5) Corrected CLTDs:

- Roof CLTD_{corr} = $[K(\text{CLTD} - \text{LM}) + t_{ic} + t_{oc}]f$
- South Wall CLTD_{corr} = $K(\text{CLTD} - \text{LM}) + t_{ic} + t_{oc}$
- West Wall CLTD_{corr} = $K(\text{CLTD} - \text{LM}) + t_{ic} + t_{oc}$

¹⁴ibit. ASHRAE 1998.

La tabla 5 muestra la diferencia equivalente de temperatura (CLDT) y la tabla 6, lo que corresponde a ventanas. La ecuación 5 muestra la manera de corregir valores de la misma.

Tabla 5. CLTD de las paredes¹⁵

Table 31 Cooling Load Temperature Differences for Calculating Cooling Load from Sunlit Walls

North Latitude Wall Facing	Solar Time, h																								Hr of Maxi- mum CLTD	Mini- mum CLTD	Maxi- mum CLTD	Differ- ence CLTD		
	0100	0200	0300	0400	0500	0600	0700	0800	0900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400						
Group A Walls																														
N	14	14	14	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	14	14	2	10	14	4		
NE	19	19	19	18	17	17	16	15	15	15	15	15	15	16	16	17	18	18	18	19	19	20	20	20	20	22	15	20	5	
E	24	24	23	23	22	21	20	19	19	18	18	18	18	18	19	20	21	22	23	24	24	25	25	25	25	25	25	25	7	
SE	24	23	23	22	21	20	20	19	18	18	18	18	18	19	20	21	22	23	23	24	24	24	24	24	24	22	18	24	6	
S	20	20	19	19	18	18	17	16	16	15	14	14	14	14	14	15	16	17	18	19	19	20	20	20	20	23	14	20	6	
SW	25	25	25	24	24	23	22	21	20	19	18	17	17	17	17	17	18	19	20	22	23	24	24	25	25	24	17	25	8	
W	27	27	26	26	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	18	18	18	18	18	19	20	22	23	25	26	26	1	18	27	9
NW	21	21	21	20	20	19	19	18	17	16	16	15	15	14	14	14	15	15	16	17	18	19	20	21	1	14	21	7	9	
Group B Walls																														
N	15	14	14	13	12	11	11	10	9	9	9	8	8	9	9	10	11	12	13	14	14	15	15	15	24	8	15	7	9	
NE	19	18	17	16	15	14	13	12	12	13	14	15	16	17	18	19	19	20	20	21	21	21	21	20	20	21	12	21	9	7
E	23	22	21	20	18	17	16	15	15	15	17	19	21	22	24	25	26	26	27	27	27	26	26	25	24	20	15	27	12	12
SE	23	22	21	20	18	17	16	15	14	14	15	16	18	20	21	23	24	25	26	26	26	26	26	25	24	21	14	26	12	12
S	21	20	19	18	17	15	14	13	12	11	11	11	11	12	14	15	17	19	20	21	22	22	22	22	21	23	11	22	11	11
SW	27	26	25	24	22	21	19	18	16	15	14	14	13	13	14	15	17	20	22	25	27	28	28	28	24	13	28	15	15	
W	29	28	27	26	24	23	21	19	18	17	16	15	14	14	14	15	17	19	22	25	27	29	29	29	24	14	30	16	16	
NW	23	22	21	20	19	18	17	15	14	13	12	12	11	12	12	13	15	17	19	21	22	23	23	24	11	23	10	16	9	
Group C Walls																														
N	15	14	13	12	11	10	9	8	8	7	7	8	8	9	10	12	13	14	15	16	17	17	17	16	22	7	17	10	10	
NE	19	17	16	14	13	11	10	10	11	13	15	17	19	20	21	22	22	23	23	23	23	22	21	20	20	10	23	13	13	
E	22	21	19	17	15	14	12	12	14	16	19	22	25	27	29	30	30	30	30	29	28	27	26	24	18	12	30	18	18	
SE	22	21	19	17	15	14	12	12	12	13	16	19	22	24	26	28	29	29	29	29	29	28	27	26	24	19	12	29	17	
S	21	20	19	18	17	15	14	13	12	10	9	9	10	11	14	17	20	22	24	25	26	25	25	24	22	20	9	26	17	
SW	29	27	25	22	20	18	16	15	13	12	11	11	11	13	15	18	22	26	29	32	33	33	32	31	22	11	33	22	22	
W	31	29	27	25	22	20	18	16	14	13	12	12	13	14	16	20	24	29	32	35	35	35	33	32	22	12	35	23	23	
NW	25	23	21	20	18	16	14	13	11	10	10	10	10	11	12	13	15	18	22	25	27	27	27	26	22	10	27	17	17	
Group D Walls																														
N	15	13	12	10	9	7	6	6	6	6	6	7	7	8	8	10	12	13	15	17	18	19	19	18	16	21	6	19	13	
NE	17	15	13	11	10	8	7	8	10	14	17	20	22	23	24	24	24	25	25	24	23	22	20	18	19	7	25	18	18	
E	19	17	15	13	11	9	8	9	12	17	22	27	30	32	33	33	32	32	31	30	28	26	24	22	16	8	33	25	25	
SE	20	17	15	13	11	10	8	8	10	13	17	22	26	29	31	32	32	32	31	30	28	26	24	22	17	8	32	24	24	
S	19	17	15	13	11	9	8	7	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	29	29	27	26	24	22	19	6	29	23	23	
SW	28	25	22	19	16	14	12	10	9	8	8	8	10	12	16	21	27	32	36	38	37	34	31	21	8	38	30	30		
W	31	27	24	21	18	15	13	11	10	9	9	10	11	14	18	24	30	36	40	41	40	38	34	21	9	41	32	32		
NW	25	22	19	17	14	12	10	9	8	7	7	8	9	10	12	14	18	22	27	31	32	32	30	27	22	7	32	25	25	
Group E Walls																														
N	12	10	8	7	5	4	3	4	5	6	7	9	11	13	15	17	19	20	21	23	23	20	18	16	14	20	3	22	19	
NE	13	11	9	7	6	4	5	9	15	20	24	25	25	26	26	26	26	26	25	24	22	19	17	15	16	4	26	22	22	
E	14	12	10	8	6	5	6	11	18	26	33	36	38	37	36	34	33	32	30	28	25	22	20	17	13	5	38	33	33	
SE	15	12	10	8	7	5	5	8	12	19	25	31	35	37	37	36	34	33	31	28	26	23	20	17	15	5	37	32	32	
S	15	12	10	8	7	5	4	3	4	5	9	13	19	24	29	32	34	33	31	29	26	23	20	17	17	3	34	31	31	
SW	22	18	15	12	10	8	6	5	5	6	7	9	12	18	24	32	38	43	45	44	40	35	30	26	19	5	45	40	40	
W	25	21	17	14	11	9	7	6	6	6	7	9	11	14	20	27	36	43	49	49	45	40	34	29	20	6	49	43	43	
NW	20	17	14	11	9	7	6	5	5	5	6	8	10	13	16	20	26	32	37	38	36	32	28	24	20	5	38	33	33	
Group F Walls																														
N	8	6	5	3	2	1	2	4	6	7	9	11	14	17	19	21	22	23	24	23	20	16	13	11	19	1	23	23	23	
NE	9	7	5	3	2	1	5	14	23	28	30	29	28	27	27	27	26	24	22	19	16	13	11	11	1	30	29	29	29	
E	10	7	6	4	3	2	6	17	28	38	44	45	43	39	36	34	32	30	27	24	21	17	15	12	12	2	45	43	43	
SE	10	7	6	4	3	2	4	10	19	28	36	41	43	42	39	36	34	31	28	25	21	18	15	12	13	2	43	41	41	
S	10	8	6	4	3	2	1	1	3	7	13	20	27	34	38	39	38	35	31	26	22	18	15	12	16	1	39	38	38	
SW	15	11	9	6	5	3	2	2	4	5	8	11	17	26	35	44	50	53	52	45	37	28	23	18	18	2	53	48	48	
W	17	13	10	7	5	4	3	3	4	6	8	11	14	20	28	39	49	57	60	54	43	34	27	21	19	3	60	57	57	
NW	14	10	8	6	4	3	2	2	3	5	8	10	13	15	21	27	35	42	46	43	35	28	22	18	19	2	46	44	44	
Group G Walls																														
N	3	2	1	0	-1	2	7	8	9	12	15	18	21	23	24	24	25	26	22	15	11	9	7	5	18	-1	26	27	27	
NE	3	2	1	0	-1	9	27	36	39	35	30	26	26	27	27	26	25	22	18	14	11	9	7	5	9	-1	39	40	40	
E	4	2	1	0	-1	11	31	47	54	55	50	40	33	31	30	29	27	24	19	15	12	10	8	6	10	-1	55	56	56	
SE	4	2	1	0	-1	5	18	32	42	49	51	48	42	36	32	30	27	24	19	15	12	10	8	6	11	-1	51	52	52	
S	4	2	1	0	-1	0	1	5	12	22	31	39	45	46	43	37	31	25	20	15	12	10	8	5	14	-1	46	47	47	
SW	5	4	3	1	0	0	2	5	8	12	16	26	38	50	59	63	61	52	37	24	17	13	10	8	16	0	63	63	63	
W	6	5	3	2	1	1	2	5	8	11	15	19	27	41	56	67	72	67	48	29	20	15	11	8	17	1				

Tabla 6. CLTD de las ventanas¹⁶

Solar time, h	CLTD °F	Solar time, h	CLTD °F
0100	1	1300	12
0200	0	1400	13
0300	-1	1500	14
0400	-2	1600	14
0500	-2	1700	13
0600	-2	1800	12
0700	-2	1900	10
0800	0	2000	8
0900	2	2100	6
1000	4	2200	4
1100	7	2300	3
1200	9	2400	2

¹⁶Ibít. ASHRAE 1998.

Tabla 7. Datos del Factor LM¹⁷

Lat.	Month	N	NNW	NW	ENE	E	ESE	SE	SSE	S	HOR
0	Dec	-3	-5	-5	-5	-2	0	3	6	9	-1
	Jan/Nov	-3	-5	-4	-4	-1	0	2	4	7	-1
	Feb/Oct	-3	-2	-2	-2	-1	-1	0	-1	0	0
	Mar/Sept	-3	0	1	-1	-1	-3	-3	-5	-8	0
	Apr/Aug	5	4	3	0	-2	-5	-6	-8	-8	-2
	May/Jul	10	7	5	0	-3	-7	-8	-9	-8	-4
	Jun	12	9	5	0	-3	-7	-9	-10	-8	-5
8	Dec	-4	-6	-6	-6	-3	0	4	8	12	-5
	Jan/Nov	-3	-5	-6	-5	-2	0	3	6	10	-4
	Feb/Oct	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-1
	Mar/Sept	-3	-2	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-4	0
	Apr/Aug	2	2	2	0	-1	-4	-5	-7	-7	-1
	May/Jul	7	5	4	0	-2	-5	-7	-9	-7	-2
	Jun	9	6	4	0	-2	-6	-8	-9	-7	-2
16	Dec	-4	-6	-8	-8	-4	-1	4	9	13	-9
	Jan/Nov	-4	-6	-7	-7	-4	-1	4	8	12	-7
	Feb/Oct	-3	-5	-5	-4	-2	0	2	5	7	-4
	Mar/Sept	-3	-3	-2	-2	-1	-1	0	0	0	-1
	Apr/Aug	-1	0	-1	-1	-1	-3	-3	-5	-6	0
	May/Jul	4	3	3	0	-1	-4	-5	-7	-7	0
	Jun	6	4	4	1	-1	-4	-6	-8	0	-7
24	Dec	-5	-7	-9	-10	-7	-3	3	9	13	-13
	Jan/Nov	-4	-6	-8	-9	-6	-3	9	3	13	-11
	Feb/Oct	-4	-5	-6	-6	-3	-1	3	7	10	-7
	Mar/Sept	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-3
	Apr/Aug	-2	-1	0	-1	-1	-2	-1	-2	-3	0
	May/Jul	1	2	2	0	0	-3	-3	-5	-6	1
	Jun	3	3	3	1	0	-3	-4	-6	-6	1
32	Dec	-5	-7	-10	-11	-8	-5	2	9	12	-17
	Jan/Nov	-5	-7	-9	-11	-8	-15	-4	2	9	12
	Feb/Oct	-4	-6	-7	-8	-4	-2	4	8	11	-10
	Mar/Sept	-3	-4	-4	-4	-2	-1	3	5	7	-5
	Apr/Aug	-2	-2	-1	-2	0	-1	0	1	1	-1
	May/Jul	1	1	1	0	0	-1	-1	-3	-3	1
	Jun	1	2	2	1	0	-2	-2	-4	-4	2
40	Dec	-6	-8	-10	-13	-10	-7	0	7	10	-21
	Jan/Nov	-5	-7	-10	-12	-9	-6	1	8	11	-19
	Feb/Oct	-5	-7	-8	-9	-6	-3	3	8	12	-14
	Mar/Sept	-4	-5	-5	-6	-3	-1	4	7	10	-8
	Apr/Aug	-2	-3	-2	-2	0	0	2	3	4	-3
	May/Jul	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1
	Jun	1	1	1	0	1	0	0	-1	-1	2
48	Dec	-6	-8	-11	-14	-13	-10	-3	2	6	-25
	Jan/Nov	-6	-8	-11	-13	-11	-8	-1	5	8	-24
	Feb/Oct	-5	-7	-10	-11	-8	-5	1	8	11	-18
	Mar/Sept	-4	-6	-6	-7	-4	-1	4	8	11	-11
	Apr/Aug	-3	-3	-3	-3	-1	0	4	6	7	-5
	May/Jul	0	-1	0	0	1	1	3	3	4	0
	Jun	1	1	2	1	2	1	2	2	3	2

¹⁷Ibít. ASHRAE 1998.

