

**HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PEDAGÓGICA PARA EL DISEÑO DE
SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO**

**DIEGO ELÍAS NAVARRO BAUTISTA
HÉCTOR JAVIER NAVARRO BAUTISTA**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2010**

**HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PEDAGÓGICA PARA EL DISEÑO DE
SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO**

DIEGO ELÍAS NAVARRO BAUTISTA

HÉCTOR JAVIER NAVARRO BAUTISTA

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

Director

OMAR A. GÉLVEZ AROCHA

Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2010

DEDICATORIA

A Dios Todopoderoso por su infinito amor.

A la memoria de nuestro padre Campo Elías Navarro Rueda.

A nuestra madre Luz Marina Bautista Vesga y a Serafín Rodríguez Cadena por su infinito amor, paciencia y comprensión.

Diego Elías y Héctor Javier

AGRADECIMIENTOS

Al Ingeniero Omar Armando Gélvez Arocha, director del proyecto de grado, por su colaboración y asesoría.

A Luis Enrique Bernal, gran amigo y compañero, por su ayuda incondicional.

Diego Elías y Héctor Javier.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	18
1 CONFORT TÉRMICO	21
1.1 METABOLISMO	21
1.2 CONDICIONES DEL LOCAL	23
1.2.1 Temperaturas del aire y superficiales	24
1.2.2 Humedad.	24
1.2.3 Movimiento del aire.	24
1.3 ESCALA DE BIENESTAR TÉRMICO	24
1.4 ÁBACO DE <i>CONFORT</i>	25
1.5 CONFORT EN COLOMBIA	27
2 FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	29
2.1 CONDUCCIÓN DE CALOR	29
2.2 CONVECCIÓN DE CALOR	30
2.3 RADIACIÓN	31
2.3.1 Radiación térmica solar.	33
2.4 RADIACIÓN SOLAR EN COLOMBIA	40
3 CARGA DE ENFRIAMIENTO	43
3.1 MÉTODOS PARA EL CÁLCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO	45
3.1.1 Método diferencial de temperatura total equivalente (TETD)	45
3.1.2 Método función transferencia (TFM)	46
3.1.3 Método diferencial de carga de enfriamiento (CLTD / CLF)	47
4 CÁLCULO DE CARGAS DE ENFRIAMIENTO (MÉTODO CLTD / CLF)	48
4.1 CARGAS EXTERNAS	49
4.1.1 Carga externa debida a conducción en techos	50
4.1.2 Cargas extrema debida a paredes	50
4.1.3 Carga externa debida a vidrios	51

4.2	CARGAS INTERNAS	54
4.2.1	Cargas internas debidas a los ocupantes	55
4.2.2	Cargas internas debidas a las luces	55
4.2.3	Cargas internas generadas por equipos	57
4.3	CARGAS POR INFILTRACIONES	59
5	VENTILACIÓN Y CALIDAD DE AIRE INTERIOR	61
5.1	CAUDAL MÍNIMO DE AIRE EXTERIOR	62
6	PROCESO PSICROMÉTRICO	63
6.1	CICLO SIMPLE DE AIRE ACONDICIONADO	63
6.1.1	Cargas térmicas en el ciclo simple de aire acondicionado	65
6.1.2	Factores que relacionan las cargas térmicas en el ciclo simple de aire acondicionado	67
6.2	PUNTO DE ROCÍO DEL EVAPORADOR	68
6.3	FACTOR DE BYPASS	68
6.4	DETERMINACIÓN DEL CAUDAL Y LAS CONDICIONES DEL AIRE A IMPULSAR	70
6.5	RECALENTAMIENTO	71
7	SELECCIÓN DE EQUIPOS	75
7.1	SISTEMAS DE EXPANSIÓN DIRECTA	75
7.2	SISTEMAS ENFRIADOS POR AGUA	75
7.3	TIPOS DE ACONDICIONADORES DE AIRE	76
7.4	CRITERIOS DE SELECCIÓN	76
8	FLUJO DE AIRE EN DUCTOS	77
8.1	ECUACIÓN DE LA ENERGÍA DEL FLUJO DE FLUIDOS	77
8.1.1	Flujo de aire en acoplamientos	79
8.2	METODOS DE DISEÑO	81
8.2.1	Diseño de ductos de baja velocidad.	81
8.2.2	Diseño de sistemas de alta velocidad	83
8.3	PROCEDIMIENTO DE DISEÑO	84

9	VENTILADORES Y DISPOSITIVOS DE DIFUSIÓN DE AIRE	85
9.1	VENTILADORES	85
9.1.1	Ventiladores centrífugos	85
9.1.2	Ventiladores axiales	86
9.2	SELECCIÓN DE VENTILADORES PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO	87
9.3	DISPOSITIVOS DE DIFUSIÓN DE AIRE	89
9.3.1	Patrones de flujo	90
9.3.2	Principios de la distribución de aire	91
9.3.3	Tipos de dispositivos de suministro y retorno de aire	93
9.3.4	Proceso de selección	95
10	HERRAMIENTA COMPUTACIONAL	97
10.1	PRESENTACIÓN Y USO DEL SOFTWARE	98
10.1.1	Presentación	98
10.1.2	Uso	98
10.2	REQUERIMIENTOS DEL SOFTWARE	107
10.2.1	Hardware	107
10.2.2	Software	107
11	CONCLUSIONES	108
	RECOMENDACIONES	110
	BIBLIOGRAFÍA	111
	ANEXOS	112

LISTAS DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Ábaco de confort	26
Figura 2. <i>Confort</i> térmico anual en Colombia	28
Figura 3. Latitud, ángulo horario y declinación del sol	35
Figura 4. Altura solar θ y ángulo acimutal ψ	36
Figura 5. Acimut solar de pared ϕ , acimut de la pared ψ y el ángulo de inclinación σ para una superficie de inclinación arbitraria.	38
Figura 6. Radiación promedio multianual en el territorio colombiano	42
Figura 7. Ganancia de calor de la construcción, el almacenamiento de calor y la carga de enfriamiento.	44
Figura 8. Diferencia entre la ganancia instantánea de calor y la carga de enfriamiento que resulta del efecto de almacenamiento de calor.	44
Figura 9. Componentes de la ganancia de calor del recinto	49
Figura 10. Proceso simple de aire acondicionado con retorno de aire (enfriamiento + deshumidificación)	64
Figura 11: Proceso simple de aire acondicionado con recalentamiento	72
Figura 12. Cambios de presión durante el flujo a través de los ductos	79
Figura 13 Ventilador centrífugo, con aspas tipo hoja de aire	86
Figura 14 Características ventilador centrífugo de aleta curvas hacia adelante	81
Figura 15. Curvas convencionales para ventilador de aletas curvadas hacia	89
Figura 16. Buena distribución de aire	91
Figura 17. Descripción de algunos términos usados en la distribución del aire	92
Figura 18. Rejillas de suministro, tipo deflexión simple	93
Figura 19. Rejilla de techo	94
Figura 20. Difusor de ranura.	94
Figura 21. Pantalla de presentación de la herramienta computacional.	99

Figura 22. Interfaz de datos generales de diseño.	100
Figura 23. Interfaz de diseño y selección	101
Figura 24. Interfaz de cargas térmicas	102
Figura 25. Interfaz de ventilación e infiltraciones	103
Figura 26. Interfaz de psicrometría	104
Figura 27. Interfaz de selección de la unidad manejadora	105
Figura 28. Interfaz de diseño de ductos	106

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Valores de metabolismo en met para actividades de las personas	23
Tabla 2. Escala de sensación térmica	25
Tabla 3. Índices de sensación térmica en Colombia	27
Tabla 4. Datos solares para los días 21 de cada mes	35
Tabla 5. Conducción a través techos	51
Tabla 6. Conducción a través de paredes	52
Tabla 7. Conducción a través de vidrios	53
Tabla 8. Radiación a través de vidrios	54
Tabla 9. Cargas debidas a personas	56
Tabla 10. Carga debido a las luces	57
Tabla 11. Carga sensible debida a equipos	58
Tabla 12. Carga latente debida a equipos.	58
Tabla 13. Carga debida a equipos de potencia	59
Tabla 14. Carga debida a infiltraciones de aire	60
Tabla 15. Ratas de ventilación mínima para aplicaciones residenciales	62
Tabla 16. Valores usuales para el factor de bypass para diferentes aplicaciones.	69
Tabla 17. Parámetros determinados a partir de la supuesta.	71
Tabla 18. Longitud de recinto característica para varios difusores	96
Tabla 19. Índice de desempeño de los difusores de aire (ADPI)	96

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A	113
ANEXO B	118
ANEXO C	148
ANEXO D	158
ANEXO E	169
ANEXO F	177
ANEXO G	193

RESUMEN

TÍTULO:

HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PEDAGÓGICA PARA EL DISEÑO DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO*

AUTORES:

Diego Elías Navarro Bautista
Héctor Javier Navarro Bautista**

PALABRAS CLAVES:

Aire acondicionado, carga térmica, método CLTD/CLF, herramienta computacional

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto es dotar a la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander con una herramienta software que facilite la enseñanza y aprendizaje de los conceptos fundamentales del diseño de sistemas de aire acondicionado siguiendo los lineamientos de la norma ASHRAE.

En el desarrollo del presente proyecto se usó el método del CLTD/CLF de la ASHRAE para el cálculo de las cargas térmicas internas y externas y las recomendaciones del ANSI/ASHRAE Standard 62.1 2004 para calidad de aire interior con el fin de determinar los caudales mínimos de aire exterior.

El resultado es un software que facilita el diseño de sistemas de aire acondicionado de una forma organizada, que guía al usuario en cada uno de los pasos que se deben seguir para tal fin e igualmente presenta la información pertinente para entender los parámetros y secuencias seguidas en la obtención de resultados.

El software desarrollado permite determinar la carga térmica generada por las fuentes externas como paredes, techos y vidrios y fuentes internas como alumbrado, personas y equipos e igualmente determina la variación de estas cargas como una función del tiempo. Además, calcula la cantidad de aire exterior que se debe ingresar al local para mantener las condiciones de confort deseadas al igual que la carga térmica que este aire aporta al local. De igual manera, es posible trazar el proceso psicrométrico correspondiente a las condiciones de diseño, determinar la unidad manejadora de aire que mejor se ajuste a las necesidades del proyecto y diseñar el trazado de ductos y selección de rejillas para la correcta distribución del aire.

* Trabajo de grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Omar Gélvez

ABSTRACT

TITLE:

PEDAGOGIC COMPUTATIONAL TOOL FOR AIR CONDITIONING SYSTEMS DESIGN*

AUTHORS:

Diego Elías Navarro Bautista
Héctor Javier Navarro Bautista**

KEY WORDS:

Air conditioning, thermal loads, CLTD/CLF method, computational tool

DESCRIPTION:

The purpose of this project is to endow the Mechanical Engineering School of the Universidad Industrial de Santander with a software tool that facilitates the teaching and learning of the fundamental concepts of air conditioning systems design following the guidelines of ASHRAE.

In the development of this project, the CLTD/CLF method was used to calculate the external and internal thermal loads and ANSI/ASHRAE Standard 62.1 2004 recommendations for indoor air quality were used to determine the minimum ventilation rates of outdoor air.

The result is software that facilitates the air conditioning systems design in an organized way, which guides the user in each of the steps to be followed for this purpose and also it presents the pertinent information to understand the parameters and sequences followed to obtain results.

Software developed allows determining the thermal load generated by external sources like walls, roof and glass and internal sources like lighting, people and appliances and also it determines the variation of these loads with time. Additionally, it calculates the amount of outdoor air must be entering the conditioning space. Likewise, it is possible to plot the psychrometric process for design conditionings to determine the air handle unit witch best fits to the project needs and to design the ducts lines and to select grilles to correct air distribution.

* Thesis

** Physical-Mechanical Engineer Faculty, Mechanical Engineer School, Eng. Omar Gélvez.

INTRODUCCIÓN

El avance de la computación ha permitido generar grandes desarrollos en todos los campos del conocimiento y en las diferentes labores que realizan los seres humanos. La enseñanza no es ajena a estos avances y es claramente visible la forma como se ha impactado la pedagogía a través de las nuevas tecnologías y especialmente mediante el desarrollo de software especializados en facilitar la promoción del saber en todas las áreas.

La ciencia del acondicionamiento de aire no escapa a esta tendencia y hoy en día existen un sinnúmero de paquetes computacionales que permiten, entre otras cosas, estimar las cargas térmicas en recintos, seleccionar los equipos y accesorios más adecuados para cada aplicación y controlar aquellas variables que se consideran más importantes en el desempeño de un sistema completo.

Sin embargo, la gran mayoría de estas herramientas no permiten detallar los procesos que internamente se llevan a cabo y son una especie de “cajas negras” para aquellas personas que incursionan en este campo e inclusive para aquellas que tienen un determinado bagaje en el mismo.

Por las razones anteriores, hemos desarrollado el presente trabajo de grado titulado, “Herramienta Computacional Pedagógica para el Diseño de Sistemas de Aire Acondicionado”, con el fin de facilitarle, tanto al estudiante como al docente de la asignatura Refrigeración y Aire acondicionado de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, el aprendizaje y enseñanza de los principios fundamentales relacionados con el diseño de sistemas de aire acondicionado.