Tabla 8. Factor SHGF¹⁸

8° N Lat										
	N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	HOR
Jan.	32	32	71	163	224	250	242	203	162	275
Feb.	34	34	114	193	239	248	219	165	110	294
Mar.	37	67	156	215	241	230	184	110	55	300
Apr.	44	117	184	221	225	195	134	53	39	289
May	74	146	198	220	209	167	97	39	38	277
June	90	155	200	217	200	141	82	39	39	269
July	77	145	195	215	204	162	93	40	39	272
Aug.	47	117	179	214	216	186	128	51	41	282
Sep.	38	66	149	205	230	219	176	107	56	290
Oct.	35	35	112	187	231	239	211	160	108	288
Nov.	33	33	71	161	220	245	233	200	160	273
Dec.	31	31	55	149	215	246	247	215	179	265

12° N Lat										
	N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	HOR
Jan.	31	31	71	155	217	246	247	212	182	262
Feb.	34	34	114	186	235	248	226	177	133	286
Mar.	36	58	144	210	240	233	190	124	73	297
Apr.	40	108	177	219	227	200	142	64	40	290
May	60	139	199	220	212	173	105	40	40	280
June	75	149	198	217	204	161	90	40	40	274
July	63	139	191	215	207	168	102	41	41	275
Aug.	42	109	174	212	218	191	135	62	142	282
Sep.	37	57	142	201	229	222	182	121	73	287
Oct.	34	34	103	180	227	238	219	172	130	280
Nov.	32	32	63	153	214	241	243	209	179	260
Dec.	30	30	47	141	207	242	251	223	197	250

¹⁸Ibít. ASHRAE 1998.

Tabla 9. Valores de CLF para las Ventanas¹⁹

Fenestration Facing	Room Construction	Solar Time, h																							
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N (Shaded)	L	0.17	0.14	0.11	0.09	0.08	0.33	0.42	0.48	0.56	0.63	0.71	0.76	0.80	0.82	0.82	0.79	0.75	0.84	0.61	0.48	0.38	0.31	0.25	0.20
	M	0.23	0.20	0.18	0.16	0.14	0.34	0.41	0.46	0.53	0.59	0.65	0.70	0.73	0.75	0.76	0.74	0.75	0.79	0.61	0.50	0.42	0.36	0.31	0.27
	H	0.25	0.23	0.21	0.20	0.19	0.38	0.45	0.49	0.55	0.60	0.65	0.69	0.72	0.72	0.72	0.70	0.70	0.75	0.57	0.46	0.39	0.34	0.31	0.28
NNE	L	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.26	0.43	0.47	0.44	0.41	0.40	0.39	0.39	0.38	0.36	0.33	0.30	0.26	0.20	0.16	0.13	0.10	0.08	0.07
	M	0.09	0.08	0.07	0.06	0.06	0.24	0.38	0.42	0.39	0.37	0.37	0.36	0.36	0.36	0.34	0.33	0.30	0.27	0.22	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10
	H	0.11	0.10	0.09	0.09	0.08	0.26	0.39	0.42	0.39	0.36	0.35	0.34	0.34	0.33	0.32	0.31	0.28	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12
NE	L	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.23	0.41	0.51	0.51	0.45	0.39	0.36	0.33	0.31	0.28	0.26	0.23	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05
	M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.21	0.36	0.44	0.45	0.40	0.36	0.33	0.31	0.30	0.28	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.09	0.08
	H	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.23	0.37	0.44	0.44	0.39	0.34	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.17	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10
ENE	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.21	0.40	0.52	0.57	0.53	0.45	0.39	0.34	0.31	0.28	0.25	0.22	0.18	0.14	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05
	M	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.20	0.35	0.45	0.49	0.47	0.41	0.36	0.33	0.30	0.28	0.26	0.23	0.20	0.17	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08
	H	0.09	0.09	0.08	0.07	0.07	0.22	0.36	0.46	0.49	0.45	0.38	0.33	0.30	0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.16	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10
E	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.19	0.37	0.51	0.57	0.57	0.50	0.42	0.37	0.32	0.29	0.25	0.22	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05
	M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.18	0.33	0.44	0.50	0.51	0.46	0.39	0.35	0.31	0.29	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08
	H	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.20	0.34	0.45	0.49	0.49	0.43	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.22	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10
ESE	L	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.17	0.34	0.49	0.58	0.61	0.57	0.48	0.41	0.36	0.32	0.28	0.24	0.20	0.16	0.13	0.10	0.09	0.07	0.06
	M	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.16	0.31	0.43	0.51	0.54	0.51	0.44	0.39	0.35	0.32	0.29	0.26	0.22	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09
	H	-0.10	0.09	0.09	0.08	0.08	0.19	0.32	0.43	0.50	0.52	0.49	0.41	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.21	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.11
SE	L	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.13	0.28	0.43	0.55	0.62	0.63	0.57	0.48	0.42	0.37	0.33	0.28	0.24	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07
	M	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.14	0.26	0.38	0.48	0.54	0.56	0.51	0.45	0.40	0.36	0.33	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10
	H	0.11	0.10	0.10	0.09	0.08	0.17	0.28	0.40	0.49	0.53	0.53	0.48	0.41	0.36	0.33	0.30	0.27	0.24	0.20	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12
SSE	L	0.07	0.05	0.04	0.04	0.03	0.06	0.15	0.29	0.43	0.55	0.63	0.64	0.60	0.52	0.45	0.40	0.35	0.29	0.23	0.18	0.15	0.12	0.10	0.08
	M	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06	0.08	0.16	0.26	0.38	0.48	0.55	0.57	0.54	0.48	0.43	0.39	0.35	0.30	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12
	H	0.12	0.11	0.11	0.10	0.09	0.12	0.19	0.29	0.40	0.49	0.54	0.55	0.51	0.44	0.39	0.35	0.31	0.27	0.23	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13
S	L	0.08	0.07	0.05	0.04	0.04	0.06	0.09	0.14	0.22	0.34	0.48	0.59	0.65	0.65	0.59	0.50	0.43	0.36	0.28	0.22	0.18	0.15	0.12	0.10
	M	0.12	0.11	0.09	0.08	0.07	0.08	0.11	0.14	0.21	0.31	0.42	0.52	0.57	0.58	0.53	0.47	0.41	0.36	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14
	H	0.13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.11	0.14	0.17	0.24	0.33	0.43	0.51	0.56	0.55	0.50	0.43	0.37	0.32	0.26	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15
SSW	L	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.06	0.09	0.11	0.15	0.19	0.27	0.39	0.52	0.62	0.67	0.65	0.58	0.46	0.36	0.28	0.23	0.19	0.15	0.12
	M	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.09	0.11	0.13	0.15	0.18	0.25	0.35	0.46	0.55	0.59	0.59	0.53	0.44	0.35	0.30	0.25	0.22	0.19	0.16
	H	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.12	0.14	0.16	0.18	0.21	0.27	0.37	0.46	0.53	0.57	0.55	0.49	0.40	0.32	0.26	0.23	0.20	0.18	0.16
SW	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.24	0.36	0.49	0.60	0.66	0.66	0.58	0.43	0.33	0.27	0.22	0.18	0.14
	M	0.15	0.14	0.12	0.10	0.09	0.09	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.23	0.33	0.44	0.53	0.58	0.59	0.53	0.41	0.33	0.28	0.24	0.21	0.18
	H	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.12	0.13	0.14	0.16	0.17	0.19	0.25	0.34	0.44	0.52	0.56	0.56	0.49	0.37	0.30	0.25	0.21	0.19	0.17
WSW	L	0.12	0.10	0.08	0.07	0.05	0.06	0.07	0.09	0.10	0.12	0.13	0.17	0.26	0.40	0.52	0.62	0.66	0.61	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.15
	M	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.17	0.24	0.35	0.46	0.54	0.58	0.55	0.42	0.34	0.28	0.24	0.21	0.18
	H	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.19	0.26	0.36	0.46	0.53	0.56	0.51	0.38	0.30	0.25	0.21	0.19	0.17
W	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.12	0.14	0.20	0.32	0.45	0.57	0.64	0.61	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14
	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.19	0.29	0.40	0.50	0.56	0.55	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17
	H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.14	0.15	0.16	0.21	0.30	0.40	0.49	0.54	0.52	0.38	0.30	0.24	0.21	0.18	0.16
WNW	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.07	0.09	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.26	0.40	0.53	0.63	0.62	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14
	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.17	0.24	0.35	0.47	0.55	0.55	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17
	H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.25	0.36	0.46	0.53	0.52	0.38	0.30	0.24	0.20	0.18	0.16
NW	L	0.11	0.09	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.23	0.33	0.47	0.59	0.60	0.42	0.33	0.26	0.21	0.17	0.14
	M	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.09	0.10	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	0.18	0.21	0.30	0.42	0.51	0.54	0.39	0.32	0.26	0.22	0.19	0.16
	H	0.14	0.12	0.11	0.10	0.10	0.10	0.12	0.13	0.15	0.16	0.18	0.18	0.19	0.22	0.30	0.41	0.50	0.51	0.36	0.29	0.23	0.20	0.17	0.15
NNW	L	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05	0.07	0.11	0.14	0.18	0.22	0.25	0.27	0.29	0.30	0.33	0.44	0.57	0.62	0.44	0.33	0.26	0.21	0.17	0.14
	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.10	0.12	0.15	0.18	0.21	0.23	0.26	0.27	0.28	0.31	0.39	0.51	0.56	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17
	H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.12	0.15	0.17	0.20	0.23	0.25	0.26	0.28	0.28	0.31	0.38	0.49	0.53	0.38	0.30	0.25	0.21	0.18	0.16
HOR	L	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.07	0.14	0.24	0.36	0.48	0.58	0.66	0.72	0.74	0.73	0.67	0.59	0.47	0.37	0.29	0.24	0.19	0.16	0.13
	M	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.11	0.16	0.24	0.33	0.43	0.52	0.59	0.64	0.67	0.66	0.62	0.56	0.47	0.38	0.32	0.28	0.24	0.21	0.18
	H	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.15	0.20	0.28	0.36	0.45	0.52	0.59	0.62	0.64	0.62	0.58	0.51	0.42	0.35	0.29	0.26	0.23	0.21	0.19

Formula del CLTD corregido del techo.

La ecuación 6 muestra como corregir el valor de diferencia de temperatura a usar según el método ASHRAE seleccionado.

$$CLTD_{Corr} = [(CLTD + LM)K + (78 - t_R) + (t_o - 85)]f \quad \text{Ecuación 6.}$$

La Ecuación 7 muestra el modelo a usar para calcular el flujo de calor por el techo.

$$q_{Conducicon} = UA(CLTD) \quad \text{Ecuación 7.}$$

Formula de carga térmica por ventanas.

La ecuación 8 muestra la forma de calcular el flujo de calor por las ventanas de la edificación.

$$q = A(SC)(SHGF)(CLF) \quad \text{Ecuación 8.}$$

Formula de calor sensible y latente por efecto de infiltraciones.

La Ecuación 9 muestra el modo de calcular el flujo de calor sensible y la ecuación 10 el flujo de calor latente por efectos de aire infiltrado.

$$q_{Sensible} = N(SensibleHG)(CLF) \quad \text{Ecuación 9}$$

$$q_{Latent} = N(LatenteHG) \quad \text{Ecuación 10}$$

5.2.4.2. Cargas interiores:

- ❖ Carga por ocupantes. Las personas dependiendo del grado de actividad y temperatura ambiente, disipamos una cierta cantidad de calor, tanto bajo forma sensible como latente.

- ❖ Carga por iluminación. La iluminación de los locales consume una energía que finalmente se traducirá en energía térmica. Únicamente sensible.

- ❖ Carga debida a máquinas y motores. Depende de su naturaleza, pero en principio pueden aportar tanto carga sensible como latente.

- ❖ Carga debida a procesos industriales. Existen muy diferentes tipos de procesos industriales, consideraremos especialmente la existencia de aparatos de gas y evaporación desde masas de agua, los cuales producirán tanto carga sensible como latente.