El capítulo 1 presenta los conceptos fundamentales relacionados con el confort humano y su importancia en el diseño de sistemas de aire acondicionado.

En el capítulo 2 se discuten los tópicos relacionados con la transferencia de calor, sus formas más comunes: conducción, convección y radiación y se hace énfasis en la radiación solar debido a su gran importancia en la ganancia de calor en un recinto.

El capítulo 3 trata sobre la carga de enfriamiento y se plasman los diferentes métodos que existen para determinarla

En el capítulo 4 se hace hincapié en el método de cálculo de carga de enfriamiento conocido como método de diferencia de temperatura para carga de enfriamiento CLTD/CLF ya que es el utilizado en el desarrollo del software.

El capítulo quinto contiene información relacionada con la ventilación y la calidad de aire interior, ítems fundamentales a la hora de diseñar un buen sistema de aire acondicionado.

En el capítulo 6 ofrece la información básica concerniente con el proceso psicrométrico incluyendo los términos y definiciones más importantes al igual que una serie de pasos que se pueden seguir para obtenerlos.

El capítulo 7 hace referencia a la selección de equipos de acondicionamiento de aire y describe algunos de los más comúnmente usados en el medio colombiano.

En el capítulo 8, la información sobre el flujo en ductos es presentada e igualmente se detallan los métodos más populares para el correcto dimensionamiento de los ductos de suministro y retorno.

El capítulo 9 trata sobre los ventiladores y dispositivos de distribución de aire mostrando los tipos más comunes que ofrece el mercado y un proceso de selección.

El capítulo 10 detalla la herramienta computacional desarrollada, sus principales características y ventajas al igual que un procedimiento básico para su correcto uso.

1 CONFORT TÉRMICO

Se define el confort ambiental como el estado de satisfacción del ser humano en el medio en que vive. El confort implica el control de la temperatura, la humedad, el movimiento de aire y de las fuentes radiantes que interactúan con los ocupantes de dicho espacio. Los olores desagradables, el polvo, el ruido y las vibraciones son factores adicionales que pueden hacer que las personas se sientan incómodas. Para poder obtener este confort ambiental se han establecido variables de dos tipos:

- Individuales
- Ambientales

Las variables individuales dependen de las características del ser humano y de factores como la actividad realizada, el tipo de ropa, sexo, edad y el intercambio de calor del cuerpo humano con el ambiente.

Las variables ambientales se relacionan con las modificaciones del clima del local a acondicionar y los parámetros que debe controlar un sistema de climatización como la temperatura, humedad relativa, movimiento y calidad del aire interior.

Tanto las variables individuales como las ambientales son definitivas para determinar la sensación de bienestar de los ocupantes de un local y en aquellas donde sea posible, se deben mantener bajo control con el fin de brindar un medio ambiente que garantice una estadía placentera por los ocupantes.

1.1 METABOLISMO

El metabolismo es un proceso natural del cuerpo humano en el cual los elementos provenientes de los alimentos como el carbono se mezclan con el oxígeno del aire de la respiración para producir el calor y la energía necesaria para realizar los

movimientos motrices. Estos esfuerzos pueden ser voluntarios o involuntarios los cuales consumen del 5 al 25% de la energía obtenida, según la actividad realizada y el resto se disipa en forma de calor.

El calor disipado al ambiente por el cuerpo humano varía de manera considerable en función de la actividad, la edad, la talla corporal y el género de la persona. El cuerpo humano posee un sistema que se comporta como una maquina térmica que tiende a mantener su temperatura interior constante de aproximadamente 37 ° C variando la cantidad de sangre enviada a la superficie de la piel, la respiración y la sudoración dependiendo de las condiciones ambientales.

La unidad de medida que expresa el índice metabólico por unidad de superficie es el met que equivale a $18.4 \text{ Btu/h} * \text{ft}^2$ ó 58.2 W/m^2 y corresponde a una persona sentada inactiva.

En tabla 1 se dan algunos valores establecidos por la ASHRAE¹ para la generación metabólica en función de la actividad.

¹ American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1971 Atlanta.

Tabla 1. Valores de metabolismo en met para actividades de las personas

Actividad	Metabolismo (met)
Durmiendo	0.8
Sentado inactivo	1
De pie	1.2
Trabajo de oficina	1.1 a 1.3
Caminando despacio-3.2 km/h	2
Caminando normal-4.8 Km/h	2.6
Caminando rapido-6.4 Km/h	3.8
Gimnasia	3 a 4
Baile	2.4 a 4.4
Tenis	3.6 a 4.6
Lucha	7 a 8
Trabajos ligeros de taller	2 a 2.4
Trabajo pesado de taller	3.5 a 4.5

Fuente: QUADRI Néstor. “*Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior*”. 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.35.

1.2 CONDICIONES DEL LOCAL

Las variables ambientales son muy importantes para lograr las condiciones de confort y están directamente relacionadas con los parámetros que deben ser controlados por un sistema de climatización, estas variables son²:

- Temperatura del aire y superficiales.
- Humedad relativa.
- Movimiento del aire.

² FANGER. Citado por Quadri Néstor. “*Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior*”. 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.38.

1.2.1 Temperaturas del aire y superficiales. Si bien el parámetro más importante para lograr las condiciones de confort es la temperatura del aire, las temperaturas de las superficies del local son de gran importancia ya que éstas afectan la disipación de su calor radiante.

1.2.2 Humedad. Gran parte del calor del cuerpo humano es disipado por la piel mediante la sudoración para lo que se requiere una humedad relativa del aire baja, pues si se tiene una humedad relativa alta se dificulta tal evaporación del sudor.

Se considera una humedad relativa del 50% óptima para lograr esta sensación de confort debido a la evaporación del sudor; por debajo del 30% de humedad relativa se pueden generar reacciones fisiológicas perjudiciales como sensación de resequead de las mucosas respiratorias y en la piel, etc. Por encima del 70%, se dificulta el proceso de evaporación e igualmente se puede generar la condensación sobre las paredes frías con lo cual se pueden formar hongos, mohos, etc.

1.2.3 Movimiento del aire. El flujo de aire aumenta la humedad y calor disipados con respecto lo que correspondería a un aire quieto. En invierno el movimiento del aire no debe ser excesivo para una temperatura y humedad ideales con el fin de obtener la sensación de confort. Se estipulan flujos de aire de **6 m/min** en invierno y de aproximadamente **12 m/min** en verano para tener un ambiente adecuado para la comodidad térmica de los ocupantes de un lugar.

1.3 ESCALA DE BIENESTAR TÉRMICO

En bienestar térmico es la condición en la cual el cuerpo humano mantiene el equilibrio con el mínimo esfuerzo. La ASHRAE desarrolló la escala de sensación térmica la cual asigna un valor numérico a las distintas sensaciones térmicas mostrado en la tabla 2.

Con esta escala de sensación térmica, Fanger desarrolló ecuaciones empíricas a partir de datos estadísticos que denominó “*índices del voto promedio pronosticado (PMV) o valor medio previsto*”³, que predicen la respuesta de un grupo de personas de acuerdo con la escala de sensación térmica de la ASHRAE. Con estas respuestas ponderadas sobre un gran número de personas se evalúa el porcentaje de personas insatisfechas.

Tabla 2. Escala de sensación térmica

Sensación térmica	Valor
Caliente	3
Cálido	2
Tibio	1
Neutro	0
Ligeramente fresco	-1
Fresco	-2
Frío	-3

Fuente: QUADRI Néstor. **Sistemas de aire acondicionado: calidad de aire exterior.** 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.96

1.4 ÁBACO DE CONFORT

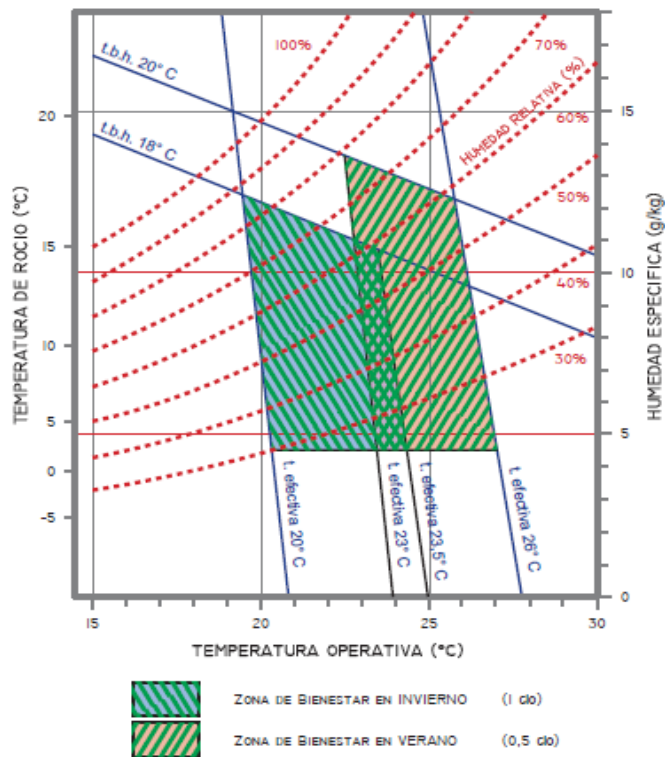
Tomando los estudios de Fanger, la ASHRAE, (*estándar 55-92*), elaboró una gráfica donde se presentan los rangos aceptables de temperatura operativa para personas en ropa típica en verano y en invierno durante la realización de tareas ligeras y sedentarias (≤ 1.2 mets). La zona de bienestar está basada en un máximo de 10 personas insatisfechas que corresponde a un PMV de ± 0.5 .

³ Fanger. Citado por Quadri Néstor. “*Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior*”. 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.38.

De la figura 1 se tienen los límites de humedad relativa pudiendo oscilar entre 30 y 70%. Estos límites están basados en observaciones respecto a la resequead de la piel, irritación de los ojos, entre otros, relacionados con la falta de humedad. Igualmente el exceso de humedad puede generar condensación en las paredes y objetos del inmobiliario.

Así mismo el IDEAM presentó un mapa con el confort para cada una de las regiones de Colombia, que se puede observar en la figura 2.

Figura 1. Ábaco de confort



Fuente: QUADRI Néstor. “*Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior*”. 1 ed. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001. p.97

En la parte donde se traslapan las zonas de confort de invierno y verano, las personas con ropa de verano sienten una ligera sensación de frescura y los que tienen ropa de invierno pueden sentir un poco de calor.

1.5 CONFORT EN COLOMBIA

Al ser Colombia un país tropical con un relieve muy variado, se dificulta un poco la determinación del *confort*, ya que los factores más importantes que determinan la sensación térmica son afectados por estas características geográficas nacionales.

Para temperaturas de aire elevadas, la sensación térmica es calurosa (como si el aire estuviera a más temperatura de la real) y si a eso se le suma un viento en calma aumentaría la sensación de sofocación. Ahora, en el caso de temperaturas bajas, entre más alta la humedad relativa, mayor la sensación de frío.

En un primer intento por determinar el *confort* del país, el IDEAM⁴ utilizó la fórmula de refrigeración de Leonardo Hill y Morikofer para la obtención del índice de sensación térmica en función de dos variables las cuales fueron la velocidad del viento y la humedad relativa con las que se obtuvieron los siguientes datos:

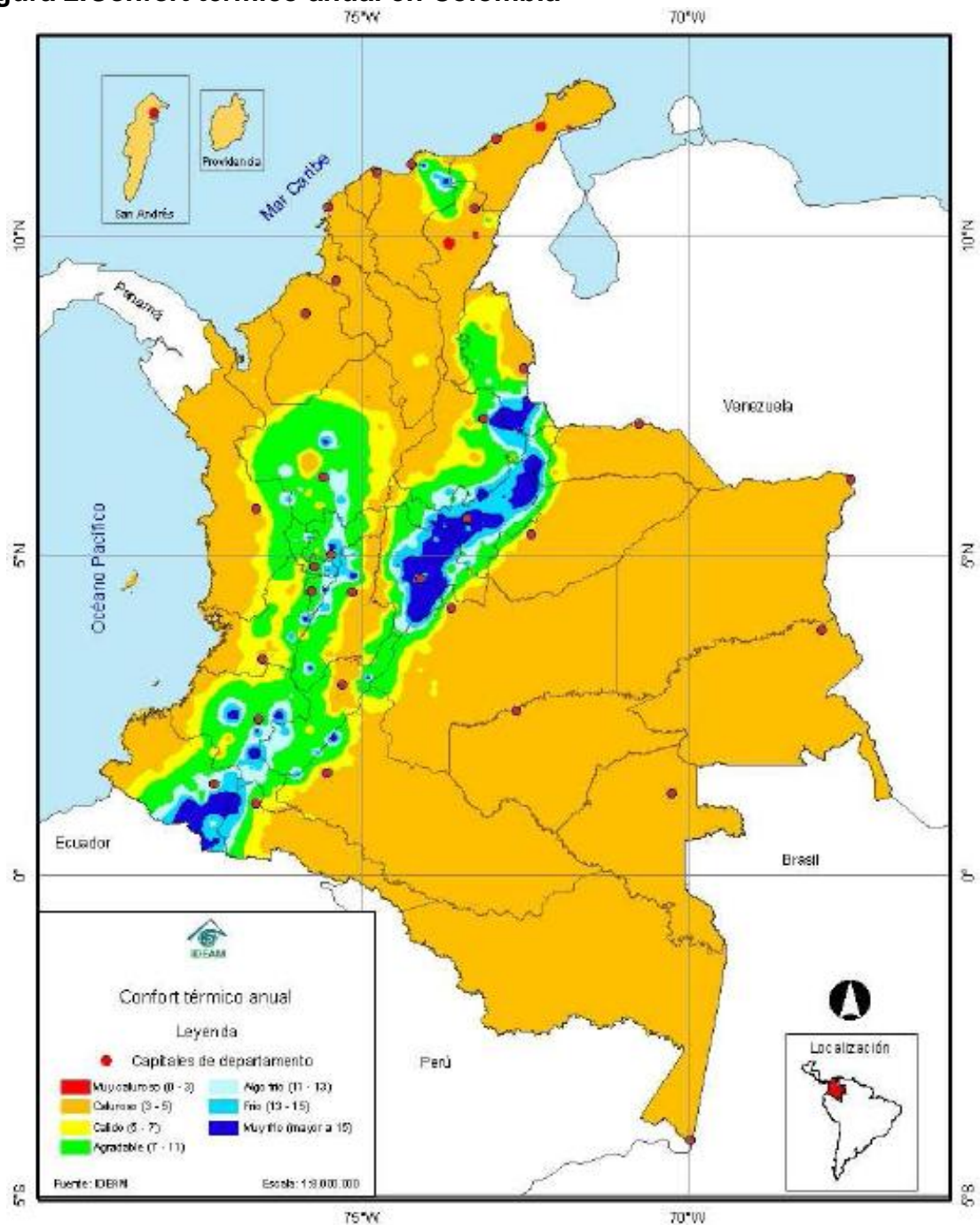
Tabla 3. Índices de sensación térmica en Colombia