- ❖ Carga debida a la propia instalación. Hay que contar que la mayoría de instalaciones llevarán ventiladores, que producirán un movimiento del aire, el cual por rozamiento transformará dicha energía en calor. Carga sensible

- ❖ Carga debida a paso de conductos. En instalaciones industriales tendremos la presencia de conductos o tuberías a distinta temperatura de la del local, debiendo contabilizar el calor desprendido o absorbido por las mismas. Carga sensible.

5.2.5. Metodologías de cálculo de carga térmica.

La ASHRAE reconoce la vigencia de **CUATRO** métodos de cálculo de cargas térmicas para seleccionar la capacidad de los equipos de aire acondicionado. Los cuales se nombran a continuación:

5.2.5.1. Función de Transferencia (Tmf).

Una versión simplificada de este método con aplicaciones para diferentes tipos de construcción fue publicada en el manual de fundamentos ASHRAE de 1977.

- Este método tiene como fundamento el estimar las cargas de enfriamiento hora por hora, predecir las condiciones del espacio para varios sistemas, establecer programas de control y programas de operación.
- El método de función de transferencia (tfm) es aplicado para el cálculo de flujo unidimensional de transferencia de calor en paredes y techos soleados. Los resultados debido a las variaciones de construcción se consideran insignificantes, si se toman en cuenta la carga de los componentes normalmente dominantes. La ASHRAE (1988) generó factores de decremento efectivos de calor y períodos de retraso de tiempo para 41 diferentes tipos de pared y 42 tipos de techo, que son presentados para utilizarse como coeficientes de función de transferencia.

5.2.5.2. Cálculo de Cargas por Temperatura Diferencial y Factores de Carga de Enfriamiento (Cltd/Clf).

Es el método que debe ser aplicado al considerarse como la primera alternativa de procedimiento de cálculo manual.

- El método de Temperatura Diferencial para Carga de Enfriamiento es simplificado, por utilizar un factor "U" para calcular la carga de enfriamiento para techos y paredes, presentando resultados equivalentes. Así, la ecuación básica para carga de enfriamiento en superficies exteriores es: $q = U * A (cltd)$.

- El método de cálculo de carga por temperatura diferencial se basa en la suposición de que el flujo de calor a través de un techo o pared puede ser obtenido por multiplicar la temperatura diferencial (exterior - interior) por los valores tabulados "U" de techos y paredes, respectivamente.

5.2.5.3. Valores de Temperatura Diferencial Total Equivalente y Tiempo Promedio (Tetd/Ta).

La primera presentación de este método se hizo en el manual de fundamentos ASHRAE de 1967, este procedimiento es recomendado para usuarios experimentados.

- Para calcular la carga de enfriamiento de un espacio usando la convención del tetd/ta, aplican los mismos procedimientos generales empleados para el tfm.

5.2.5.4. El Cuarto Método Publicado es un Capítulo Especial de Cltd/Clf, Utilizado para Cálculo de Cargas en Residencias.

El aplicar el procedimiento TETD/TA en forma manual, especialmente el cálculo de promedio de tiempo, resulta tedioso en la práctica. Este hecho más el interés creciente en el TFM condujo a la ASHRAE a desarrollar el proyecto de investigación RP-158, con el objetivo original de comparar las diferencias y similitudes entre estos métodos (TEDT y TFM), para establecer un procedimiento común para ambos. Se obtuvieron técnicas automatizadas, que al utilizar el TETD/TA provee resultados aproximados a la precisión del TFM con menor esfuerzo en cuanto a cómputos se refiere.

La técnica del CLTD evoluciona como una operación manual que involucra menos cálculos matemáticos y reemplaza el procedimiento de TETD/TA, para cálculos manuales; pero requiere el uso de tablas de factores pre calculado. Proyectos de investigación subsiguientes (ASHRAE 1984, 1988) aclaran el alcance de aplicación efectiva de los factores utilizados para el método de CLTD.

5.2.5.5. Método Seleccionado.

En este trabajo se desarrollará un procedimiento para el cálculo de las ganancias de calor en locales comerciales que pueden utilizar equipos y sistemas de aire acondicionados unitarios. El procedimiento no es utilizable para el caso de grandes edificios en los que se recomiendan sistemas centrales. La información se basa en el manual publicado por la ACCA, que es un procedimiento reconocido como válido por la ASHRAE, siendo equivalente al método de "Cálculo de Cargas por Temperatura Diferencial y Factores de Carga de Enfriamiento" (cltd/clf).

El objetivo de este trabajo es establecer los siguientes puntos:

1. El significado de los términos utilizados en el cálculo de cargas térmicas para Aire Acondicionado.
2. Las condiciones de diseño interiores y exteriores.
3. Los requisitos de una ventilación adecuada.
4. Los procedimientos y factores a utilizar en el cálculo de las cargas de enfriamiento.

5.2.6. Consideraciones Iniciales de Diseño.

Para calcular la carga de enfriamiento de un espacio, se requiere información de diseño detallada de la edificación e información climática a las condiciones de diseño seleccionados. Generalmente, los siguientes pasos deben ser seguidos:

5.2.6.1. Características De La Edificación.

Obtenga Las Características De La Edificación.

Materiales de construcción, tamaño de los componentes, colores externos de fuentes y formas son normalmente determinados a partir de los planos de la edificación y especificaciones.

Configuración.

Determine la ubicación, orientación y sombra externa de la edificación a partir de los planos y especificaciones. La sombra de edificaciones adyacentes pueden ser determinadas por un plano del sitio o visitando el sitio propuesto. Su permanencia probable debe ser cuidadosamente evaluada de ser incluida en los cálculos.

5.2.6.2. Condiciones Exteriores de Diseño.

Obtenga información climática apropiada y seleccione las condiciones de diseño exterior. La condición climática puede ser obtenida de la estación meteorológica local o del centro climático nacional.

5.2.6.3. Condiciones de Diseño Interior.

Seleccione las condiciones de diseño interior tales como temperatura de bulbo seco interior, temperatura interior de bulbo húmedo y tasa de ventilación. Incluya variaciones permisibles y límites de control.

5.2.6.4. Rutina de Operación.

Obtenga una rutina de iluminación, ocupantes, equipo interno, aplicaciones y procesos que contribuyan a incrementar la carga térmica interna. Determine la probabilidad de que el equipo de refrigeración sea operado continuamente o apagado durante períodos de no ocupación (ej. Noches y/o fines de semana).

5.2.6.5. Fecha y Tiempo.

Seleccione el tiempo del día y el mes para realizar los cálculos de la carga de enfriamiento. Frecuentemente varias horas del día y varios meses son requeridos.

5.2.6.6. Consideraciones Adicionales.

El diseño apropiado y el tamaño de los sistemas de aire acondicionado central requieren más que el cálculo de la carga de enfriamiento en el espacio a ser acondicionado.

El tipo de sistema de acondicionamiento de aire, energía de ventilación, ubicación de ventiladores, pérdida y ganancia de calor de los ductos, filtración de los ductos, sistemas de iluminación, modo de extracción de calor y tipo de sistema de retorno de aire, todos afectan la carga del sistema y el tamaño de los componentes.

5.2.7. Desarrollo del Método.

5.2.7.1. Carga de Diseño.

Carga impuesta en el equipo mientras este mantiene las condiciones interiores de diseño y cuando las condiciones exteriores de temperatura y humedad están dentro de lo especificado.

Condiciones Interiores de Diseño.

Son la temperatura interior de bulbo seco y la humedad relativa interior, especificadas para el cálculo de una carga de diseño.

Condiciones Exteriores de Diseño.

Son la temperatura exterior de bulbo seco y la humedad relativa exterior del ambiente donde se requiere calcular la carga de diseño.

Los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC), deben contrarrestar las fuerzas del tiempo cuando la temperatura al aire libre (temperatura del ambiente exterior) o humedad se mueve en un rango aceptable

en favor de la seguridad y comodidad (confort). Por consiguiente, un entendimiento claro del comportamiento del tiempo es útil para diseñadores y operadores de estos sistemas. Limitaciones en esa comprensión son a menudo la raíz de problemas, que envuelve calidad del aire interior pobre y deterioro prematuro de la edificación y del equipo.

Ingenieros, técnicos de servicio y operadores de la construcción constantemente analizan y localizan fallas en problemas normales de sistemas HVAC (siglas en ingles). A menudo, conocer las condiciones del tiempo presente y reciente puede ayudar a explicar la causa de un problema, y lleva a una rápida solución. Recientemente, el World Wide Web (mundo virtual en internet) ha llegado a ser una fuente para observaciones actuales.

Uno de los desafíos más grandes para un diseñador, consiste en la total comprensión del clima en una localidad desconocida, el conocimiento acerca del comportamiento del clima local está menos disponible para el diseñador en localidades remotas, a veces con consecuencias costosas. Un procedimiento estándar para seleccionar equipo de refrigeración para un restaurante en Chicago por ejemplo, no aplicaría para el mismo restaurante establecido en Puerto Rico, con carga latente diez veces más grande.

Como información general, este dato puede tomarse de observatorios climatológicos locales que contengan esta información como base de datos a lo largo de los años, sin embargo, una de las publicaciones internacionales con mayor información al respecto es el manual de fundamentos de la ASHRAE que en la edición de 1.997 en capítulo 26, incluye parte esencial de los resultados del proyecto de investigación 890-RP de la ASHRAE, que definió nuevas condiciones pico de diseño para equipos viscoso. La revisión y extensión de la información representa un progreso significativo sobre la información antigua contenida en el manual de 1.993, algunas de las cuales se obtuvo por medio de

interpolación de gráficas de un lapso de tiempo tan pequeño como cinco años de datos.

El manual de 1.997 refleja la intención de la sociedad de hacer una organización más internacional. La cobertura fuera de los Estados Unidos y Canadá han extendido desde 243 localidades a 801, desdichadamente, algunas localidades previamente listadas quedaron fuera en el manual nuevo, motivado a que datos recientes disponibles a la ASHRAE para esas localidades no coincidieron con las normas nuevas uniformes para integridad, a lo largo de sus períodos de registro.

En los datos contenidos en el manual 1993 y en ediciones más antiguas se estimó en momentos diferentes usando metodología diferente. Por ejemplo se basó la información en el extremo para la estación del verano la cual consta de junio, julio y agosto. Para asegurar uniformidad para cálculos mundiales, en el de 1.997 los datos se basan en extremos anuales en lugar de estacional o picos de un solo mes.

5.2.7.2. Extremos de Humedad Correctos.

Algo sorprendente (quizá a causa del énfasis en controlar temperatura en lugar de humedad), los manuales de la ASHRAE anteriores a 1.997 no incluyeron descripción de datos extremos de humedad. El de 1.993 y los manuales anteriores mostraron sólo el promedio de la humedad durante períodos de temperatura extrema. Esos valores no representan la humedad extrema, que ocurre a temperaturas moderadas durante temporales o durante la mañana cuando el rocío se evapora.

La mala impresión o información sobre la humedad produjo que en la temperatura superior a menudo era bastante significativo el margen de error. Se puede ver un

ejemplo en la inscripción por Huntsville, Ala. La temperatura pico de bulbo seco es 94°F (34.4°C) con un promedio de temperatura de bulbo húmedo (MWB) de 75°F (23.9°C). Esos valores pico de bulbo seco producen la impresión que la relación de la humedad extrema es 14.3 gr. /Kg. De hecho, la humedad del pico real es muy superior a 19.3 g/ kg., por tener un 0.4% en las columnas del punto del rocío. Estas columnas también muestran que la humedad pico ocurre a un promedio de temperatura de bulbo seco (MDB) de 83°F (28.3°C) en lugar de a 95°F (35°C). Esto representa una reducción significativa en la relación del calor sensible para un espiral refrescante del aire externo, y probablemente sugiere una selección del equipo diferente para tales aplicaciones.

5.2.7.3. Momento del Día con Carga Pico de Enfriamiento.

Este momento no es detectable fácilmente, ya que los componentes principales de la carga de enfriamiento no se dan al mismo tiempo. La carga máxima de temperatura exterior se toma como las 3:00 p.m., la máxima ganancia solar a través de vidrios llega a cualquier hora desde la 7:00 a.m. hasta las 5:00 p.m., dependiendo de la orientación geográfica. Las ganancias de calor internas pueden llegar a su pico en cualquier momento. Se hace necesario entonces efectuar un cálculo de las ganancias de calor en varios puntos a lo largo del día para poder determinar el pico máximo de la carga de enfriamiento.

Debido a la variedad de factores que influyen en el cálculo de la carga pico, es recomendable que en los casos en que haya alguna duda; se calcule la carga para varias horas.