Valor (IC)	Sensación Experimentada
0 a 3	Incómodamente caluroso
3 a 5	Caluroso
5 a 7	Cálido
7 a 11	Agradable
11 a 13	Algo frío
13 a 15	Frío
> 15	Muy frío

Fuente: “Atlas Climatológico Nacional”. [En línea]. Bogotá D.C. Subdirección de Meteorología del IDEAM. [Citado 12 de abril 2010]. Disponible desde internet: <<http://institucional.ideam.gov.co>>

⁴ Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales de Colombia.

Figura 2. Confort térmico anual en Colombia



Fuente: “Atlas Climatológico Nacional”. [En línea]. Bogotá D.C. Subdirección de Meteorología del IDEAM. [Citado 12 de abril 2010]. Disponible desde internet: <<http://institucional.ideam.gov.co>>

2 FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor es la ciencia que trata la determinación de las velocidades a las que ocurre un intercambio de energía térmica de un sistema a otro como resultado de la diferencia de temperaturas entre los dos sistemas. Los modos de transferencia de esta energía se clasifican en: conducción, convección y radiación.

2.1 CONDUCCIÓN DE CALOR

La forma de transferencia de calor denominada conducción es la transferencia de energía de las partículas de mayor potencial energético a las de menos potencial, por medio de las interacciones entre ellas. Éste fenómeno se puede dar en sólidos, líquidos y gases. En los sólidos es realizado por las vibraciones de las moléculas en una retícula y por el transporte de energía por los electrones libres, mientras que en los gases y los líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas por movimientos aleatorios.

La rapidez de la conducción de calor en un medio depende del tipo y espesor del material y de la diferencia de temperatura a través de éste.

Para el cálculo de la transferencia de calor por conducción se utiliza la ecuación de Fourier modificada⁵.

$$Q_{cond} = U * A * \frac{dt}{dx} \quad (3.1)$$

Donde U es el coeficiente global de conducción térmica de los materiales que separan dos medios por grado diferencia de temperatura y son fundamentalmente

⁵ CENGEL, Yunus A. “*Transferencia de Calor y Masa: Un Enfoque Práctico*”. 3 ed. México, D.F: McGraw-Hill/ Interamericana Editores, S.A, 2007. p18.

la suma de las capacidades de los materiales para conducir el calor, A es el área de transferencia de calor y es normal (o perpendicular) a la dirección de la transferencia de calor y $\frac{dT}{dx}$ es el gradiente de temperatura.

2.2 CONVECCIÓN DE CALOR

La convección de calor es la transferencia de energía entre una superficie sólida y un gas o líquido adyacente en movimiento. A más rapidez del fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. La convección se denomina forzada si el fluido es obligado a fluir sobre una superficie mediante medios como un ventilador, una bomba etc. Por el contrario, si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje inducidas por las diferencias de densidades debidas a la variación de temperatura en el fluido, la convección es natural.

Los procesos de transferencia de calor que comprenden cambio de fase de un fluido también se denominan convección debido a que en esta ebullición se presenta el movimiento del fluido en burbujas de vapor en la o por la caída de las gotas en la condensación.

La transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa mediante la ley de enfriamiento de Newton como⁶:

$$Q_{conv} = h * A_s * (T_s - T_{\infty}) \quad (3.2)$$

Donde:

h: Coeficiente de transferencia de calor por convección, $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ó $Btu/h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$.

⁶ Ibid., p.27.

A_s : Área superficial a través de la cual se da la transferencia de calor, m^2 o ft^2 .

T_s : Temperatura de la superficie, $^{\circ}C$ ó $^{\circ}F$.

T_{∞} : Temperatura del fluido, $^{\circ}C$ ó $^{\circ}F$.

2.3 RADIACIÓN

La radiación es la transferencia de energía en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. La radiación térmica es la forma de radiación emitida por un cuerpo debido a su temperatura. Éste modo de transferencia de calor a diferencia de la conducción y la convección no requiere un medio interventor por lo que puede ser transmitido en el vacío absoluto. La radiación es un fenómeno volumétrico y todos los sólidos, líquidos y gases emiten absorben y transmiten energía.

La radiación máxima que puede emitir una superficie a una temperatura T_s se expresa por la ley de Stefan-Boltzmann como⁷:

$$Q_{emitido} = \sigma A_s T_s^4 \quad (3.3)$$

Donde:

σ : constante de Stefan-Boltzmann, $5.67 * 10^{-8} W/m^2 .K^4$ ó $0.1714 * 10^{-8} Btu/ft^2 .R^4$

A_s : Área superficial a través de la cual se da la transferencia de calor, m^2 ó ft^2 .

T_s : Temperatura de la superficie, $^{\circ}C$ ó $^{\circ}F$.

⁷ Ibid., p.28.

La tasa a la cual todas las superficies reales emiten radiación térmica es menor a la idealizada por un cuerpo negro y se puede calcular mediante la siguiente expresión⁸:

$$Q_{emitida} = \varepsilon * \sigma * A_s * T_s^4 \quad (3.4)$$

Donde:

ε : Emisividad de la superficie ($0 \leq \varepsilon \leq 1$ para superficies reales y $\varepsilon=1$ para cuerpo negro).

Además de la radiación emitida por un cuerpo, también es importante la cantidad de calor radiante absorbida por éste en su superficie para lo cual se define otra propiedad denominada absorptividad, α , la cual es la fracción de la energía radiante incidente que absorbe dicha superficie.

La tasa a la cual una superficie absorbe energía radiante se obtiene mediante⁹:

$$Q_{absorbida} = \alpha * Q_{incidente} \quad (3.5)$$

Donde:

α : absorptividad de la superficie ($0 \leq \alpha \leq 1$ para superficies reales y $\alpha=1$ para un cuerpo negro).

$Q_{incidente}$: es la energía incidente sobre la superficie (W).

La diferencia entre la radiación emitida y la radiación absorbida por una superficie es la transferencia neta de calor por radiación. Si la diferencia es positiva se dice que el cuerpo está perdiendo energía por radiación.

⁸ Ibid., p.28.

⁹ Ibid., p.28.

Si una superficie con absorptividad σ y emisividad ε está completamente encerrada por una superficie mucho más grande o negra a una temperatura T_{alr} y están separados por un gas que no interfiere en la radiación la razón de transferencia de calor hacia la superficie es¹⁰:

$$Q_{rad} = \varepsilon * \sigma * A_s * (T_s^4 + T_{alr}^4) \quad (3.6)$$

2.3.1 Radiación térmica solar. La radiación solar es uno de los factores de mayor importancia en la pérdida o ganancia de calor de un recinto. Esta ganancia depende de la ubicación del sol en el cielo, de la claridad de la atmosfera, la orientación y composición del edificio, entre otros.

Se hace necesario plantear formas de predecir la variación de la ubicación del Sol en el cielo durante el día, y al paso por las estaciones del año. Conociendo esta ubicación se puede obtener la radiación solar incidente sobre una superficie para cada momento, dato necesario para el cálculo de la cargas de enfriamiento en los sistemas de acondicionamiento de aire.

2.3.1.1 Ángulos Solares. Para describir la dirección de los rayos solares que inciden sobre un lugar se deben conocer estos tres datos fundamentales¹¹:

- Ubicación sobre la superficie terrestre.
- Hora del día.
- Día del año.

¹⁰ Ibid., p.29.

¹¹MCQUISTON-PARKER-SPITLER. “*Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado: Análisis y Diseño*”. 1 ed. México, D.F: Editorial Limusa, S.A. 2003 p 165.

Para obtener los anteriores datos es necesario conocer la latitud, el ángulo horario y la declinación del sol. En la figura 3 se muestra un esquema de los diferentes ángulos que se requieren para obtener la dirección de los rayos solares sobre un punto ubicado en un lugar en el hemisferio ecuatorial.

➤ **Declinación solar d .** Es el ángulo formado por la línea que conecta los centros del Sol y de la Tierra y la proyección de esta línea sobre el plano ecuatorial. El ángulo de declinación varía desde $23^{\circ}27'$ hasta $-23^{\circ}27'$; esta variación afecta el ángulo de incidencia de la radiación solar, los cambios de estaciones y las horas solares del día. Para un determinado día del año a otro año este ángulo varía un poco, pero para los cálculos de aire acondicionado los valores de cualquier año son suficientemente precisos. Para la determinación de la declinación en grados puede utilizarse la ecuación de Spencer¹²:

$$d = 0.3963723 - 22.9132745 * \cos N + 4.0254304 * \sin(0.3872050 * N) \\ * \cos(2 * N) + 0.0519672 * \sin(2\theta) - 0.1545267 * \cos(3\theta) + 0.084 \\ * \sin(3\beta) \quad (3.7)$$

Donde $N = (n - 1) * (360/365)$, y n es el día del año $1 < n < 365$, en esta formulación N esta en grados y θ es el ángulo de incidencia.

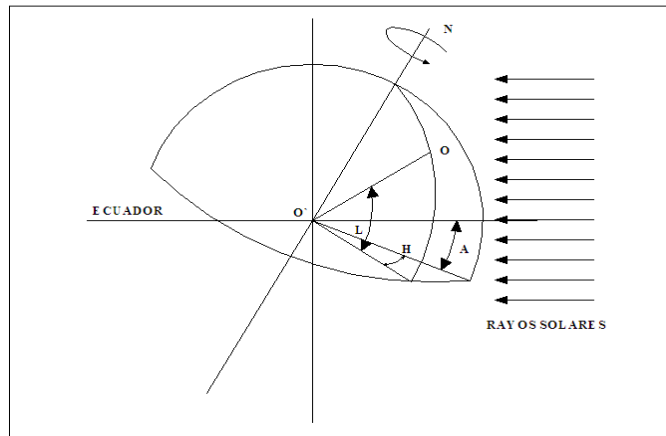
La tabla 4 muestra valores típicos de la declinación solar para los días 21 de cada mes.

➤ **Angulo horario H .** Es el ángulo que la tierra tiene que girar para llegar al meridiano que está en línea con los rayos del sol. Al medio día (tiempo solar) el ángulo horario es cero y tiene su máximo en el crepúsculo y en el amanecer, por lo tanto expresa el tiempo del día con respecto al medio día solar. Quince grados

¹² Ibid., p.166.

de ángulo solar corresponden a una hora de tiempo, el mediodía solar ocurre cuando el Sol está en el punto más alto del cielo y los ángulos son simétricos con respecto al mediodía solar.

Figura 3. Latitud, ángulo horario y declinación del sol



Fuente: MCQUISTON-PARKER-SPITLER. “*Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado: Análisis y Diseño*”. 1 ed. México, D.F: Editorial Limusa, S.A. 2003 p 166.

Tabla 4. Datos solares para los días 21 de cada mes

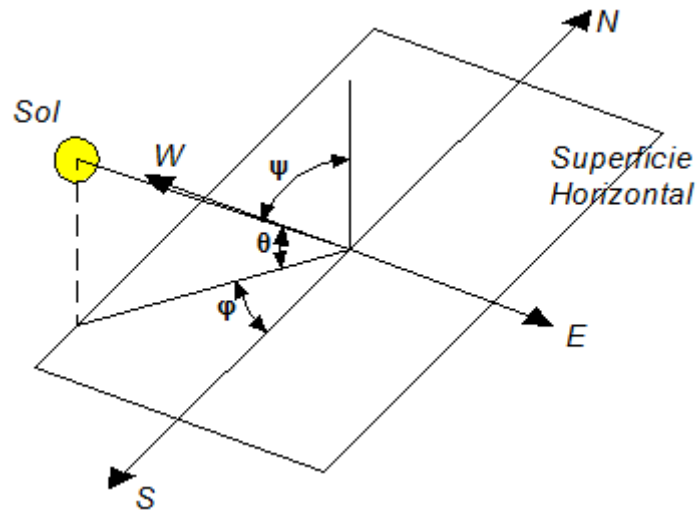
	Ecuación del tiempo (min)	Declinación grados	A (Btu/hr*ft ²)	A B Adimensional	
Enero	-11,2	-20,2	381,2	0,141	0,103
Febrero	-13,9	-10,8	376,4	0,142	0,104
Marzo	-7,5	0	369,1	0,142	0,109
Abril	1,1	11,6	358,3	0,164	0,12
Mayo	3,3	20	350,7	0,177	0,13
Junio	-1,4	23,45	346,3	0,185	0,137
Julio	-6,2	20,6	346,6	0,186	0,138
Agosto	-2,4	12,3	351	0,182	0,134
Septiembre	7,5	0	360	0,165	0,121
Octubre	15,4	-10,5	369	0,152	0,111
Noviembre	13,8	-19,8	377,3	0,142	0,106
Diciembre	1,6	23,45	381,3	0,141	0,103

Fuente: MCQUISTON-PARKER-SPITLER. “*Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado: Análisis y Diseño*”. 1 ed. México, D.F: Editorial Limusa, S. A. 2003. p 165.

➤ **Altura solar θ (altura angular del sol).** Es el ángulo entre el rayo solar y la proyección de ese rayo sobre la superficie horizontal¹³. Es el ángulo del sol sobre el horizonte, esto puede observarse en la figura 4.

$$\sin \theta = \cos l * \cos h + \sin l * \sin d \quad (3.8)$$

Figura 4. Altura solar θ y ángulo acimutal ψ



Fuente: MCQUISTON-PARKER-SPITLER. “*Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado: Análisis y Diseño*”. 1 ed. México, D.F: Editorial Limusa, S. A. 2003. p 167.

➤ **Ángulo ψ del cenit del sol.** Es el ángulo entre los rayos solares y una perpendicular al plano horizontal en el punto O. Por lo tanto¹⁴:

$$\theta + \psi = 90^\circ \quad (3.9)$$

¹³ Ibid., p.167.

¹⁴ Ibid., p.167.

➤ **Ángulo ϕ del acimut solar.** Es el ángulo en el plano horizontal medido entre el sur y la proyección de los rayos solares sobre este plano. Por geometría se puede calcular¹⁵:

$$\cos \phi = (\sin \theta \sin \alpha - \sin \delta) / (\cos \theta \cos \alpha) \quad (3.10)$$

Para una superficie vertical, el ángulo medido en el plano horizontal entre la proyección de los rayos sobre ese plano y una perpendicular a la superficie vertical se le denomina el acimut solar de la pared ϕ .

Si ψ es el acimut de pared medido al este o al oeste desde el sur, entonces¹⁶:

$$\phi = \theta \pm \psi \quad (3.11)$$

➤ **Ángulo de incidencia β .** Es el ángulo entre los rayos solares y la perpendicular a la superficie horizontal. El ángulo de inclinación α es el ángulo entre la perpendicular inclinada y la perpendicular a la superficie horizontal. Esto se muestra en la figura 5.

El ángulo de incidencia β se puede obtener a partir de la siguiente ecuación¹⁷:

$$\cos \beta = \cos \theta * \cos \phi * \sin \alpha + \sin \theta * \cos \alpha \quad (3.12)$$

Por lo tanto para una superficie vertical¹⁸:

$$\cos \beta = \cos \theta * \cos \phi \quad (3.13)$$

¹⁵ Ibid., p.167.

¹⁶ Ibid., p.167.

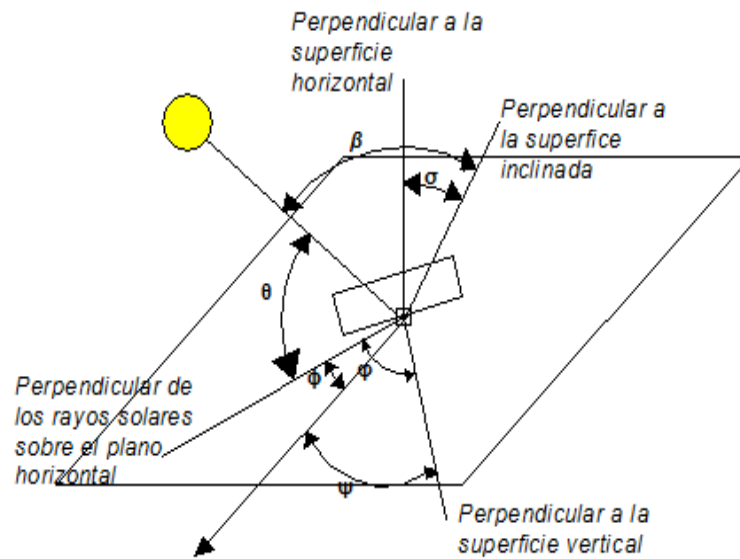
¹⁷ Ibid., p.168.

¹⁸ Ibid., p.168.

Y para una superficie horizontal¹⁹:

$$\cos \theta = \cos \beta \quad (3.14)$$

Figura 5. Acimut solar de pared ϕ , acimut de la pared ψ y el ángulo de inclinación σ para una superficie de inclinación arbitraria.



Fuente: MCQUISTON-PARKER-SPITLER. “*Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado: Análisis y Diseño*”. 1 ed. México, D.F: Editorial Limusa, S. A. 2003. p 167.

2.3.1.2 Irradiación solar. La radiación solar que entra a la atmósfera de la Tierra es dispersada por las moléculas de gas, de vapor de agua, por las nubes y partículas de polvo. A la parte de la radiación que llega hasta la superficie de la Tierra sin haber sido absorbida o dispersada se denomina radiación directa. La radiación también puede ser reflejada hacia una superficie desde otras superficies cercanas. Por lo tanto la radiación total que cae sobre una superficie perpendicular

¹⁹ Ibid., p.168.

a los rayos solares está constituida por la radiación directa, la radiación difusa y la radiación reflejada.

➤ **Radiación directa.** Esta puede ser calculada en un día despejado por el modelo de cielo despejado de la ASHRAE²⁰:

$$I_d = \frac{A}{e^{\left(\frac{B}{\sin A}\right)}} \quad (3.15)$$

Donde:

I_d : Irradiación directa perpendicular $Btu/ft^2 * h$ ó W/m^2 .

A : Irradiación solar aparente a través de una masa de aire igual a cero $Btu/ft^2 * h$ ó W/m^2 .

B : Coeficiente de extinción atmosférica.

β : Altura solar.

➤ **Radiación difusa.** Hacen parte de ésta, la radiación difusa del cielo y parte de la radiación solar reflejada de las superficies adyacentes particularmente del suelo extendido hacia el sur de la superficie.

La radiación difusa que incide sobre una superficie se calcula a partir de la siguiente expresión²¹:

²⁰ Ibid., p.170.

²¹ Ibid., p.172.

$$I_{difusa} = C * I_d * F_{ws} \quad (3.16)$$

En la que F_{ws} es el factor de la configuración de la pared y el cielo y C es un factor que establece la ASHRAE.

Por lo tanto la radiación solar total será²²:

$$I_{solar} = I_d + I_{difusa} \quad (3.17)$$

$$I_{solar} = \left(\cos \theta + \frac{C}{C_N^3} \right) C_N * I_d \quad (3.18)$$

2.4 RADIACIÓN SOLAR EN COLOMBIA

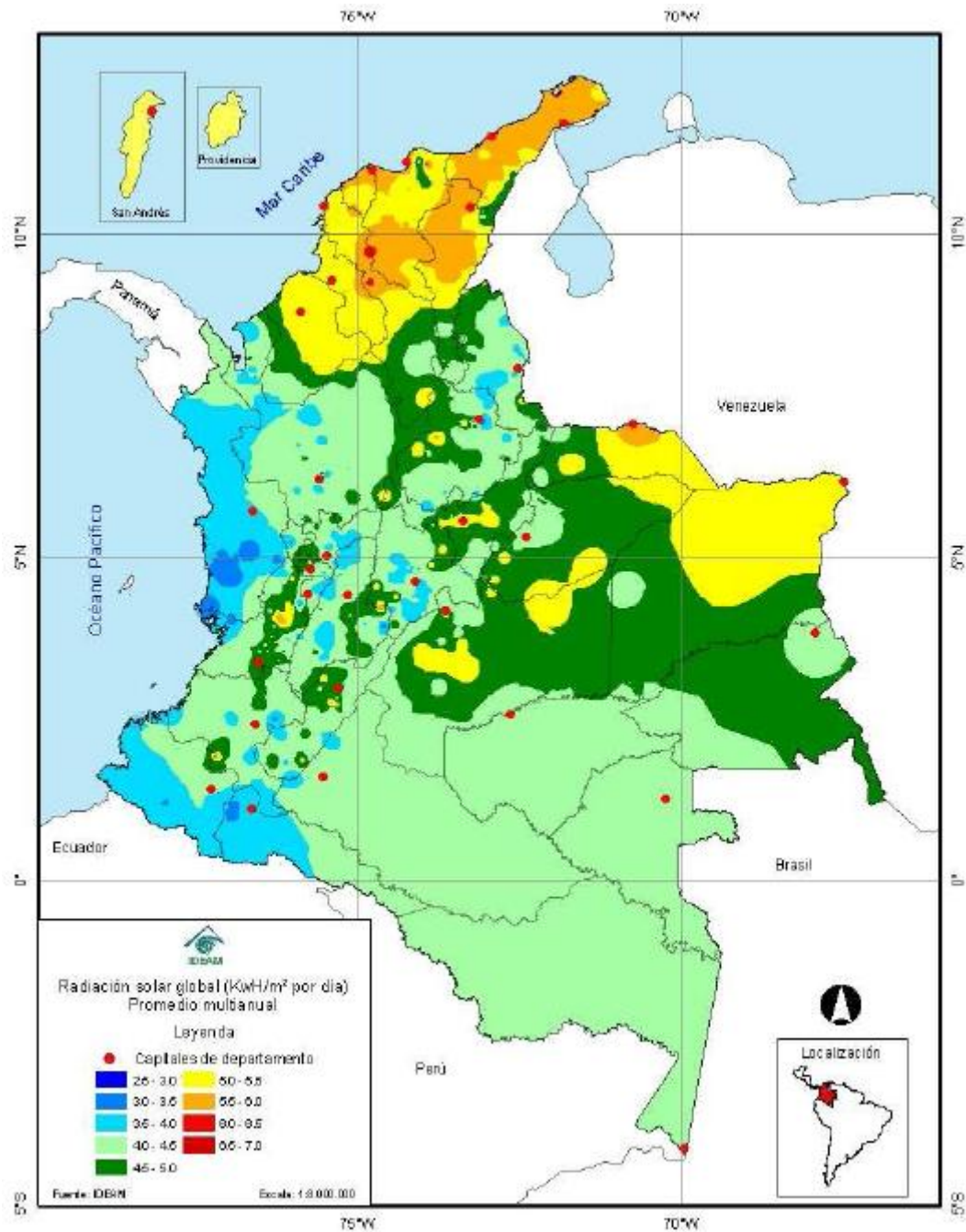
El IDEAM ha desarrollado una serie de mapas con promedios mensuales y anuales para la radiación solar incidente por metro cuadrado en el territorio colombiano. La radiación solar en Colombia se presenta en su mayor intensidad entre las 10:00 am y las 2:00 pm cuando el sol se encuentra a su máxima elevación. Según el IDEAM, los promedios de la intensidad de radiación solar sobre el territorio colombiano están alrededor de 4 a 4.5 kWh/m² y las máximas radiaciones se presentan en la regiones Caribe, nororiente de la Orinoquia y sectores de los departamentos de Cauca, Huila, Valle, Tolima, Caldas, Boyacá, Santanderes, Antioquia y las Islas de San Andrés y Providencia con intensidad de 4.5 a 6 kWh/m²²³.

²² Ibid., p.172.

²³ Atlas Climatológico Nacional. [En línea]. Bogotá D.C. Subdirección de Meteorología del IDEAM.[Citado 12 de abril 2010]. Disponible desde internet: <<http://institucional.ideam.gov.co>>

En estos mapas los niveles de radiación son representados por colores dependiendo de la intensidad de la misma, los cuales van desde el azul hasta el rojo oscuro lo cual se puede observar en la figura 6.