Un aspecto importante del cálculo de cargas de enfriamiento a horas diferentes de las 3:00 p.m. y que algunas veces es obviado, es la corrección que debe hacerse

a la temperatura exterior de diseño de bulbo seco para cada momento del día en particular. Obviamente si la máxima temperatura exterior de bulbo seco se presenta todos los días a las 3:00 p.m., en cualquier otro momento debe ser menor. Por consiguiente, la temperatura interior y la exterior de bulbo seco a otras horas distintas de las 3:00 p.m. será menor que en las condiciones de diseño que se presentan a las 3:00 p.m.

Las correcciones no solamente afectan la diferencia de temperatura de exterior a interior, sino también las diferencias totales equivalentes en las temperaturas de paredes y techos.

5.2.7.4. Ganancia de Calor por Radiación Solar a Través de Vidrios.

Fenestraje o ventanaje se refiere a cualquier abertura vidriada en la envoltura de la edificación. Los componentes del fenestraje incluyen: (1) Material vidriado ya sea vidrio o plástico. (2) Marcos, divisiones, etc. (3) Dispositivos externos de sombreado. (4) Dispositivos internos de sombreado. (5) Sistemas integrales de sombreado (entre vidrios).

El diseñador debe considerar los siguientes factores a la hora de seleccionar ventanas: (1) arquitectónicas: identificando las opciones de diseño y su capacidad de lograr conservación de energía, incluyendo el posible uso de iluminación eléctrica y luz del día con controles para reducir la luz eléctrica automáticamente cuando la luz del día esté disponible; (2) Térmico: Diseñando para pérdidas de calor y/o ganancia para el confort de los ocupantes y conservación de la energía. (3) Económico: evaluando los costos y los costos de ciclos de vida de los diseños de ventanas alternativas. (4) La necesidad humana determinando el deseo psicológico o la necesidad física para ventanas y los estándares de iluminación

apropiada para el proyecto de uso del espacio, para el confort de los ocupantes y aceptación.

Sombreado de Ventanas con Aleros.

Cuando una ventana está sombreada con un alero, la porción del vidrio que no recibe el sol está sujeta a la mínima ganancia de calor solar que recibe una ventana según la tabla de "Ganancias de calor por radiación solar a través de vidrios", del manual N publicado por la ACCA.

5.2.7.5. Ganancia de Calor a Través de Componentes Estructurales.

La conducción es el modo de transferencia de calor por el cual se verifica un intercambio de energía desde una región de alta temperatura hacia otra de baja temperatura, debido al impacto cinético o directo de moléculas.

La ley de Fourier de la conducción de calor establece que la rapidez de flujo por conducción en un sentido dado es proporcional al gradiente de temperatura en ese sentido y al área normal a la dirección del flujo de calor, como expresa la ecuación 3.

5.2.7.6. Diferencias Equivalentes de Temperaturas.

Es muy importante tener en cuenta la diferencia de temperatura equivalentes, que se aplican a paredes y techos; efectos de la radiación solar, efecto de retardo o efecto de almacenamiento y diferencias en la temperatura del aire.

Esta diferencia de temperatura se produce realmente por la acción simultánea de la Conducción, radiación y convección, se muestran en las tablas "Diferencias de

temperaturas equivalentes para paredes sombreadas y soleadas" y "Diferencias de temperaturas equivalentes para ganancias de calor a través de techos planos". Estos factores dan las diferencias de temperaturas equivalentes para varios tipos de construcciones en distintos momentos del día para techos y paredes respectivamente, están incluidas en el del manual N publicado por la ACCA.

5.2.7.7. Concentración de Personas como Base de Diseño.

Las personas que ocupan el espacio que debe ser acondicionado contribuyen con cantidades importantes de calor sensible y calor latente, que aumenta la carga total de enfriamiento de dicho espacio.

El cálculo debe basarse en el número promedio de personas dentro del espacio durante el periodo de la máxima carga de enfriamiento de diseño. La cantidad de calor debida a las personas, que va a aumentar la carga total de enfriamiento, debe estar de acuerdo a la actividad desarrollada por éstas personas como indica la Tabla "Ganancias de calor por persona". La tabla publicada en el manual N de la ACCA titulada "Concentración de personas estimados" muestra valores estimados en pies cuadrados por personas para ser usados cuando no se disponga de datos más exactos.

5.2.7.8. Ganancias de Calor Originadas por Equipos Instalados en el Interior de un Espacio a Acondicionar.

Entre las fuentes de calor dentro del espacio que será condicionado están las luces, las máquinas de oficina, equipos de computación, los electrodomésticos y los motores eléctricos. La tablas anexas que muestran la ganancia de calor generada por algunos de estos aparatos son, "Ganancias de calor por motores eléctricos" y "Ganancias de calor por electrodomésticos" y "Ganancias de calor generado por equipos de oficinas", del manual N publicado por la ACCA.

Cuando los equipos que producen calor están cubiertos por una campana de extracción, debe calcularse la carga adicional debida al aire fresco que se debe introducir para compensar el aire extraído por la campana. Esto se calcula en la secuencia de Ganancias de calor por infiltración y ventilación.

Con respecto al alumbrado, el mismo constituye una fuente de calor sensible. Este calor se emite por radiación, convección y conducción. Un porcentaje del calor emitido por radiación es absorbido por los materiales que rodean el local, pudiendo también producirse estratificación del calor emitido por convección. Las ganancias de calor reales se determinan aplicando los valores mostrados en la tabla "Ganancias debidas al alumbrado".

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

Los tubos fluorescentes transforman un 25% de la energía absorbida en luz, mientras que otro 25% se disipa por radiación hacia las paredes que rodean el local, y el resto por conducción y convección. Debe tenerse en cuenta, además, el calor emitido por la reactancia o resistencia limitadora, que representa un 25% de la energía absorbida por la lámpara.

5.2.7.9. Ganancia de Calor por Infiltración y Ventilación.

El aire del exterior que fluye a través de una edificación, ya sea como aire de ventilación, o no intencionalmente como infiltración (y ex filtración) es importante por dos razones. El aire del exterior es utilizado muchas veces para diluir

contaminantes en el aire del interior y la energía asociada con calentamiento o enfriamiento de este aire exterior es una significativa carga de relación espacio - acondicionamiento. La magnitud de estos valores de flujo de aire debe ser conocida a máxima carga para calcular adecuadamente el tamaño de equipo y en condiciones promedio, estimar adecuadamente el consumo de energía promedio y estacionario. Deben conocerse también los valores de intercambio de aire para asegurar un adecuado control de los niveles de contaminantes en el interior. En grandes edificaciones deben ser determinados el efecto de infiltración y ventilación en distribución, y los patrones de flujo de aire interzonal, los cuales incluyen patrones de circulación de humo en caso de incendio.

El intercambio de aire entre el interior y las afueras está dividido en: ventilación (intencional e idealmente controlada) e infiltración (no intencional y descontrolada). La ventilación puede ser natural y forzada.

La ventilación natural: es un flujo de aire sin energía a través de ventanas abiertas, puertas y otras aberturas intencionales de una edificación.

La ventilación forzada²⁰: es intencional, es un intercambio de aire propulsado por un ventilador y con ventanillas de toma y descarga o escapes que son especialmente designadas e instaladas para ventilación.

La infiltración, es flujo de aire no controlado a través de grietas, intersticios y otras aberturas no intencionales. Infiltración, ex filtración y flujo de ventilación natural son causados por diferencias de presión debido al viento, diferencia de temperatura interior – exterior y operaciones de aplicaciones o dispositivos.

²⁰Grimm, Nils R. Rosaler, Robert C. (Editor). Manual de diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado. Vol. 2.

(Editor): McGraw-Hill Interamericana, 1996.

Este trabajo, se enfoca en residencias y pequeñas edificaciones comerciales en las cuales el intercambio de aire es debido primeramente a infiltración. Los principios físicos también son discutidos en relación a grandes edificaciones en las cuales el intercambio de aire depende más de ventilación mecánica que en el rendimiento de la envoltura de la edificación.

5.3. MARCO CONCEPTUAL.

Calor Sensible

Calor sensible es aquel que recibe un cuerpo o un objeto y hace que aumente su temperatura sin afectar su estructura molecular y por lo tanto su estado²¹.

Calor Latente

Se refiere al calor "escondido", es decir que se suministra pero no "se nota" el efecto de aumento de temperatura, ya que por lo general la sustancia a la que se le aplica aumentará su temperatura en apenas un grado centígrado²².

El calor sensible se puede calcular en algunos casos simples:

²¹Calculo de cargas térmicas. Disponible en web: http://www.fisicanet.com.ar/acondicionamiento/acondicionamiento/ap01_acondicionamiento_ambiental.php#.uz-qm6n15ms

²²Calculo de cargas térmicas. Disponible en web: http://www.fisicanet.com.ar/acondicionamiento/acondicionamiento/ap01_acondicionamiento_ambiental.php#.uz-qm6n15ms

- Si el proceso se efectúa a presión constante:

$$Q_S = \Delta H = mC_p(t_2 - t_1)$$

En donde H es la entalpía del sistema, m es la masa del cuerpo, C_p es el *calor específico a presión constante* (definido como la cantidad de calor requerida para aumentar en un grado la temperatura de la unidad de masa de un cuerpo a presión constante), t_2 es la temperatura final y t_1 es la temperatura inicial del cuerpo.

- ²³Si el proceso se efectúa a volumen constante:

$$Q_S = \Delta U = nC_v(t_2 - t_1)$$

En donde U representa la energía interna del sistema, n son las moles de la sustancia y C_v es el calor específico a volumen constante. Los valores de calor específico varían también con la temperatura ambiente y el estado físico de agregación de las sustancias.

Carga térmica.

Es la cantidad de energía que se requiere vencer en un área para mantener determinadas condiciones de temperatura y humedad para una aplicación específica (ej. Confort humano). Se expresa en BTU, la unidad utilizada comercialmente relaciona unidad de tiempo, Btu/hr.

²³Calculo de cargas térmicas. Disponible en web:
http://www.fisicanet.com.ar/acondicionamiento/acondicionamiento/ap01_acondicionamiento_ambiental.php#uz-qm6n15ms

Coeficiente global de transferencia de calor.

Es el inverso de la resistencia térmica total para la transferencia de calor de un espacio a otro, se expresa de la siguiente manera:

$$U = \frac{1}{R_{total}}$$

Donde R_{total} es la suma de todas las resistencias térmicas del sistema.

Confort.

Se denomina condiciones de confort al ambiente en las que las personas tienen la sensación de bienestar. Las condiciones de confort de las personas dependen de varios factores, pero principalmente de la temperatura, la humedad del aire, y la velocidad del aire.

Entalpía

La entalpía es la cantidad de energía calorífica de una sustancia. El cambio de entalpía se denomina ΔH y se define como:

$$\Delta H = \Delta H_{productos} - \Delta H_{reactantes}$$

Primera ley de la termodinámica.

También conocida como principio de conservación de la energía para la termodinámica, establece que si se realiza trabajo sobre un sistema o bien éste intercambia calor con el otro, la energía interna del sistema cambiará.

“la energía no se crea ni se destruye solo se transforma²⁴.”

Segunda ley de la termodinámica.

Esta ley marca la dirección en la que deben llevarse los procesos termodinámicos sin violar las leyes que impone la naturaleza a las transformaciones energéticas y, por lo tanto, la imposibilidad de que ocurran en el sentido contrario. Lo anterior, además se presenta en relación a desempeño de los equipos, con medidas como eficiencia térmica, que incluye, valores ideales que sirven de referencia para el análisis de los procesos y ciclos energéticos reales. De tal modo que para el área de la refrigeración el indicador de eficiencia es lo que se conoce como factor R.E.E (relación de eficiencia energética), la misma mide la potencia térmica (flujo calórico retirado del recinto en W_t o vatios térmicos) / (consumo de potencia eléctrica para tener el enfriamiento en W_e o vatios eléctricos)..

Esta ley también establece, en algunos casos, la imposibilidad de convertir completamente toda la energía de un tipo en otro sin pérdidas. De esta forma la segunda ley impone restricciones para las transferencias de energía que hipotéticamente pudieran llevarse a cabo teniendo en cuenta solo el primer principio²⁵.

²⁴Nueva edición FÍSICA I Editorial Santillana página 324.

²⁵Nueva edición FÍSICA I Editorial Santillana página 329.

Transferencia de Calor

Es el paso de energía térmica desde un cuerpo de mayor temperatura a otro de menor temperatura.

Según la **Ley de enfriamiento de newton** se expresa matemáticamente de la siguiente manera:

$$Q = U * A * (T_s - T_i)$$

U = Coeficiente global de transferencia de calor.

A = Área donde se efectúa la transferencia de calor.

T_s y T_i = temperatura superior e inferior.

El valor del coeficiente de transmisión del calor depende de la naturaleza de los fluidos y de la pared en contacto. Su conocimiento es fundamental para el cálculo de las dimensiones de las superficies irradiantes.

Existen **3 tipos** de modos para la transferencia de calor:

Convección

La convección se caracteriza por que se produce por medio de un fluido que transporta el calor entre zonas con diferentes temperaturas.