Figura 6. Radiación promedio multianual en el territorio colombiano



Fuente: Atlas Climatológico Nacional. [En línea]. Bogotá D.C. Subdirección de Meteorología del IDEAM. [Citado 12 de abril 2010]. Disponible desde internet: <<http://institucional.ideam.gov.co>>

3 CARGA DE ENFRIAMIENTO

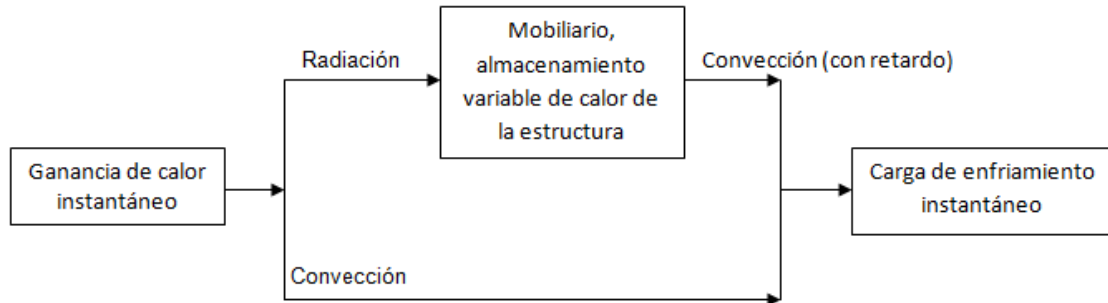
En el capítulo 2 se explicaron los modos de transferencia de calor a un recinto en régimen transitorio, los cuales son muy variantes en el tiempo debido principalmente a la radiación solar. La ganancia bruta de calor que se tiene hacia un recinto puede ocurrir en las siguientes formas:

- Por radiación solar a través de vidrios.
- Por conducción de calor a través de los linderos, por radiación y convección desde las superficies internas del recinto.
- Por convección y radiación desde los objetos internos.
- Por infiltración de aire exterior.
- Por convección debida a las personas.

Todo el calor que se recibe de esas fuentes en general no se emplea en forma inmediata para calentar el aire del recinto. La radiación proveniente de objetos interiores y la radiación solar son absorbidas en su mayor parte por los pisos, paredes, techos y muebles los cuales alcanzan temperaturas elevadas y luego se enfrían por convección al aire. A esto se le llama *efecto de almacenamiento de calor*, el calor se absorbe y se almacena. Como consecuencia la ganancia neta de calor por el aire del recinto es menor que la ganancia bruta.

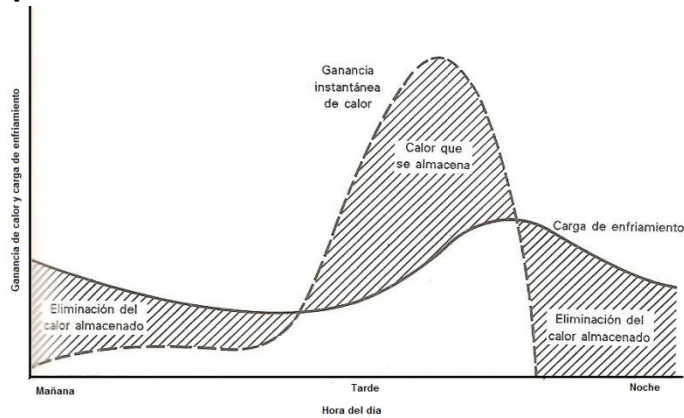
La velocidad a la que se retira esta carga neta de calor del recinto para mantener las condiciones de diseño se denomina *carga de enfriamiento*. En las figuras 7 y 8 se puede observar el efecto del almacenamiento de calor.

Figura 7. Ganancia de calor de la construcción, el almacenamiento de calor y la carga de enfriamiento.



Fuente: Pita G., Edward. “Acondicionamiento de Aire: Principios y Sistemas”. 2 ed México, D.F. Editorial continental S. A. 1994 p 134.

Figura 8. Diferencia entre la ganancia instantánea de calor y la carga de enfriamiento que resulta del efecto de almacenamiento de calor.



Fuente: Pita G., Edward. “Acondicionamiento de Aire: Principios y Sistemas”. 2 ed México, D.F. Editorial continental S. A. 1994 p 135.

3.1 MÉTODOS PARA EL CÁLCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO

Para el cálculo de las cargas de enfriamiento la ASHRAE²⁴ plantea dos métodos básicos: método de balance de calor (HB) y método de series cronológicas radiantes (RTS). A partir de estos métodos básicos se desprenden otros más como los que se describen a continuación.

3.1.1 Método diferencial de temperatura total equivalente (TETD). Este método ha sido altamente confiable para el cálculo de las cargas desde su invención en 1967.

En el método diferencial de temperatura equivalente (TETD) se usa la técnica de factor de respuesta para un número de paredes y techos representativos de los cuales se obtienen datos para el cálculo de los valores de TETD como función de la temperatura Aire-Sol manteniendo constante la temperatura del cuarto. A los componentes de la carga térmica que se calculan mediante el TETD se les adiciona la ganancia de calor interno para obtener la ganancia de calor instantánea total. Esta ganancia instantánea se convierte en carga de enfriamiento inmediata.

La técnica de tiempo promedio (TA) hace un promedio con los valores desde un periodo apropiado de horas precedentes. Este método hace una cuantificación con el calor almacenado. Su debilidad fundamental es que hace un simple promedio de las cargas radiantes y es una mala aproximación del fenómeno además de estar sujeto a la experiencia del calculista.

²⁴ Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de aire Inc.

3.1.2 Método función transferencia (TFM). Desarrollado en 1972 por Mitalas aplica una serie de coeficientes de función de transferencia (CFT) que relacionan una función de salida en un tiempo dado al valor de una o más funciones que maneja y ajusta a un periodo inmediatamente anterior. Estos coeficientes son calculados para varias superficies exteriores opacas y con diferencias entre la temperatura Aire-Sol y la temperatura del cuarto, para determinar la ganancia de calor teniendo en cuenta la inercia térmica de dichas superficies.

Para la ganancia de calor por vidrios y cargas internas se calcula directamente para la hora de interés.

El método después aplica una segunda serie de factores de complemento, o coeficientes de función de transferencia del espacio (RTF). La ganancia de calor y la carga de enfriamiento de todos los elementos de carga que tienen componentes radiantes, representan el efecto del almacenamiento de calor y la carga de enfriamiento.

Los coeficientes del RTF se relacionan con la configuración geométrica, la masa y otras características del espacio para determinar el efecto del almacenamiento de calor.

Para el cálculo por este método se debe hacer o tener una curva de respuesta térmica característica de un material o combinación de materiales, una vez que los factores de respuesta son determinados, la rata de transferencia de calor puede para un tiempo particular, ser calculada con los pulsos previos y la respuesta de pulsos activos del momento en análisis.

3.1.3 Método diferencial de carga de enfriamiento (CLTD / CLF). Rudoy y Duran en 1975 realizaron un estudio de comparación entre los métodos del TETD y el TFM en el cual simplificaron en un paso el cálculo de la carga de enfriamiento. Producida por la conducción de calor a través de muros y techos externos y denominaron a esta técnica *Método Diferencial de Carga de Enfriamiento*.

Una serie de factores fueron tomados de los resultados de los cálculos de cargas de enfriamiento producidos por métodos más sofisticados como Diferencia de Temperatura Equivalente para el uso de ecuaciones tradicionales de transferencia de calor. También se desarrollaron los factores de carga de enfriamiento (CLF) para el cálculo en un sólo paso de las cargas debidas a la conducción y radiación en vidrios exteriores así como para las fuentes de calor interno.

Luego, McQuiston desarrolló en 1992 un factor para carga solar a través de vidrios, factor (SCL), que permite tener en cuenta más parámetros para una mayor exactitud.

Este método, al ser simple, puede ser usado para el cálculo de las cargas de enfriamiento a mano. Los datos del CLTD y SCL están tabulados y disponibles en los manuales de la ASHRAE y los resultados de los cálculos de la carga de enfriamiento son semejantes con aquellos hechos por el método del TFM²⁵.

²⁵ ASHRAE. ASHRAE HandbookCD: Windows 95. Atlanta, USA: Publishing Group. Inc. 1999.

4 CÁLCULO DE CARGAS DE ENFRIAMIENTO (MÉTODO CLTD / CLF)

La determinación de las cargas de enfriamiento en un recinto o conjunto de recintos es trascendental al momento de elegir un equipo de aire acondicionado para mantener las condiciones de diseño.

Las ganancias de calor son muy variables debido a cada uno de los factores que contribuyen a esta ganancia al interior del recinto, en el transcurso del día y con cada uno de los días para lo que se requiere hacer un cálculo preciso para seleccionar el equipo de menor tamaño y más eficiente en el uso de energía.

Las cargas térmicas se pueden agrupar en dos partes: las que proceden de fuentes externas al recinto y las que se generan internamente.

Dentro de los componentes de ganancia de calor externo hacia el recinto se encuentran:

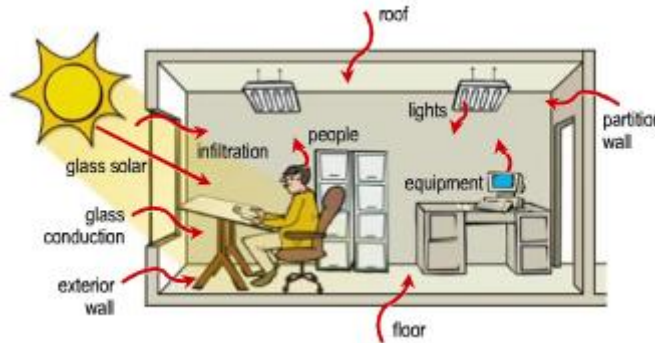
- Conducción a través de paredes, techo y vidrios al exterior.
- Conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos.
- Radiación solar a través de vidrios.

La ganancia de calor interior es generada entre otros por los siguientes componentes:

- Alumbrado
- Personas
- Equipos

Los diferentes aportes a la ganancia de carga de un recinto se pueden observar en la figura 9.

Figura 9. Componentes de la ganancia de calor del recinto



Fuente: *Air Conditioning Clinic: Cooling and Heating Load Estimation*. [En línea].TRG-TRC002-EN.2000. [Citado 12 de abril 2010]. Disponible en internet:< <http://www.scribd.com>>.

4.1 CARGAS EXTERNAS

A través de la envoltura del recinto (paredes, techos, pisos y ventanas) se tiene una transferencia de calor por conducción. En la estructura habitual, las paredes y los techos son ensambles complejos de diferentes materiales. Con frecuencia, las ventanas están hechas de dos o más capas de cristales con espacios llenos de aire entre ellas. Debido a estas condiciones, es difícil elaborar los cálculos aplicando las ecuaciones básicas de transferencia de calor por lo que la norma ASHRAE establece métodos que simplifican tales cálculos.

Uno de los estos métodos es el método del CLTD (*Cooling Load Temperature Difference*). Este método usa coeficientes de película combinado de radiación y convección sobre las superficies externas e internas, es así como todos los datos que se encuentran tabulados son basados en la temperatura sol-aire en el exterior.

Los datos que se establece la ASHRAE son para una temperatura interior asumida de 78 °F para un sistema de enfriamiento de aire en operación las 24h/día.

El método se expresa mediante la siguiente ecuación²⁶:

$$Q = U * A * CLTD \quad (5.1)$$

Donde:

Q: Ganancia neta del recinto por conducción a través del techo, paredes o vidrios
Btu/h.

U: Coeficiente global de transferencia de calor para el techo paredes o vidrios,
*Btu/(h * ft² * °F)*

A: Área el techo, pared o vidrios, *ft²*

DTCE: Diferencia de Temperatura para Carga de enfriamiento, °F

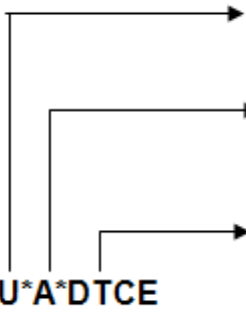
4.1.1 Carga externa debida a conducción en techos. El elemento externo más crítico sometido a la radiación solar es el techo ya que este la recibe alrededor del 60 al 70% del día. Debido a que esta carga es alta se han creado elementos aislantes como son los cielos rasos falsos con colchones de aire, pintar el techo con colores reflectivos, etc., para disminuir un poco de la carga térmica al recinto. Para el cálculo de esta carga la ASHRAE presenta la expresión que se muestra en la tabla 5.

4.1.2 Cargas extrema debida a paredes. El cálculo de la carga a través de los techos se puede resumir en la tabla 6.

²⁶ ASHRAE. ASHRAE HandbookCD: Windows 95. Atlanta, USA: Publishing Group. Inc copyright.1999.

4.1.3 Carga externa debida a vidrios. La radiación solar que recae sobre un vidrio exterior provoca una ganancia de calor que es muy diferente a las que se provocan por el techo o las paredes debido a la característica translúcida de este. La ganancia de calor por un vidrio se da de dos maneras: por radiación, en la cual se tiene la transmisión de la radiación y la parte de radiación absorbida que fluye hacia el interior y por conducción debida al gradiente de temperatura que se tiene entre la superficie externa y la superficie interna.

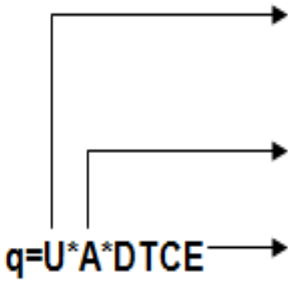
Tabla 5. Conducción a través techos

FUENTE DE CARGA	ECUACION	DESCRIPCION
Techo	$q=U \cdot A \cdot DTCE$ 	<p>Coeficiente de transferencia de calor (Btu/h) Tablas B1 y B2*</p> <p>Áreas calculadas de planos arquitectónicos (ft²).</p> <p>Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento, tablas B1 y B2</p> <p>Nota</p> <ul style="list-style-type: none"> • Corrección por color de la superficie exterior. Tabla B3**. • Corrección por temperatura de bulbo seco afuera y rango diario, tabla B4***. • Corrección por temperatura de bulbo seco dentro del recinto, tabla B4. • Corrección por latitud y mes del año, tabla B5****.

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual* ASHRAE 158. New York. ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.1.

* Ver anexo B. ** Ver anexo B. *** Ver anexo B. **** Ver anexo B.

Tabla 6. Conducción a través de paredes

Fuente de carga	Ecuación	Descripción
<p>Pared</p>	 <p>$q=U \cdot A \cdot DTCE$</p>	<p>Coficiente de transferencia de calor de la pared (Btu/h), Tabla B6*.</p> <p>Area calculada de planos arquitectónicos.</p> <p>Diferencia de temperaturas de carga de enfriamiento Tabla B7**, con sus notas.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Corrección por color de la superficie exterior, tabla B3***. • Corrección por temperatura de bulbo seco afuera y rango diario, tabla B4****. • Corrección por temperatura de bulbo seco dentro del recinto. Tabla B4. • Corrección por latitud y mes de año. Tabla B5*****.

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual* ASRHAЕ 158. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.1.

* Ver anexo B. ** Ver anexo B. *** Ver anexo B. **** Ver anexo B. *****Ver anexo B

Tabla 7. Conducción a través de vidrios

Fuente de carga	Ecuación	Descripción
Vidrio	$q = U \cdot A \cdot CLF$	<p>Coefficiente de transferencia de calor que del tipo de vidrio (Btu/h-ft²-°f) tabla B8.*</p> <p>Área del vidrio o ventana.</p> <p>Diferencias de conducción de carga de enfriamiento a través de un vidrio tabla B9.**</p> <p>Nota</p> <p style="padding-left: 40px;">Corrección por temperatura de bulbo seco afuera y rango diario, tabla B4.***</p> <p style="padding-left: 40px;">Corrección por temperatura de bulbo seco dentro del recinto. Tabla B4.</p>

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.1.

* Ver anexo B. ** Ver anexo B. *** Ver anexo B.

Tabla 8. Radiación a través de vidrios

Fuente de carga	Ecuación	Descripción
Vidrio	$q = A \cdot SC \cdot SCHF \cdot CLF$	<p>Área del vidrio o ventana</p> <p>Coeficiente de opacidad del vidrio, o combinación de vidrios diferentes, con diferentes opacidades. Tablas B10* y B11.**</p> <p>Factor de máxima ganancia térmica, para vidrios con orientaciones específicas, latitud y mes. Tablas B12-B18***, y tabla B19****.</p> <p>Factor de carga de enfriamiento para vidrios con y sin sombreado interior. Tabla B20 y B21*****</p>

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.1.

* Ver anexo B. ** Ver anexo B. *** Ver anexo B. **** Ver anexo B. *****Ver anexo B.

4.2 CARGAS INTERNAS

La ganancia de calor interior producida por los ocupantes, las luces y los equipos aumenta en gran medida la carga de enfriamiento en el recinto. En el invierno pueden ser las generadoras exclusivas de la carga en las edificaciones industriales y comerciales por lo cual es muy importante el cálculo de estas para la selección del equipo de refrigeración. Estos componentes generan ganancia de calor por radiación incrementando la temperatura de las superficies de las paredes, techo e inmobiliario y por convección hacia el aire del recinto.

4.2.1 Cargas internas debidas a los ocupantes. La carga de enfriamiento que generan los ocupantes se presenta de dos formas: el componente sensible y el componente latente. Estos dos factores dependen del nivel de actividad de las personas y están tabulados por la ASHRAE para hombres, mujeres y niños en diferentes lugares y actividades.

Algo del calor sensible se puede absorber por el efecto del almacenamiento de calor, pero nada del calor latente que es generado por la transpiración. Para el cálculo de la carga de enfriamiento debida a los ocupantes es de gran importancia conocer el tiempo de permanencia de estos en el recinto y la actividad realizada.

Para la estimación de la carga de enfriamiento de un local debido a los ocupantes el método *Cooling Load Temperature Difference* presenta la formulación mostrada en la tabla 9.

4.2.2 Cargas internas debidas a las luces. En algunos sitios, una de las mayores fuentes de carga son las luces debido a la gran cantidad de estas y la potencia de las mismas.

La energía generada por las luces se transfiere por convección directamente al aire y por radiación que es absorbida por las superficies que se calientan y luego pierden esta calor por convección hacia al aire del recinto.

Tabla 9. Cargas debidas a personas

Fuente de carga	Ecuación	Descripción
Personas	$q_s = \frac{q_s}{\text{Persona}} * \text{personas} * CLF$	<p>Carga sensible de enfriamiento (Btu/h). Calor sensible ganado por persona. Tabla B22*.</p> <p>Número de personas</p> <p>Factor de carga de enfriamiento. Tabla B23**. CLF=1 Sistema de enfriamiento no funciona las 24 horas del día y cuando la densidad de personas es muy alta (más de 100 personas por 1000 ft²)</p>
	$q_l = \frac{q_l}{\text{persona}} * \text{personas}$	<p>Carga latente de enfriamiento (Btu/h)</p> <p>Calor latente ganado por persona Tabla B22*.</p> <p>Número de personas.</p>

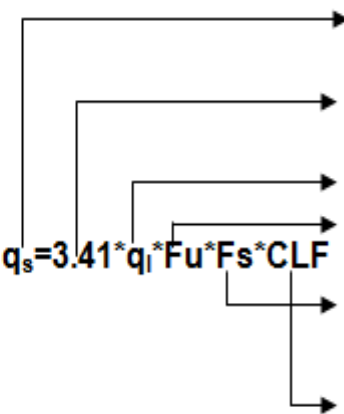
Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4. p 4.5.

* Ver anexo B. ** Ver anexo B.

El modo de instalación de las luces y el sistema de distribución del aire entre otros, son aspectos a tener en cuenta en el cálculo de la carga debido al alumbrado. Para luces que permanecen encendidas las 24 horas al día, la carga de enfriamiento es igual al consumo de potencia de las mismas. La fuente de calor del sistema de iluminación son las luces incandescentes, aún cuando otros componentes asociados con ellas como los reactores o balastras puedan generar una fuente de calor adicional.

Teniendo todos los aspectos anteriores en cuenta y otros más el cálculo de la carga de enfriamiento debido a las luces se puede realizar como se ilustra en la tabla 10.

Tabla 10. Carga debido a las luces

Fuente de carga	Ecuación	Descripción
Luces	$q_s = 3.41 * q_l * F_u * F_s * CLF$ 	Carga sensible de enfriamiento (Btu/h). Factor de conversión de W a Btu/h. Capacidad de las lámparas W. Fracción de la capacidad en uso. Factor de balastro. Tabla B24*. F _s =1 para luces incandescentes. Factor de carga de enfriamiento. Tablas B25-B30**

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4. p 4.1.

* Ver anexo B. ** Ver anexo B.

4.2.3 Cargas internas generadas por equipos. Para la ganancia de calor debida a los equipos se tienen dos clasificaciones para la estimación de la carga de enfriamiento las cuales son:

Equipos con fuente de potencia diferente a motores eléctricos (equipos) los cuales generan tanto cargas sensibles como latentes.

Motores eléctricos o equipos movidos por motores eléctricos (equipos de potencia) los cuales generan solo carga sensible.

Las expresiones para el cálculo de carga de enfriamiento generada por los equipos se presentan en las tablas 11,12 y 13.

Tabla 11. Carga sensible debida a equipos

Fuente de carga	Ecuación	Descripción
Equipo	$q_s = \text{sensible} * CLF$	<p>Carga sensible de enfriamiento (Btu/h)</p> <p>Calor sensible ganado por equipos (Btu/h) Tablas 31B y 32B*.</p> <p>Si los detalles de los equipos no son conocidos Si el equipo no está enlistado:</p> <p>$q_s = C_s * q_r * CLF$</p> <p>↳ Rata de potencia del fabricante</p> <p>↳ Coeficiente Tabla 22B**.</p> <p>Factor de carga de enfriamiento Tabla 34B y 35B***. CLF=1 Sistema de enfriamiento no funciona las 24 horas del día.</p>

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual* ASRHAE 158. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4. p 4.6.

* Ver anexo B. ** Ver anexo B. ***Ver anexo B.

Tabla 12. Carga latente debida a equipos.

Fuente de carga	Ecuación	Descripción
Equipo	$q_l = \text{latente}$	<p>Carga de enfriamiento (Btu/h).</p> <p>Calor latente ganado por equipos (Btu/h) Tablas 31B y 32B*</p> <p>Si los detalles de los equipos no son conocidos:</p> <p>$q_l = C_l * q_r$</p> <p>↳ Rata de potencia del fabricante</p> <p>↳ Coeficiente Tabla33B**</p>

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual* ASRHAE 158. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4. p 4.6.* Ver anexo B. ** Ver anexo B.

Tabla 13. Carga debida a equipos de potencia

Fuente	Ecuación	Descripción
<p align="center">Motores eléctricos y equipos conducidos por motores eléctricos</p>	$q_s = B \cdot F_1 \cdot CLF$ <p style="text-align: center;"> A C </p>	<p>Carga de enfriamiento (Btu/h)</p> <p>Ubicación del motor respecto al espacio refrigerado (Btu/h) Tabla B36.*</p> <p>Factor de carga, F_1 es la potencia utilizada, dividido por caballo de fuerza nominal. Para motores pequeños $F_1 = 1$. Para sobrecargas, si se dispone de los datos de rendimiento del fabricante usar la Tabla B37. **</p> <p>Factor de carga de enfriamiento. Tabla B35. ** $CLF = 1$ Sistema de enfriamiento no funciona las 24 horas del día.</p>

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual* ASHRAE 158. New York. ASHRAE. 1979. Cap. 4. p 4.9.

* Ver anexo B. ** Ver anexo B. *** Anexo B.

4.3 CARGAS POR INFILTRACIONES

Es común que en sitios con aire acondicionado, ocurran infiltraciones del aire externo generalmente más caliente que el interior a través de fisuras en puertas, ventanas, etc. Lo ideal sería que no existieran estas infiltraciones para lo que se necesitaría una construcción bien hecha, con lo cual el local estaría hermético y el aire no entraría, pero como esto no ocurre existen modelos matemáticos para calcular la carga por infiltraciones, la cual debe ser removida por el equipo de aire acondicionado para mantener el local a la temperatura de diseño.

Las infiltraciones generan una ganancia de calor sensible como latente para lo cual la ASHRAE establece el método de cálculo mostrado en la tabla 14.

Tabla 14. Carga debida a infiltraciones de aire

Fuente de carga	Ecuacion	Descripcion
Infiltracion o Ventilacion Carga sensible	$q_s = 1.10 \cdot (\Delta T) \cdot \text{scfm}$	<p>Carga de enfriamiento (Btu/h) por la ganancia de calor sensible.</p> <p>Factor de conversion tiene unidades de Btu/h por scfm*F.</p> <p>Diferencia de temperaturas entre el aire del interior del recinto y el de afuera en F.</p> <p>Flujo de infiltracion o ventilacion en cfm</p>
Infiltracion o Ventilacion Carga latente	$q_l = 4840 \cdot (\Delta W) \cdot \text{scfm}$	<p>Carga de enfriamiento (Btu/h) por la ganancia de calor latente.</p> <p>Factor de conversion tiene unidades de Btu/h por scfm.</p> <p>Diferencia de humedad entre el interior y el exterior en lb de agua por lb de aire seco.</p> <p>Flujo de ventilacion o infiltracion.</p>

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 5. p 5.1.

5 VENTILACIÓN Y CALIDAD DE AIRE INTERIOR

La cantidad y calidad del aire que se introduce en un local son claves a la hora de alcanzar las condiciones de confort y salubridad necesarias en un recinto acondicionado para la ocupación humana. Es indispensable por tanto, dotar al local de un suministro de aire limpio y renovar el aire que se encuentre en el interior. Aspectos tan importantes como el control de polvo, microorganismos, olores, entre otros, deben ser prioridad a la hora de diseñar y poner en marcha un sistema de aire acondicionado.

El aire que se introduce en un local puede estar compuesto por aire de retorno, mezcla de aire de retorno y aire exterior o aire exterior únicamente.

La calidad del aire que va al recinto es inversamente proporcional a la cantidad de aire de retorno ya que está viciado con diferentes contaminantes que salen del cuarto acondicionado. Por otra parte, si se introduce únicamente aire exterior, que es de mejor calidad, se incrementará el tamaño de la unidad acondicionadora y con ella el valor inicial y de mantenimiento del sistema pues la carga térmica impuesta es mucho mayor.

Teniendo en cuenta las razones anteriores, los sistemas de acondicionamiento de aire bien diseñado, normalmente trabajan con una mezcla de aire de retorno y aire exterior en proporciones tales que cumplan las condiciones de calidad y de carga térmica que imponga la aplicación. De esta regla se exceptúan aquellas aplicaciones donde los estándares de calidad exigen sólo aire exterior, un quirófano por ejemplo.