La transferencia de calor por convección se expresa con la **ley de enfriamiento de newton**:

$$\frac{dQ}{dt} = hA_S(T_S - T_{inf})$$

Donde h es el coeficiente de convección.

A_S = es el área del cuerpo en contacto con el fluido.

T_S = es la temperatura en la superficie del cuerpo.

T_{inf} = es la temperatura del fluido lejos del cuerpo.

Conducción

El segundo principio de la termodinámica determina que el calor sólo puede fluir de un cuerpo más caliente a uno más frío, la **ley de Fourier** fija cuantitativamente la relación entre el flujo y las variaciones espacial y temporal de la temperatura.

La conducción de flujo calórico, es un proceso de transmisión de calor basado en el contacto directo entre los cuerpos sin intercambio de materia. Se expresa de la siguiente manera:

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = \frac{kA}{x}(T_1 - T_2)$$

$\Delta Q/\Delta t$ = es el calor transmitido por unidad de tiempo.

K = es la conductividad térmica.

$(T_1 - T_2)$ = es la diferencia de temperatura entre el foco caliente y el frío.

X = es el espesor del material.

Radiación

La radiación consiste en la propagación de energía en forma de ondas electromagnéticas o partículas subatómicas a través del vacío o de un medio material.

La cantidad de energía radiante o calor radiado viene dada por la **Ley de Stefan-Boltzmann**. Se expresa de la siguiente manera:

$$P = \alpha(\sigma T^4) S$$

Donde P es la potencia radiada.

α = es un coeficiente que depende de la naturaleza del cuerpo; $\alpha = 1$ para un cuerpo negro perfecto.

S = es el área de la superficie que radia.

σ = es la constante de **Stefan-Boltzmann**, que tiene un valor de $5.67 \cdot 10^{-8}$ W/m²K⁴.

T = es la temperatura absoluta.

7. DESARROLLO DEL PROYECTO.

El proyecto de acondicionamiento de aire, se aplica a un espacio cerrado, correspondiente a un local comercial, que presta al público en general, servicios de transcripción, fotocopiado, desarrollo de documentos y servicios similares. Para la prestación del servicio, el local cuenta con tres fotocopiadoras de 500 vatios cada una, seis computadores de 20 vatios cada uno, seis luminarias de 25 vatios cada una. Espacio con ocupación máxima temporal de 20 personas (esto sucedió en un día excepcional).

7.1. LEVANTAMIENTO GEOMÉTRICO DEL LOCAL.

Las dimensiones geométricas del local se midieron con una cinta métrica y los valores de área en unidades de metros cuadrado, son las siguientes:

Tabla 1. Área de las paredes del local.

PARED	AREA (m ²)
1	32,90
2	90,34
3	98,71
4	121,15

Fuente: autores.

7.2. LEVANTAMIENTO DE MATERIALES DEL LOCAL

Los datos de materiales de construcción de las paredes y el techo del local fueron suministrados por el dueño:

- **Materiales de las paredes**

- Repello de cemento con agregado de arena de $\frac{3}{4}$ plg en ambas caras de la pared.
- Ladrillo común de 4 plg.
- Repello de yeso, con agregado liviano de $\frac{1}{2}$ plg.

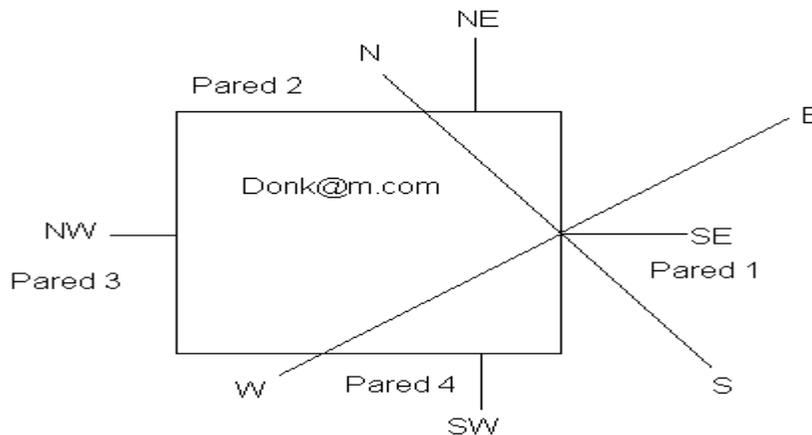
- **Materiales del techo**

- Losa de 10 plg.

7.3. UBICACIÓN Y ORIENTACIÓN DE LAS PAREDES DEL LOCAL.

El local se encuentra ubicado en la ciudad de Barranquilla a 11° de latitud norte, esta información se obtuvo por medio de google earth®. La figura 1 muestra la orientación del local.

Figura 1. Orientación del local.



Fuente: autores.

Las siguientes ecuaciones son las formulas del método aplicado, que se han programado en las hojas de cálculo para realizar la determinación cuantitativa de la carga térmica por hora y mes del año.

7.4. FORMULA DEL CLTD CORREGIDO.

$$CLTD_{Corr} = (CLTD + LM)K + (78 - t_R) + (t_o - 85)$$

$$K = 0.83$$

t_R = temperatura del recinto

t_o = temperatura externa

7.5. FORMULA DEL CLTD CORREGIDO DEL TECHO.

$$CLTD_{Corr} = [(CLTD + LM)K + (78 - t_R) + (t_o - 85)]f$$

$f = 1.0$ cuando hay cielo raso

$f = 0.75$ cuando no hay cielo raso

t_R = temperatura del recinto

t_o = temperatura externa

7.6. FORMULA DE LA CARGA TÉRMICA.

$$q_{Conducicon} = UA(CLTD_{corregido})$$

7.7. FORMULA DE CARGA TÉRMICA POR VENTANAS.

$$q = A(SC)(SHGF)(CLF)$$

$$q_{Conducicon} = UA(CLTD)$$

7.8. FORMULA DE CALOR SENSIBLE Y LATENTE:

$$q_{Sensible} = N(SensibleHG)(CLF)$$

$$q_{Latent} = N(LatenteHG)$$

Las formulas anteriores se usan en la Hoja de cálculo desarrollada en ambiente Excel, para facilitar su uso repetido. A continuación, se muestra un ejemplo del uso de estas ecuaciones para el cálculo de la carga térmica del recinto en análisis, en un día tomado al azar.

7.9. EJEMPLO DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA.

Los cálculos siguientes corresponden al procedimiento que se sigue para calcular la ganancia de calor por una pared del local en análisis. Esto sirve como ejemplo de los cálculos que se han realizado para todo el local y visualiza la magnitud de la cantidad de cálculos que pueden elaborarse, teniendo en cuenta la confluencia de los factores de ganancia de calor para tiempos con intervalos de una hora al día. Para el ejemplo mostrado, se determinó la carga térmica para el mes de enero a las 11:00 a.m, para la pared 1, cuya orientación es Sur este, momento tomado al azar.

Para resolver el ejemplo propuesto es necesario que se conozca una serie de especificaciones del local o edificación a la cual se le pretende calcular la carga térmica.

Pasos para calcular la carga térmica:

- ✓ **1^{er} paso:** averiguar la ubicación del local y orientación de las paredes, la cual se halló por medio de google earth, donde se obtuvo la siguiente información:
 - Ubicación del local: Barranquilla-Atlántico.
 - Latitud de Barranquilla: 11° de latitud norte.
 - Orientaciones de las paredes del local: ver **figura 1**.
- ✓ **2^{do} paso:** averiguar los materiales de construcción que poseen las paredes del local.
 - Ladrillo común de 4 plg.
 - Repello de cemento con agregado de arena de $\frac{3}{4}$ plg en ambas caras de la pared.
 - Repello de yeso, con agregado liviano de $\frac{1}{2}$ plg.
- ✓ **3^{er} paso:** averiguar la resistencia térmica de los materiales de la pared y calcular el coeficiente global de transferencia de calor.
 - Ladrillo común de 4 plg: su resistencia se halla en la **Tabla 3**. Entrando horizontalmente con ladrillo común, y verticalmente con resistencia térmica por pulgada de espesor, donde se tiene que:

 $R = 0.20$ por plg de espesor. Pero como el ladrillo es de 4 plg se tiene que:

$$R = 0.20 \times 4$$

$$R = 0.8$$

- Repello de cemento con agregado de arena de $\frac{3}{4}$ plg: su resistencia se halla en la **Tabla 3**. Entrando horizontalmente con repello de cemento con agregado de arena, y verticalmente con resistencia térmica para espesor listado, donde se tiene que:

$$R = 0.15$$

- Repello de yeso con agregado liviano de $\frac{1}{2}$ plg: su resistencia se halla en la **Tabla 3**. Entrando horizontalmente con repello de yeso con agregado liviano de $\frac{1}{2}$ plg, y verticalmente con resistencia térmica para espesor listado, donde se tiene que:

$$R = 0.32$$

- Resistencia conductiva interna y externa del local: la **R_{ex}** se halla en la **Tabla 3**. Entrando horizontalmente con $7 \frac{1}{2}$ mph verano, y verticalmente con resistencia térmica no reflectiva, donde se tiene que $R_{ex} = 0.25$. y la **R_{in}** se halla en la **Tabla 3**. Entrando horizontalmente con Vertical Horizontal, verano, y verticalmente con resistencia térmica no reflectiva, donde se tiene que $R_{in} = 0.91$.
- El coeficiente global de transferencia de calor (U): se halla sumando todas las resistencias térmicas de la pared y se eleva a la -1, matemáticamente se expresa así:

$U = 1/R_t$, donde R_t es la resistencia total de la pared.

$$R_t = R_{ex} + R_r + R_l + R_r + R_y + R_{in}$$

R_r = Resistencia del repello de cemento.

R_i = Resistencia del ladrillo.

$$R_t = (0.25) + (0.15) + (0.8) + (0.15) + (0.32) + (0.91)$$

$$R_t = 2.58 \text{ h } ^\circ\text{F ft}^2 / \text{Btu}$$

$$U = \frac{1}{2.58 \text{ h } ^\circ\text{F ft}^2 / \text{Btu}}$$

$$U = 0.3875 \text{ Btu} / \text{h } ^\circ\text{F ft}^2$$

✓ **4^{to} paso:** calcular el $cltd_{\text{corregido}}$ de la pared 1.

$$CLTD_{\text{Corr}} = (CLTD + LM)K + (78 - t_R) + (t_o - 85)$$

- CLTD: se halla en la **Tabla 5**. En el grupo de pared D, entrando horizontalmente con la orientación SE, y verticalmente con la hora 11:00, donde se tiene que:

$$CLTD = 17$$

- Factor LM: se calcula con la **Tabla 7**. Interpolando entre latitud 8 y 16, con la orientación y mes de la pared 1.

Mes: Enero

Orientación: SE

8 —————> 3

11 —————> X

16 —————> 4

Para tener el valor LM correspondiente a la altitud 11, suponiendo variación lineal en el intervalo de datos existentes, se interpola de la siguiente manera:

$$\frac{11-8}{16-11} = \frac{X-3}{4-X}$$

$$\frac{3}{5} = \frac{X-3}{4-X}$$

$$12 - 3X = 5X - 15$$

$$-3X - 5X = -15 - 12$$

$$-8X = -27$$

$$X = \frac{-27}{-8}$$

$$X = 3.375$$

De donde, $K = 0.83$

$t_R = \text{temperatura del recinto que es la misma de confort } 22^\circ\text{C } (71.6^\circ\text{F})$

$t_o = \text{temperatura externa del recinto que es la misma de enero la cual fue investigada en la pagina de meteorologia de colombia, } 33^\circ\text{C } (91.4^\circ\text{F})$

$$CLTD_{Corr} = (CLTD + LM)K + (78 - t_R) + (t_o - 85)$$

$$CLTD_{Corr} = (17 + 3.375) * 0.83 + (78 - 71.6) + (91.4 - 85)$$

$$CLTD_{Corr} = 29.71 \text{ } ^\circ\text{F}$$

✓ **5^{to} paso:** calcular la carga térmica de flujo calórico a través de la pared:

$$q_{Conducicon} = UA(CLTD_{corregido})$$

A = Área de la pared 1.

$$q_{Conducicon} = (0.3875 \text{ Btu}/h \text{ } ^\circ F \text{ } ft^2) * (32.90 \text{ } ft^2) * (29.71 \text{ } ^\circ F)$$

$$q_{Conducicon} = 378.78 \text{ Btu}/h$$

De esta manera se calcula la carga térmica que ocurre a través de la pared para las 24 horas del día y 12 meses del año, siendo este proceso tan tedioso para hacer los cálculos manuales, se optó por calcular la carga térmica en Excel, estos cálculos están anexados en medio magnético (CD). Se aclara que las ganancias de calor por otros factores como iluminación, personas, equipos internos y otros para el local, se detallan en las hojas de cálculo que a continuación se describen, con lo cual puede tenerse un perfil de comportamiento de la ganancia total de calor mes a mes.