La limpieza del aire se hace a través de filtros especialmente diseñados para tal fin y que pueden controlar suciedad, olores y microorganismos entre otros.

5.1 CAUDAL MÍNIMO DE AIRE EXTERIOR

El flujo volumétrico de aire que debe ingresar a un local particular depende del tipo de actividad que se desarrollará en éste y a partir del criterio que se tome para el diseño, número de personas (*cfm / persona*) o el área del piso del recinto (*cfm / ft²*), se puede calcular la tasa de ventilación mínima requerida.

Para aplicaciones que no aparezcan listadas, se debe tomar el criterio para la aplicación más parecida. Cuando en una aplicación listada no se encuentra la tasa de ventilación mínima para un criterio, se usa entonces la recomendación para el otro criterio.

La tabla 15 muestra algunos valores para la tasa de ventilación mínima en zonas residenciales²⁷.

Tabla 15. Ratas de ventilación mínima para aplicaciones residenciales

Aplicaciones	Requerimientos Exteriores
Salas	0,35 cambios de aire por hora pero no menor a 15 <i>cfm</i> por persona.
Cocinas	100 <i>cfm</i> intermitentes o 25 <i>cfm</i> continuos.
Baños	50 <i>cfm</i> intermitentes o 20 <i>cfm</i> continuos.

Fuente: ANSI / ASHRAE, Standard 62.1. *Ventilation for acceptable indoor air quality*. Atlanta: ASHRAE Inc, 2004. 38 p.

²⁷ Estos valores están sujetos a algunas condiciones especiales. Ver ANSI/ASHRAE STANDARD 62 para mayor información.

6 PROCESO PSICROMÉTRICO

En el diseño de sistemas de aire acondicionado es indispensable determinar la cantidad y las propiedades del aire que se debe impulsar al local estudiado con el fin de mantener las condiciones de diseño, especialmente la temperatura y la humedad interiores y para lograrlo se usan las herramientas que ofrece la psicrometría.

La psicrometría es la ciencia que estudia las propiedades termodinámicas del aire, su composición, calidad e interacción con las personas y los materiales.

Si bien existen características de diseño muy importantes que debe tener el aire como la limpieza y la velocidad, son la temperatura y el contenido de humedad las que predominan en el análisis psicrométrico al igual que todas las cargas térmicas, sensibles y latentes, que se generen en el interior y el exterior del local y que afectan directamente la condición del aire impulsado.

Con el fin de entender el proceso psicrométrico llevado a cabo en un sistema de acondicionamiento, se explicará a continuación lo que es un ciclo simple de aire acondicionado.

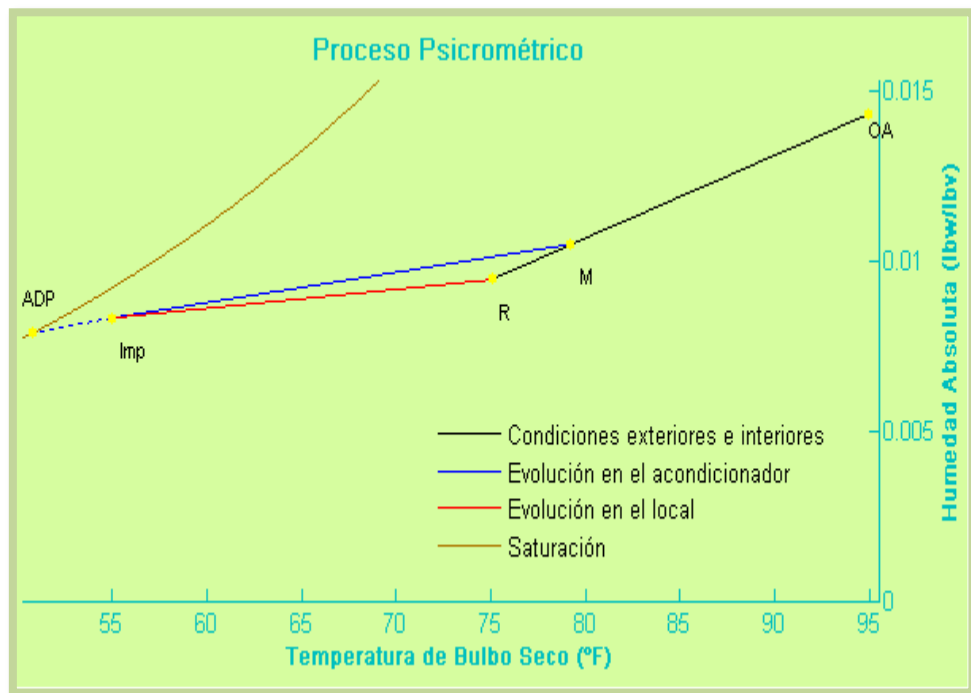
6.1 CICLO SIMPLE DE AIRE ACONDICIONADO

El ciclo simple de aire acondicionado consiste en la adición o extracción de calor y/o humedad para llevar al aire a las condiciones deseadas en las cuales pueda cumplir con los requisitos de carga térmica y confort que exija el proyecto diseñado.

La cantidad de aire que se introduce en un local está determinada por las cargas térmicas que se deben vencer y las condiciones de confort y salubridad que exijan las condiciones de diseño.

La figura 10 ilustra un proceso de acondicionamiento simple donde se presenta una caída de temperatura (pérdida de calor sensible) y una disminución de la humedad (extracción de calor latente) en el aire que se impulsa, el cual es una mezcla de aire exterior y aire de retorno del local.

Figura 10. Proceso simple de aire acondicionado con retorno de aire (enfriamiento + deshumidificación)



Fuente: Los Autores.

Los procesos que sufre el aire en un ciclo simple de aire acondicionado para enfriamiento y deshumidificación son los siguientes, ver figura 10:

- Mezcla de las corrientes de aire exterior e interior a las condiciones correspondientes ($OA = Exterior$, $R = Local$).

- Evolución en el evaporador desde las condiciones de la mezcla (M) hasta las condiciones de impulsión al local (Imp).
- Evolución en el local desde el punto de impulsión (Imp) hasta las condiciones de retorno (R).

Los procesos anteriores involucran la variación de la temperatura y humedad del aire mediante el retiro de calor sensible y latente respectivamente.

6.1.1 Cargas térmicas en el ciclo simple de aire acondicionado. Las cargas térmicas que se deben tener en cuenta en un ciclo simple de aire acondicionado como el mostrado en la figura 10 son:

6.1.1.1 Calor sensible del local, RSH (*Room Sensible Heat*). Es la carga sensible que se produce en el cuarto que se acondiciona y es la suma de todas las fuentes internas y externas de calor (paredes, techos, alumbrado, personas, equipos, infiltraciones, etc.).

$$RSH = 1.08 * CFMi * (T_R - T_{imp}) [Btu/h] \quad (7.1)$$

Donde:

$CFMi$ [cfm]= Caudal de aire impulsado.

T_R [$^{\circ}F$]= Temperatura seca del aire interior.

T_{imp} [$^{\circ}F$]= Temperatura seca del aire de impulsión.

6.1.1.2 Calor latente del local, RLH (*Room Latent Heat*). Es la carga latente que se produce en el cuarto que se acondiciona y es la suma de todos los

calores latentes de las fuentes internas y externas de calor (personas, equipos, infiltraciones, etc.).

$$RLH = 4840 * CFMi * (\omega_R - \omega_{imp}) [Btu/h] \quad (6.2)$$

Donde:

ω_R [Lbw/Lba]= Humedad absoluta del aire interior.

ω_{imp} [Lbw/Lba]= Humedad absoluta del aire de impulsión.

6.1.1.3 Calor sensible del aire exterior, OASH (*Outside Air Sensible Heat*). Es la carga térmica que le impone el caudal de aire exterior al equipo acondicionador.

$$OASH = 1.08 * CFMe * (T_{OA} - T_R) [Btu/h] \quad (6.3)$$

Donde:

$CFMe$ [cfm]= Caudal de aire exterior.

T_{OA} [°F]= Temperatura seca del aire exterior.

T_R [°F]= Temperatura seca del aire interior.

6.1.1.4 Calor latente del aire exterior, OALH (*Outside Air Sensible Heat*). Es la carga térmica latente que le impone el caudal de aire exterior al equipo acondicionador.

$$OALH = 1.08 * CFMe * (\omega_{OA} - \omega_R) [Btu/h] \quad (6.4)$$

Donde:

ω_{OA} [Lbw/Lba]= Humedad absoluta del aire exterior.

ω_R [Lbw/Lba]= Humedad absoluta del aire interior.

6.1.1.5 Calor sensible total, TSH (*Total Sensible Heat*). Es la carga térmica sensible total del proyecto.

$$TSH = RSH + OASH \quad [Btu/h] \quad (6.5)$$

6.1.1.6 Calor latente total, TLH (*Total Latent Heat*). Es la carga térmica latente total del proyecto.

$$TLH = RLH + OALH \quad [Btu/h] \quad (6.6)$$

6.1.1.7 Calor total TH (*Total Heat*). Es la suma de las cargas térmicas sensibles y latentes totales.

$$TH = TSH + TLH \quad [Btu/h] \quad (6.7)$$

6.1.2 Factores que relacionan las cargas térmicas en el ciclo simple de aire acondicionado. Existen algunos factores que se usan para facilitar la determinación del proceso psicrométrico del aire en un sistema de aire acondicionado y que hacen parte del proceso de obtención de las características más importantes del mismo. Estos factores son los siguientes:

6.1.2.1 Factor de calor sensible total, TSHF (*Total Sensible Heat Factor*). Es la relación entre el calor sensible total (*TSH*) y el calor total del proyecto (*TH*).

$$TSHF = \frac{TSH}{TSH + TLH} = \frac{TSH}{TH} \quad (6.8)$$

6.1.2.2 Factor de calor sensible del cuarto, RSHF (*Room Sensible Heat Factor*). Es la relación entre el calor sensible del cuarto (RSH) y el calor total del cuarto:

$$RSHF = \frac{TSH}{TSH + TLH} = \frac{TSH}{TH} \quad (6.9)$$

6.2 PUNTO DE ROCÍO DEL EVAPORADOR (T_{ADP} , ω_{ADP}).

El punto de rocío del evaporador representa la temperatura media de los tubos del intercambiador de calor²⁸. La sigla *ADP* viene del inglés *Apparatus Dew Point*, fuertemente utilizada en los EEUU.

El punto de *ADP*, que para los procesos de enfriamiento y deshumidificación se encuentra sobre la curva de saturación, es parte fundamental en la obtención del caudal de impulsión y de las condiciones que el aire experimenta en el ciclo de acondicionamiento como se verá más adelante.

Como el tratamiento al que se somete el aire en un evaporador puede reducirse a un intercambio de calor con el fluido que circula en su interior, un refrigerante por ejemplo, existe un punto común a los dos fluidos. Este punto común es la T_{ADP} ²⁹.

6.3 FACTOR DE BYPASS

El factor de bypass (*BF*) representa el porcentaje de aire que pasa por el evaporador sin que sufra ningún cambio. Depende de la geometría del evaporador y en menor medida de la velocidad del aire que se impulsa. La disminución del

²⁸ MARADEY, Juan F., "*Termodinámica Aplicada*", Ediciones Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga, 2002.

²⁹ CARRIER, "*Manual de aire acondicionado*", Marcombo, S. A. de Boixareu Editores, Barcelona, España, 1980

área externa de transferencia de calor del evaporador causa un aumento del BF . Por otra parte, una disminución de la velocidad del aire disminuye el valor del BF . El BF puede determinarse a partir de cualquiera de las dos ecuaciones siguientes:

$$BF = \frac{T_{imp} - T_{ADP}}{T_M - T_{ADP}} \quad (6.10a)$$

$$BF = \frac{\omega_{imp} - \omega_{ADP}}{\omega_M - \omega_{ADP}} \quad (6.10b)$$

El valor del factor de bypass que se debe usar para un proyecto depende de la aplicación del local a acondicionar y normalmente varía entre 0 y 0.5.

La Tabla 16 muestra los valores para el BF para algunas aplicaciones típicas

Tabla 16. Valores usuales para el factor de bypass para diferentes aplicaciones.

FACTOR DE BYPASS	TIPO DE APLICACIÓN	EJEMPLO
0.3 a 0.5	Balance térmico pequeño o medio. (Ganancias latentes grandes).	Apartamentos
0.2 a 0.3	Acondicionamiento de confort clásico, balance de calor relativamente pequeño.	Tiendas pequeñas. Fábricas.
0.1 a 0.2	Acondicionamiento de confort clásico.	Tiendas Grandes. Bancos, fábricas.
0.05 a 0.1	Ganancias sensibles grandes o caudal de aire exterior grande.	Tiendas Grandes. Bancos Fábricas
0 a 0.1	Funcionamiento con aire fresco total.	Hospital, quirófano. Fábricas

Carrier, Air Conditioning Company. *Manual de aire acondicionado*. Barcelona: Marcombo Boixareu Editores, 1980. secc. 1 cap. 8 121 p.