7.10. DESCRIPCION DE LA HOJA DE CÁLCULO PROPUESTA.

La figura 2 muestra un aspecto sobre datos y las ecuaciones descritas en el marco teórico según el método de cálculo usado, estas son anexas en la aplicación que usa varias hojas de cálculo en Excel. Estas hojas se suministran en un Cd y cualquiera puede allí ver mejor los detalles y como usarla.

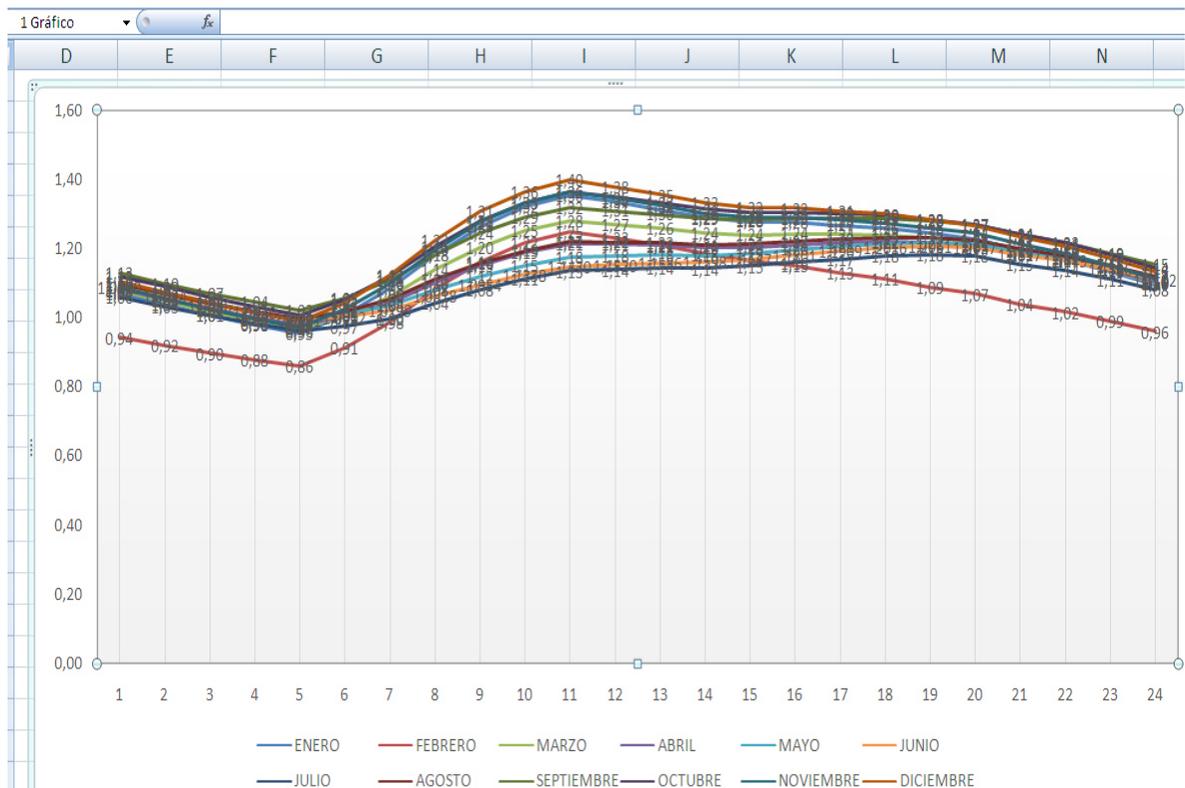
Los datos iniciales incluyen valores de temperaturas extremas por mes. Además de los datos necesarios para calcular las ganancias de calor por cada factor externo e interno que el método usado requiere.

La figura 3. Muestra el cálculo de carga térmica crítica para el mes de enero, la aplicación realiza los mismos cálculos mes a mes de enero a diciembre. Los datos iniciales incluyen valores de temperaturas extremas por mes. Además de los datos necesarios para calcular las ganancias de calor por cada factor externo e interno que el método usado requiere.

Figura 2. Esquema de la hoja de cálculo, mostrando los datos iniciales.

Para el cálculo de la carga térmica mes a mes, se incluye en cada hoja según el mes, lo que corresponde a todos los factores de ganancia de calor, externos e internos, correspondientes a los datos del local. La figura 4 muestra el perfil de flujo clórico por ganancia a través de paredes, techos y ventanas del local analizado. Con estos e tiene idea del comportamiento de la carga térmica exterior durante el año y se adiciona la carga térmica interna según criterio del diseñador. Así, se toma como base el valor mayor y se adicionan cargas interiores como iluminación, ocupantes y maquinas y equipos a criterio del diseñador, teniendo en cuenta el uso del local según datos de ocupancia dados por el dueño. Con esta estrategia, se tiene el cálculo de la carga térmica adecuada mas critica correspondiente al local a mejorar en su confort.

Figura 7. Perfil de carga térmica exterior en Kw para 24 horas del día, por mes del año.



Fuente: autores.

Note que el valor máximo de carga térmica para cada día crítico del mes, se obtiene a las 12 horas del medio día del mes de Junio en el día 21. A este valor se le ajusta la correspondiente ganancia interna para determinar la condición mas critica del equipo. Se anota que la carga pico se sostiene durante más de dos horas continuas más o menos estable, por lo que el equipo a seleccionar, debe vencer este valor de carga máxima de manera sostenida.

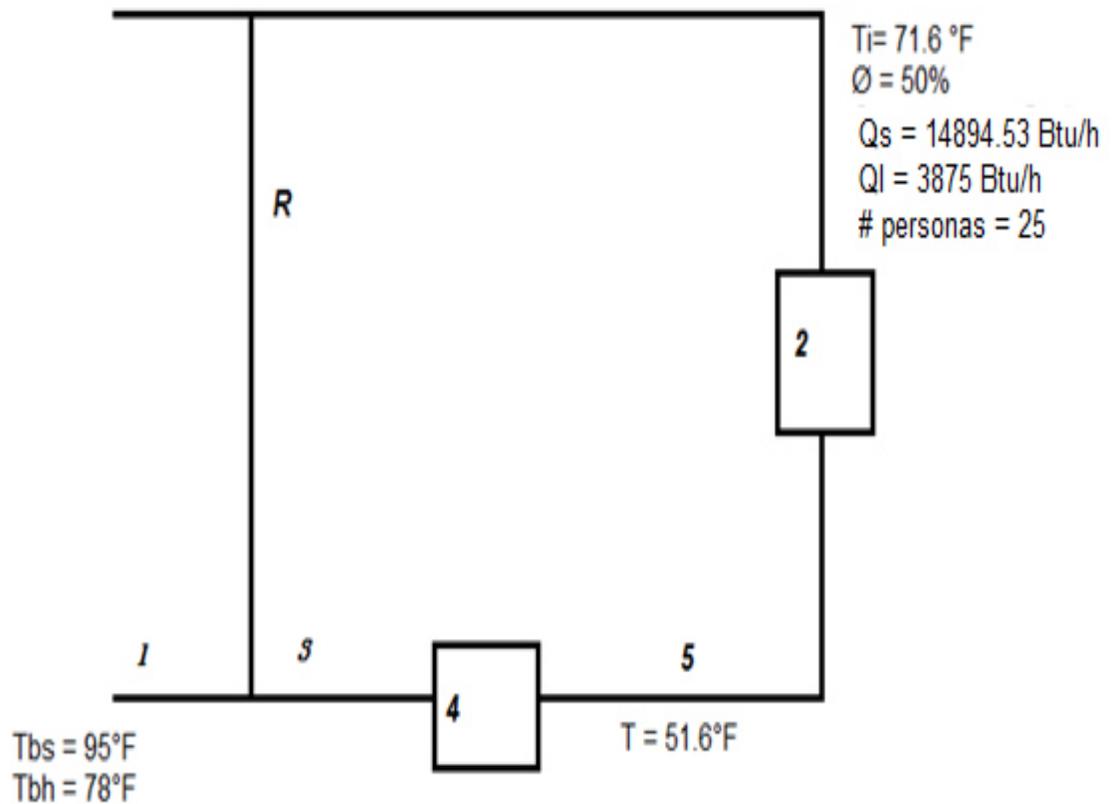
7.11. CONDICIONES PARA SELECCIÓN DEL EQUIPO.

Las condiciones extremas de diseño para propósitos de tener la carga crítica son:

- Temperatura de bulbo seco máxima = 95 °F (35 °C)
- Temperatura de bulbo húmedo = 78 °F (25.5 °C)
- Humedad relativa exterior crítica = 92 % (dato de ideam).
- Temperatura interior deseada = 71.6 °F (22 °C)
- Humedad relativa interna controlada = 50 %
- Numero critico de personas (personal de la empresa y clientes) = 25 personas.
- Aire de reposición = 1/3 del flujo total (norma ASHRAE).
- Lámparas = 4 de 25 w c/u.
- Fotocopiadoras = 3 de 500 w c/u.

La figura 5, muestra esquemáticamente las condiciones de uso del local para el estado operativo más crítico.

Figura 5. Esquema de las condiciones operativas extremas para el local.



Fuente: autores.

7.11.1. Cálculo de carga del local.

El cálculo de la carga del local se realiza ayudado de la hoja de cálculo que se ha desarrollado. A continuación se explican los cálculos básicos, donde las ecuaciones mostradas han sido programadas en ambiente Excel.

7.11.2. BALANCE DE MASA EN 3.

De la figura 5, se tiene para el balance de masa del sistema de aire acondicionado la ecuación 11.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_R + \dot{m}_1 \quad \text{Ecuación 11.}$$

Donde:

\dot{m}_3 = flujo másico de aire d entrada acondicionado por el evaporador del equipo.

\dot{m}_R = flujo másico de retorno.

\dot{m}_1 = flujo másico de reposición.

De la norma ASHRAE se tiene para locales comerciales, una tasa de flujo de reposición de 10 CFM (pies cúbicos por minuto por persona). De esto se tiene para ocupancia máxima.

$$\text{CFM} = 10 \text{ cfm} / \text{persona} * 25 \text{ personas (carga máxima)} = 250 \text{ cfm.}$$

Cfm = cubic foot minutes = pies cúbicos por minuto.

$$\dot{m}_1 = 250 \frac{ft^3}{min} * 0.075 \frac{Kg}{ft^3} * 60 \frac{min}{h} = 1125 \frac{Kg}{h}$$

Este es el flujo másico de circulación por reposición para ventilación de aire acondicionado que según la norma para uso comercial público debe tenerse por el sistema a implementar.

7.10.3. EL CÁLCULO DE LA CARGA SENSIBLE ES:

La temperatura del evaporador de equipos operando con refrigerante 134^a es de 44.6 °F. Adicionando 7 °F (valor promedio del rango sugerido por el fabricante), para tener el diferencial de transferencia de calor entre el evaporador y el aire de suministro al local, se tiene el siguiente balance de calor sensible.

$$Q_s = \dot{m}_3 C_p (T_R - T_S)$$

$$14894.53 \text{ Btu/h} = \dot{m}_3 (0.21) (71.6 - 51.6)$$

$$\dot{m}_3 = 3546.3 \text{ Kg/h}$$

Este es el valor de flujo másico a ingresar al local como aire de suministro acondicionado. El aire de recirculación es de 2421 Kg / h.

7.10.4. EL CÁLCULO DE LA CARGA LATENTE ES:

Humedad absoluta (W). Donde R = aire de retorno y S = aire de suministro

W_R = se halla en la **Tabla 12**.

$$W_R = 0.008 \text{ lbw/lbas}$$

$$Q_l = hfg \dot{m}_3 (W_R - W_5)$$

Hfg = Entalpia de formación es de 1018 Btu / lb

$$3875 = (1018)(3546.3)(0.008 - W_5)$$

$$W_5 = 0.00692 \text{ lbw/lbas}$$

$$(3546.3)T_3 = (1125)(95) + (2421.3)(71.6)$$

$$T_3 = 79 \text{ }^\circ\text{F}$$

7.10.5. CALOR SENSIBLE DE LA MÁQUINA.

$$Q_{SM} = \dot{m}_3 C_p (T_3 - T_5)$$

$$Q_{SM} = (0.21)(3546.3)(79 - 51.6)$$

$$Q_{SM} = 20405.4 \text{ Btu/h}$$

W_1 = Se halla en la **Tabla 12**.

$$W_1 = 118/7000 = 0.0168 \text{ lbw/lbas}$$

$$(3546.3) W_3 = (1125) (0.0168) + (2421.3) (0.008)$$

$$W_3 = 0.0107 \text{ lbw/lbas.}$$

Valor de agua a retirar por condensación, lo que requiere de mangueras dirigidas al exterior a la alcantarilla del local para retirar este flujo continuo de agua que puede convertirse en humedad indeseada de no manejarse convenientemente.

Donde:

Lbw = libras de agua por humedad

Lbas = libras de aire seco.

7.10.6. CALOR LATENTE DE LA MÁQUINA.

La diferencia de humedad crea la carga latente que el equipo debe manejar.

$$Q_{LM} = hfg\dot{m}_3 (W_3 - W_5)$$

$$Q_{LM} = (1018) (3546.3) (0.0107 - 0.00692)$$

$$Q_{LM} = 13646.3 \text{ Btu/h}$$

La carga térmica total del equipo, entonces es la suma de la carga sensible más la carga latente que el sistema de ventilación con aire acondicionado debe tratar. Estos cálculos equivalen al uso de la carta psicrométrica para asegurar que el equipo realmente maneja las condiciones críticas impuestas. La carga térmica total a manejar es:

$$Q_{TM} = (20405.4) + (13646.3)$$

$$Q_{\text{local}} = (34051.7 \text{ Btu/h})$$

1 tonelada de refrigeración equivale a 12000 Btu/h

$$Q_{\text{total del local}} = 34051.7 / 12000 = 2.8 \text{ toneladas de refrigeración, (TR).}$$

El valor anterior es estimado con ayuda de la hoja Excel. Comparado con el valor de la capacidad del equipo actual, que es de 24.000 Btu / hr o dos toneladas de refrigeración. Esto evidencia la incorrecta selección del actual equipo y explica el

porqué en situaciones de operación crítica aparecen temperaturas de discomfort (valor medido promedio de 26 °C y humedad relativa de 68 %).

7.11. SELECCIÓN DEL EQUIPO DE ACONDICIONAMIENTO.

Con el dato de la carga térmica adecuada del local, se tiene que se debe seleccionar un equipo, con una capacidad mayor, lo más cercana al dato calculado. Aquí, se anota, que el equipo actual es de dos toneladas de refrigeración, por lo cual puede esperarse, que cuando nuevo y en temporadas de calor moderado, el equipo funciona bien, por lo que las deficiencias de desempeño y capacidad solo han aparecido en la temporada de calor de mediados de año y en los meses de marzo y abril, cuando la alta humedad ambiental, representa una alta carga de calor latente y las altas temperaturas externas, maximizan las cargas de calor de tipo sensible.

En el momento, en el mercado se encuentra una amplia diversidad de equipos de acondicionamiento con capacidad entre 2.5 y 3 toneladas. Existen diferencias en el costo inicial y en los consumos energéticos relacionados con el costo operativo. También en el componente de costos, debe considerarse el relativo al mantenimiento del equipo. Los equipos de ventana se han descartado del análisis, porque requieren la apertura de huecos para su instalación y los propietarios del local no admiten la realización de este tipo de trabajo. Por esto se maneja el concepto de equipos divididos tipo Split, sea en versión monolítica o multisplit.

Las marcas consideradas, según equipo son:

7.11.1 Equipo 1. Marca Samsung. Aire tipo Multisplit MC48F3AXAP.

La figura 6, muestra un equipo multisplit preseleccionado, del tipo dos unidades (A Y B), tecnología invertir, con capacidad de enfriamiento de tres toneladas o 36000 Btu, en versión de dos unidades que pueden operar en paralelo con capacidad individual de 18000 Btu. Posee un índice de eficiencia de valor 9.23 EER (Energy

efficiency ratio o relación de eficiencia energética), expresada para el caso de enfriamiento como la cantidad de Btu / hr removida por cada kilovatio de consumo eléctrico, por lo que mayor cifra de este índice, indica mayor eficiencia del equipo. El costo de este equipo es de \$ 3,500. 000 (tres millones quinientos mil pesos m/l). Con garantía de un año y vida útil de cuatro años. Datos técnicos adicionales se muestran en la tabla 10 según indica el fabricante.

Figura 6. Equipo de aire multisplit de dos unidades en paralelo.



Fuente: fabricante Samsung.

Tabla 10. Datos técnicos de equipo multisplit.

Características

Tipo de Refrigerante	R22	
Eficiencia de Energía		

EER (Calefacción, Btu/W)	7,929515419	
EER (Enfriamiento/Calefacción, 2 Unidades (B+C), Btu/W)	9,230769231	
EER (Enfriamiento/Calefacción, 3 Unidades (A+B+C), Btu/W)	9,177820268	

Peso

Peso Neto	108,0 kg	
------------------	----------	--

Desempeño

Removedor de humedad (l/hr)		5,5
Capacidad (Cooling/Heating, 1unit(A), Btu/hr)		24.000
Capacidad (Cooling/Heating, 1unit(B or C), Btu/hr)		12.000
Capacidad (Cooling/Heating, 2unit[A+(B or C)], Btu/hr)		36.000
Capacidad (Cooling/Heating, 2unit(B+C), Btu/hr)		24.000
Capacidad (Cooling/Heating, 3unit(A+B+C), Btu/hr)		48.000
Nivel de Ruido	Unidad A Interior (Max)	42
	Unidad B o C Interior (Max)	39
	Unidad Exterior (Max)	62
Flujo de aire(Max, 1unit(A), M3/min)		15,5
Flujo de aire(Max, 1unit(B or C), M3/min)		9,0

Datos eléctricos

Eficiencia de Energía	Consumo de Energía (Enfriamiento / Calefacción, 1 unidad (B oC))	2.760
	Consumo de Energía (Enfriamiento / Calefacción, 2 unidades [A+(B oC)])	4.540
	Consumo de Energía (Enfriamiento / Calefacción, 2 unidades (B+C))	2.600
	Consumo de Energía (Enfriamiento / Calefacción, 3 unidades (A+B+C))	5.230
	Operación Actual (Enfriamiento / Calefacción, 1 unidad (A))	12,7
	Operación Actual (Enfriamiento / Calefacción, 1 unidad (B o C))	11,5
	Operación Actual (Enfriamiento / Calefacción, 2 unidades (B o C))	21,0
	Operación Actual (Enfriamiento / Calefacción, 2 unidades (B+C))	11,6
	Operación Actual (Enfriamiento / Calefacción, 3 unidades (A+B+C))	24,0
Fuente de Poder	Φ/V/Hz	220 / 60 / 1

Especificaciones Físicas

Cantidad de carga	Cantidad de Carga con Tubería	46
Dimensiones	Dimensión Neta (AxAlxP), Interior (Unidad A)	1065 x 298 x 218 mm
	Dimensión Neta (AxAlxP), Interior (Unidad B o C)	825 x 285 x 189 mm
	Dimensión Neta (AxAlxP, Exterior)	932 x 1128 x 375 mm
Peso	Peso Neto (Interior (Unidad A))	13,0 kg
	Peso Neto (Interior (Unidad B o C))	8,4 kg

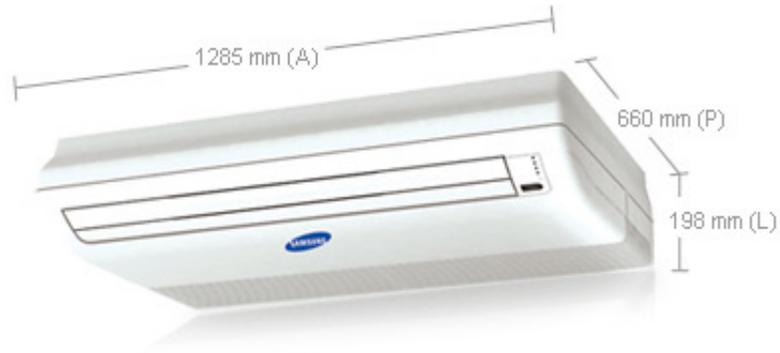
Fuente: fabricante Samsung.

CAPACIDAD BTU/hr	ALIMENTACION V-Ph-Hz	MULTI
24,000	220-1-60	2 * 12,000
36,000	220-1-60	2 * 18,000
48,000	220-1-60	2 * 12,000 + 24,000

7.11.2 Equipo 2. Marca Samsung tipo minisplit.

La figura 7, muestra el aspecto visual de este equipo de aire acondicionado. Es un equipo de tres toneladas o 36000 Btu/h de enfriamiento, con un valor EER de 9.10 Btu / w. su costo es de \$ 2.950.000 (dos millones novecientos cincuenta mil pesos m/l), con garantía de un año y vida útil de cuatro años.

Figura 7. Equipo de 36000 btu / h, marca Samsung, tipo Split.



Fuente: fabricante.

Set

Capacidad	Enfriamiento	36.000
Conexión de la Tubería	Líquido	12.7
	Gas	19
Fuente de Poder		208 ~230 V / 60 Hz / 1 ø

Externa

Externo	Dimensiones (AxLxP)	1379 x 744 x 296 mm
	Peso	G

Fuente: fabricante Samsung.

7.11.3 Equipo 3. Marca confortstyle.

La figura 8, muestra un equipo minisplit marca style, tecnología invertir de 2.5 toneladas de refrigeración o 30.000 Btu / h. Opera como los anteriores a 220 voltios corriente alterna. Con garantía de un año y vida útil de cuatro años. Su

costo es de \$ 2.450.000 (dos millones cuatrocientos cincuenta mil pesos m/l). El peso de la unidad manejadora es de 40 kilogramos.

Figura 8. Equipo marca confortstyle.



Algunas características adicionales expresadas por el fabricante son:

Control remoto, compresor Toshiba, panel digital, perfil delgado, modo automático y modo turbo.

Resumiendo, las tecnologías consideradas han sido:

- Multisplit de 36000 Btu.
- Split de 36000 Btu
- Split de 30000 Btu

7.12. EQUIPO SELECCIONADO.

Para seleccionar la opción a implementar de las tres anteriores establecidas se desarrolla la tabla 11 a modo de matriz de comparación. En esta matriz los

factores base se definen en una escala del 1 al 5 y los dos de mayor relevancia, definidos como los costos operativos y la confiabilidad, se define con un escala del 1 al 10. En relación a la confiabilidad, el término se refiere a la probabilidad que el equipo y tecnología brindan respecto a asegurar el mayor tiempo operativo en servicio normal. En este orden de ideas, el equipo multisplit, con dos sistemas en paralelo, no solo se adapta a la carga, que no siempre es la de valor pico todo el tiempo. Además si se daña una parte, la otra puede seguir operando con 18.000 Btu, lo cual permite seguir con el servicio aunque no sea el mejor desempeño del sistema.

El factor de mayor relevancia para la comparación, se ha definido como el costo energético, el cual se estima cuantitativamente para cada equipo en análisis así:

$$\text{Capacidad} / (\text{EER (W)} \times 1000) (\text{KW} / \text{W}) \text{ horas /año} \times \$ (\text{costo KW} - \text{HR}).$$

Las horas estimadas de operación al año son 2592.

Para el aire multisplit: $36000 / (9.23 \times 1000) \times 2592 \times \$ 295 = \$ 2.982.096 / \text{año}$. Dado que la regulación de este aire se ajusta a la carga, este valor se multiplica por 0.75 (valor promedio de carga manejada durante el años según estimación del distribuidor del equipo, gracias a la tecnología inverter). Valor final ajustado = \$ 2.236.572.

Para los otros equipos, el control no se adapta a la carga real y no existe factor de corrección.

$$\text{Para el aire Split: } 36000 / (9.10 \times 1000) \times 2592 \times \$ 295 = \$ 3.024.697 / \text{año}$$

$$\text{Para el aire Split dos: } 30000 / (9.13 \times 1000) \times 2592 \times 295 = \$ 2.485.480$$

Tabla 11. Matriz para selección del equipo.

Equipo	Multisplit 36000 btu	Split 36000 btu	Split 30000 btu
--------	-------------------------	--------------------	--------------------

Factor de decisión			
Costo inicial	3	4	5
Volumen	4	5	5
Control	5	4	4
Facilidad de mantenimiento	5	5	5
Costo energético	10	6	7
Confiabilidad	10	7	7
Puntaje total por equipo	37	31	33

Fuente: autores.

De la tabla, se recomienda como mejor opción el multisplit para esta aplicación, aunque su costo inicial parezca que es el más alto. Debe tenerse en cuenta en costos el valor operativo de costo energético, dado que en un año estos valores totalizan el costo del equipo y se espera operación continua de cuatro años antes de reparar o cambiar, por lo que se nota la relevancia de este factor en la comparación.

Además, el fabricante del equipo seleccionado brinda la opción de operar con refrigerante 134^a (ecológico) sus equipos. Porque el compresor y motor correspondiente lo permiten. Por esto puede pasarse del refrigerante R 22 al nuevo ecológico sin mayores problemas de confiabilidad, lo que no ofrecen los otros equipos. Recuérdese que el análisis del evaporador para cumplir con la carga térmica del local se realiza con R 134 a, operando a presiones de baja estandarizadas de 45 psi.

8. MANTENIMIENTO

El mantenimiento de los equipos de aire acondicionado, parece sencillo, especialmente si se compara con equipos más complejos a nivel industrial, sin embargo, aunque sencillas en su realización, debe tenerse conciencia de su importancia para que el equipo opere en su vida útil esperada sin mayores problemas, especialmente por el ambiente corrosivo de nuestro entorno.

El mantenimiento a estos equipos comienza por una limpieza periódica de las aletas de disipación de calor del condensador y del evaporador, realizadas con equipo de limpieza a presión, de tipo portátil por chorro de agua, para eliminar el polvo y sales corrosivas. Dada las condiciones de servicio del lugar, una recomendación inicial derivada de observar equipos de los alrededores, es realizar la limpieza cada dos meses en días domingo que no se presta el servicio. Esto controla la eficiencia del equipo, porque el polvo acumulado actúa como aislante térmico, pero además controla el inicio y desarrollo de procesos de corrosión propios de nuestro medio ambiente Caribe.

Otra actividad básica a realizar cada cuatro meses es medir las presiones de alta y baja del sistema. Esto permite detectar fugas menores y su corrección no solo asegura el correcto servicio del equipo, además asegura y alarga la vida de servicio, dado que una de las causas aceleradas de fallas en los compresores, es incorrecta lubricación, que aparece cuando la cantidad de refrigerante es menor a la normal.

En el caso de las tuberías que unen a la unidad manejadora con la unidad condensadora, las mismas deben aislarse convenientemente (ver recomendaciones del fabricante del equipo, en su manual de instalación, operación y servicios). El chequeo debe hacerse cada mes, observando que la

tubería no vibre, para esto, el operario debe observar al menos media hora el funcionamiento del equipo, a ver si las tuberías entran periódicamente en vibraciones, lo cual rompe por fatiga el tubo, causando la pérdida total del refrigerante, con los problemas de parada total o parcial de los equipos. Si la tubería vibra, debe adicionarse sujetadores con aislamiento de caucho de manera apropiada, lo cual se hace tomando el tubo con el problema (usar guantes de protección), localizando el punto de agarre que elimina el movimiento indeseado, lugar donde se colocaran los sujetadores aislantes.

Un buen mantenimiento comienza con una buena instalación y posterior seguimiento, aquí se indican los aspectos a tener en cuenta:

8.1. ALCANCE.

En los precios de la obra deberán incluirse los costos del suministro de los insumos necesarios, así como trabajos adicionales a lo que se tiene como estandarizado.

Debe asegurarse del personal de los trabajos, que estos tengan conocimientos y cantidades necesarias para la correcta instalación, operación y para la ejecución de todos los mantenimientos correctivos y preventivos necesarios, en todo el equipo y controles suministrados en el contrato de compra, durante un período de un (1) año contado a partir de la entrega definitiva de la instalación, esto para cumplir con el tema de garantía.

8.2. HOJA DE INSPECCIÓN.

Se deberá suministrar una hoja de inspección y se colocará una copia de la misma en un lugar seguro para posterior comprobación. Esa hoja tendrá una lista de todos los equipos instalados allí bajo el contrato. La hoja de inspección tendrá un espacio para los 12 meses siguientes para poder colocar una indicación de que se ha cumplido con el requisito de inspección.

Se incluirá en ésta hoja de inspección el equipo que se examinó, la fecha de la acción de mantenimiento, descripción de la misma, observaciones que apliquen, nombre de los ejecutantes, las medidas obtenidas de cada parte del equipo y lo que, en su opinión, está operando de acuerdo con las recomendaciones del fabricante; que ha sido lubricado correctamente, y que todas las operaciones de mantenimiento correctivo y preventivo han sido ejecutadas según las recomendaciones del fabricante y de acuerdo con las prácticas normales aceptadas. Dado que este tipo de equipos se suministra en modalidad outsourcing, queda claro que el formato específico lo maneja el proveedor y aquí se enuncian solo los aspectos mínimos que debe contemplar.

Para resolverse el asunto de las reparaciones. Todo el equipo que requiera reparación será atendido y reparado inmediatamente. Puesto que el período de mantenimiento tiene una duración de un año, paralelo con la garantía del equipo, todas las partes y mano de obra serán suministradas por el dueño del local, previo valor acordado.

8.3. FILTROS.

El mantenimiento de los filtros se debe incluir en el costo del suministro, se inspeccionarán una vez por mes y se limpiarán o cambiarán, según sea necesario.

8.4. SERVICIO DE EMERGENCIA.

Cuando se requiera un servicio correctivo fuera de las horas normales de trabajo para mantener el sistema en operación.

8.5. UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE.

Para el caso de instalación de las unidades manejadoras de Aire, se detallan las recomendaciones del fabricante del equipo así:

Las unidades del equipo son del tipo Ventilador Serpentin Fan Coil de construcción en lámina metálica, aisladas con lámina de fibra de vidrio de 1" de espesor, o con otro material de capacidad térmica similar.

Los serpentines deberán ser dotados de bandejas recolectoras del agua condensada del aire, incluyendo el espacio de los tubos de distribución. En todos y cada uno de los puntos donde el aire pudiese desviarse de los filtros o los serpentines se colocarán paneles metálicos que sellen completamente el paso.

Los serpentines serán de agua helada, del tipo de aletas, tubos y distribuidor, La superficie primaria será de tubería de cobre sin costura. La superficie secundaria será del tipo de aletas de aluminio aseguradas a los tubos mediante expansión de éstos. Cada aleta será continua a través del ancho y profundidad del serpentín.

Los marcos serán de lámina galvanizada con soportes laterales y refuerzos en "U" en las partes superior e inferior para mayor rigidez. Los serpentines de más de 42" de longitud tendrán uno o más soportes intermedios. Entre las U de refuerzo y las aletas se colocarán tiras sellantes.

Usarán ventiladores centrífugos de aletas inclinadas hacia ÁTRAS, de doble entrada, debidamente balanceados estática y dinámicamente. Los ejes de rotación deben mantenerse alineados y rectos. Ejes doblados, que causan vibración deben cambiarse o cambiar el ventilador completo

La tabla 12 muestra un programa de mantenimiento preventivo basado en el enfoque TPM para el equipo a implementar. Se definen las actividades y su respectiva frecuencia, para que el usuario final ajuste sus fechas de revisión de acuerdo al día de la instalación. La idea con las frecuencias propuestas es que se realiza cada mes el mantenimiento preventivo. Sin embargo la revisión de tubería del evaporador se sugiere sea quincenal, aunque al principio puede ensayarse mensualmente a ver el comportamiento. Se sabe que esto aires molestan por perforación del evaporador debido a corrosión y rotura de las tuberías en las

zonas de soldadura de los tubos a las entradas y salidas de la unidad manejadora, por esto debe tenerse cuidado con la calidad de la soldadura y asegurar que los tubos no vibren o estén expuestos a la humedad ambiental.

Tabla 12. Plan de mantenimiento preventivo para el acondicionador de aire seleccionado.

Actividad	Frecuencia
LIMPIEZA	
Lavado de las dos unidades condensadoras	Cada mes
Lavado de las dos manejadoras	Cada dos meses
Limpieza de filtros de las dos manejadoras	Cada dos meses
Limpieza de tubería de evaporador y manejadora	Cada dos meses
CAMBIO DE FILTROS	
Cambio de filtros de manejadoras	Cada seis meses dos o según estado
REVISION DE VIBRACIONES	
Tubería del compresor	Cada mes
Tubería del evaporador	Cada quince días
Tubería de condensadoras	Cada semana
CHEQUEO DE PRESIONES (FUGAS)	
Medir presiones de alta y baja para el refrigerante	Cada dos meses
CHEQUEO DE CORRIENTE AL COMPRESOR	
Medir amperaje del compresor en ambas líneas (ver datos del fabricante)	Cada mes.

Fuente. Autores.

CONCLUSION

Finalizado el trabajo, se plantean las siguientes conclusiones:

Se ha realizado una investigación relacionada con los materiales de construcción estándares. El resultado obtenido ha sido la identificación de tablas con datos muy similares a la tipología de paredes y techos que se usan a nivel local. Por esto se ha tenido en cuenta considerar efectos de tipo más crítico, que aunque aumenten en algo la carga estimada respecto a la real, nos asegura un correcto tamaño de la capacidad refrigerante del equipo a seleccionar. Estos datos e información complementaria en forma de ecuaciones, según el método seleccionado para el cálculo de la carga térmica, se constituyen en la base desde la que se construyó la hoja de cálculo para tener la carga térmica adecuada.

La hoja de cálculo se construye en ambiente Excel, dada la fácil disponibilidad de esta herramienta. La exactitud de los resultados derivados se han comparado con el cálculo manual y el error es menor al 1 %, lo que se explica por el redondeo de cifras decimales. La hoja contiene los cálculos de cada factor que contribuye como carga en aplicaciones de aire acondicionado, por lo que se puede usar, en aplicaciones similares, ajustando la geometría de la construcción en cada caso particular. La hoja completa se entrega en un CD y es fácil de usar por personas que sepan de la temática de cálculo de cargas térmicas.

Después de haber identificado los materiales de la construcción del local y haber hecho los respectivos cálculos, se llegó a la conclusión de que el local necesita un equipo de aire acondicionado el cual sea de 3 TR, debido a que por la orientación de las paredes y las ventanas la incidencia del sol es un factor que aumenta mucho la carga térmica del local que redondea 2.8 toneladas, por lo que se opta por instalar un equipo que posea 3 TR. Teniendo en cuenta que el local posee

arborización parcial, técnicamente se recomienda el uso de aislamiento, aunque no se considera en los cálculos porque el local no es propiedad el usuario actual.

El equipo seleccionado al final, es de tipo multisplit, definiendo la decisión los factores de costo operativo y confiabilidad, que son aspectos vitales del negocio en análisis. El factor de peso en la decisión fue el costo operativo. Si se estiman cálculos, con una tasa del 2.5 % mes, durante los cuatros años se tiene lo siguiente:

Equipo	Costo inicial (C.O.P)	Costo total (C.O.P)
Multisplit de 36000 Btu	3.500.000	15.428.000
Split de 36000 Btu	2.950.000	15.048788
Split de 30000 Btu	2.450.000	12.390.000

De lo anterior se concluye que el Split de 30.000 Btu que equivale a 2.5 Toneladas de refrigeración, no maneja adecuadamente la carga crítica de 2.8 toneladas, por lo que su solución implica riesgos de discomfort ocasional. Para los equipos de tres toneladas (36.000 Btu). El costo del ciclo de vida es muy similar, ganando el Multisplit por tener mejor confiabilidad operacional y mantenibilidad más fácil, que es lo que necesita este negocio para asegurar su funcionalidad anual. Se resalta que la tendencia de baja en los precios es para el Multisplit, por lo que se espera que al momento de la implantación, tenga un costo muy similar al Split señalado y se mejore su competitividad monetaria.

Para los aspectos de mantenimiento, se resaltan la necesidad de controlar las condiciones de instalación apropiadas y realizar las acciones periódicas de mantenimiento, que aunque sencillas son importantes de seguir y aplicar para asegurar un normal desempeño del equipo, durante la vida útil esperada de cuatro años, según datos de los fabricantes. Es claro que para mantener la eficiencia especificada, y el control de la corrosión, la limpieza de las superficies de transferencia de calor debe estar libre de polvo Y sales acumuladas por acción del viento, por ello debe seguir lo indicado en la tabla 12 de este documento.

BIBLIOGRAFÍA.

- Frank P. Incropera, David P. DeWitt (2002). *Fundamentos de transferencia de Calor* (cuarta edición). Editorial John Wiley & Sons.
- Manual ASHRAE. Año 2000.
- Norma técnica Colombiana. NTC 1486. Año 2008.
- Thollander P. *Improving Energy Efficiency in Industrial Energy Systems*. Springer. Año 2102.
- Anónimo “Historia del software desarrollado dentro del departamento de Termodinámica aplicada”. Sección Termotecnia web: <http://www.vpclima.upv.es/pdf/evolucion.pdf> (consultado Mayo de 2013).
- Física net, sitio dedicado a colaborar con estudiantes y docentes de todo nivel “Carga Térmica” web: http://www.fisicanet.com.ar/acondicionamiento/acondicionamiento/ap01_acondicionamiento_ambiental.php#.UZ-Qm6N15ms (consultado Mayo de 2013).
- Pita, E.G. (1994) *Acondicionamiento de Aire: Principios y Sistemas*. Editorial CECSA, D.F., México.
- Soluciones arquitectónicas sustentables “Modulo Energy Plus” web: <http://www.sol-arq.com/index.php/modulo-energyplus> (consultado Abril de 2013).
- Shipley A M, Elliot R E (2001) *Energy efficiency programs for small and medium sized industry*. In: *Proceedings of the 2001 ACEEE summer study on energy efficiency in industry*, vol 1,

pp 183–196.

- Stern PC, Aronson E (eds) (1984) *Energy use: the human dimension*. W.H. Freeman and Company, New York.
- Yunus A. Cengel (2005). *Transferencia de Calor y Masa* (6 Edición). Editorial Mcgraw-Hill.