6.4 DETERMINACIÓN DEL CAUDAL Y LAS CONDICIONES DEL AIRE A IMPULSAR

Una vez se han determinado las cargas térmicas anteriormente descritas, y teniendo en cuenta las condiciones de temperatura y humedad ambientales tanto externas como internas, se puede proceder a determinar la cantidad y las condiciones del aire que se debe impulsar para mantener las características de diseño deseadas.

Aunque existen varios métodos para encontrar el caudal y las condiciones del aire a impulsar, se puede seguir los pasos que se describen a continuación tomando un valor adecuado para el BF de acuerdo a la aplicación del local:

1. Se determinan los calores totales, TSH y TLH, y el factor de calor sensible total TSHF usando las ecuaciones 6.5, 6.6 y 6.8.
2. Se supone una temperatura de impulsión T_{imp} , y se determinan los parámetros mostrados en la tabla 17.
3. Se supone una T_{ADP} y se halla la ω_{ADP} ³⁰.
4. Recalcular el $TSHF$ y compararlo con el TSHF hallado en el punto 1.

$$TSHF = \frac{1.08 * (T_M - T_{ADP})}{1.08 * (T_M - T_{ADP}) + 4840 * (\omega_M - \omega_{ADP})} \quad (6.11)$$

³⁰ Para determinar la ω_{ADP} se usan las ecuaciones presentadas en ASHRAE, 2005, "Handbook of Fundamentals", Cap. 6.

Tabla 17. Parámetros determinados a partir de la T_{imp} supuesta.

<i>Parámetro</i>	<i>Ecuación</i>
<i>Caudal de aire impulsado</i>	$CFMi = RSH / (1.08 * (T_R - T_{imp}))$
<i>Caudal de aire de retorno</i>	$CFMr = CFMi - CFMe$
<i>Humedad absoluta de impulsión</i>	$\omega_{imp} = \omega_R - RLH / (4840 * CFMi)$
<i>Humedad absoluta de mezcla</i>	$\omega_M = \omega_R + (CFMe / CFMi) * (\omega_{OA} - \omega_R)$
<i>Temperatura seca de mezcla</i>	$T_M = T_R + (CFMe / CFMi) * (T_{OA} - T_R)$

Fuente: Los Autores

- Si la diferencia entre las dos cantidades es muy pequeña, se pasa a comprobar la T_{imp} .
 - Si la diferencia es grande, se varía la T_{ADP} y se vuelve a calcular.
5. Para comprobar la T_{imp} se calcula el nuevo BF (Ecuación 6.10a ó 6.10b) y se compara con el que se tomó inicialmente.
- Si la diferencia entre las dos cantidades es muy pequeña entonces se tiene los resultados adecuados.
 - Si la diferencia es grande, se varía la T_{imp} y se reinicia el proceso.

6.5 RECALENTAMIENTO

Es posible que en algunos casos donde se tengan relaciones entre cargas sensibles y latentes muy altas ($TSHF$ pequeño), no exista una T_{ADP} que satisfaga

proceso psicrométrico ya que la línea que representa la evolución del aire en el evaporador no corta la línea de saturación.

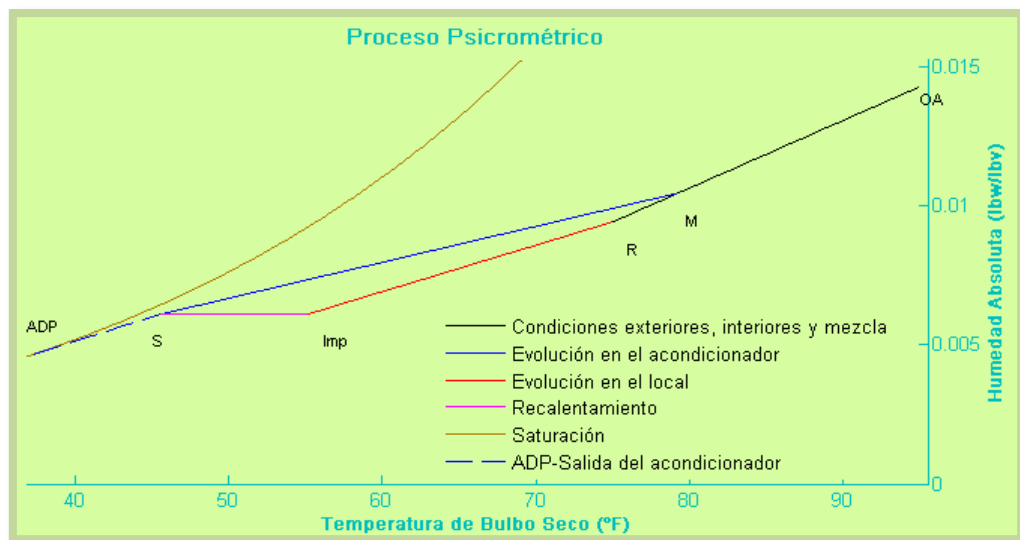
Para solucionar esta situación, se debe aumentar el $TSHF$ mediante la adición de calor sensible, usualmente a través de resistencias eléctricas, al aire de impulsión que va hacia el local.

Al mecanismo anterior se le conoce con el nombre de recalentamiento, Figura 11. Cabe destacar que también se hace recalentamiento para aquellos procesos en los cuales la T_{ADP} es menor a $23\text{ }^{\circ}\text{F}$ o cuando el $CFMe$ resulta mucho mayor al $CFMi$.

Si se debe hacer recalentamiento por alguna de las razones anteriormente expuestas, se procede de la siguiente manera para determinar las nuevas características del aire a impulsar:

1. Se toma una diferencia entre T_R y T_{imp} , normalmente entre 14.4 y $23.4\text{ }^{\circ}\text{F}$

Figura 11: Proceso simple de aire acondicionado con recalentamiento (Enfriamiento + Deshumidificación).



Fuente: Los Autores

2. Calcular el nuevo caudal de aire impulsado:

$$CMi = \frac{RSH}{(1.08 * (T_R - T_{imp}))} \quad (6.12)$$

3. Determinar la temperatura y la humedad de mezcla:

$$T_m = T_2 + (CFMe/CFMi) * (T_1 - T_2) \quad (6.13)$$

$$\omega_m = \omega_2 + (CFMe/CFMi) * (\omega_1 - \omega_2) \quad (6.14)$$

4. Se calcula la ω_{imp} reordenando la Ec. 2 :

$$\omega_{imp} = \omega_2 - \frac{RLH}{(4840 * CFMi)} \quad (6.15)$$

5. Obtener la T_{ADP} a partir de la ecuación para el BF:

$$T_{ADP} = (BF * \omega_{OA} - \omega_R) / (BF - 1) \quad (6.16)$$

6. Calcular la presión de saturación P_s con la T_{ADP} hallada:

$$P_s = \frac{(P * \omega_{ADP})}{(0.62198 * \omega_{ADP})} \quad (6.17)$$

Donde:

$P =$ Presión atmosférica [Psi]

7. Con la P_s y la ω_{ADP} halladas se determina la T_{ADP} ³¹.

8. Calcular la pendiente de la recta $ADP - OA$

$$m_{ADP-OA} = \frac{\omega_{OA} - \omega_{ADP}}{T_{OA} - T_{ADP}} \quad (6.18)$$

³¹ Para determinar la T_{ADP} se usan las ecuaciones presentadas en ASHRAE, 2005, "*Handbook of Fundamentals*", Cap. 6.

7 SELECCIÓN DE EQUIPOS

Los procesos anteriormente descritos de cálculo de cargas térmicas externas e internas y análisis psicrométrico tienen como una de sus finalidades establecer el tipo y tamaño de los componentes del sistema de aire acondicionado.

Los sistemas de aire acondicionado más utilizados en Colombia son aquellos sistemas conocidos como sistemas de expansión directa y los sistemas de enfriamiento por agua. La escogencia de uno u otro depende del valor de la carga térmica principalmente.

7.1 SISTEMAS DE EXPANSIÓN DIRECTA

Los sistemas de expansión directa son aquellos en los cuales la transferencia de calor se da mediante la expansión o evaporación de un refrigerante en el evaporador del sistema.

Estos sistemas están disponibles en equipos compactos o con unidades separadas conectadas por tuberías y su uso es recomendado en instalaciones de pequeña y mediana potencia.

7.2 SISTEMAS ENFRIADOS POR AGUA

Los sistemas enfriados por agua son aquellos en los cuales el aire intercambia calor con agua fría que a su vez pierde calor en un chiller o en una torre de enfriamiento.

Estos sistemas son recomendados en aplicaciones con cargas térmicas y caudales de impulsión altos en edificios o aplicaciones multizona.

7.3 TIPOS DE ACONDICIONADORES DE AIRE

Los acondicionadores de aire vienen en una gran variedad de formas y disposiciones dentro de las cuales se pueden mencionar las unidades paquete, las unidades split o partidas, unidades manejadoras y condensadoras, entre otras.

Una unidad manejadora de aire es un dispositivo en el cual se impulsa y se trata aire para llevarlo a las condiciones termodinámicas y de salubridad óptimas que cumplan con los parámetros de diseño establecidos en un proyecto.

Los componentes principales de una unidad manejadora son el ventilador o impulsor de aire y el intercambiador de calor o evaporador aunque también cuentan con filtros, válvulas de control, etc.

7.4 CRITERIOS DE SELECCIÓN

En la selección de un equipo acondicionador de aire influyen una gran cantidad de factores que van desde la capacidad térmica y de impulsión de aire hasta el análisis de las vibraciones y el ruido generado por el equipo pasando por el análisis de costo inicial y de costos de mantenimiento entre otros.

Sin embargo, desde el punto de vista del cumplimiento del proceso psicrométrico planteado, la elección del equipo acondicionador depende de las capacidades térmicas y el caudal de aire a impulsar.

La unidad que se seleccione debe ser capaz de responder por la carga térmica tanto sensible como latente que se genere en el proyecto que se esté diseñando.

El software desarrollado en el presente trabajo de grado es capaz de seleccionar el tipo de equipo que el usuario desee en una serie de opciones que incluyen unidades compactas o de paquete y unidades manejadoras de aire de expansión directa o enfriadas por agua que cubren un rango de capacidad de 12000 480000 Btu/h (1 a 40 Toneladas de refrigeración) y entre 400 y 18000 cfm y que están disponibles en el mercado colombiano³²

³² Ver Anexo F

8 FLUJO DE AIRE EN DUCTOS

Los ductos de distribución deben entregar la cantidad exacta de aire a cada uno de los difusores al espacio a acondicionar a las condiciones termodinámicas y presión total requerida. Esto garantizará el retiro de la carga de enfriamiento y el correcto flujo de aire en el espacio.

Para esto los ductos de distribución de aire no deben presentar fugas de flujo másico excesivas, esta fuga implicaría una pérdida que sería proporcional a la cantidad de la fuga y a la diferencia de entalpía entre el aire externo y el aire interno, estas fugas se deben limitar al 5% de los cfm totales. Así mismo se pueden presentar ganancias de calor en los ductos al pasar estos por espacios sin acondicionar o espacios en los cuales haya un diferencial de temperatura del aire en el ducto y los alrededores.

8.1 ECUACIÓN DE LA ENERGÍA DEL FLUJO DE FLUIDOS

El flujo estable adiabático de un fluido a través en un ducto está gobernado por la ley de la conservación de la energía, si despreciamos los términos de carga de elevación y se supone que no se tiene ningún ventilador conduce a la siguiente ecuación³³:

$$\frac{gc}{g} * \frac{P1}{\rho} + \frac{V1^2}{2g} = \frac{gc}{g} + \frac{P2}{\rho2} + \frac{V2^2}{2g} + lf \quad (4.1)$$

Donde:

P: presión estática.

³³ MCQUISTON-PARKER-SPITLER. Calefacción, ventilación y aire acondicionado: Análisis y diseño. 1 ed. México, D.F: Editorial Limusa, S,A, 2003 p 407.

ρ : densidad de masa de una sección transversal, lbm/ft^3 o Kg/m^3 .

V : velocidad promedio de una sección transversal, ft/sec o m/s .

g : aceleración local de la gravedad, ft/sec^2 o m/s^2 .

g_c : constant= $32.17 (\text{lbm}\cdot\text{ft})/(\text{lbf}\cdot\text{sec}^2)=1.0 (\text{kg}\cdot\text{m})/(\text{N}\cdot\text{s}^2)$.

l_f : pérdida de carga ft o m .

Para el flujo en ductos, se precisa tener la ecuación en unidades de presión así³⁴:

$$P_1 + \frac{\rho * V_1^2}{2 * g_c} = P_2 + \frac{\rho * V_2^2}{2 * g_c} + \frac{\rho * g * l_f}{g_c} \quad (4.2)$$

La pérdida de carga o de energía total para un ducto recto se expresa como³⁵:

$$l_f = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2 * g} \quad (4.3)$$

Donde:

f : factor de fricción de Moody.

L : longitud del ducto, ft o m .

D : diámetro del ducto, ft o m .

V : velocidad promedio dentro del ducto, ft/sec o m/s .

g : aceleración debido a la gravedad, ft/sec^2 o m/s^2 .

El factor de fricción f depende de la rugosidad superficial de la pared del ducto, las velocidades pequeñas y los diámetros mayores reducen la pérdida de carga y por lo tanto menor consumo de energía, aunque aumentan el costo del ducto.

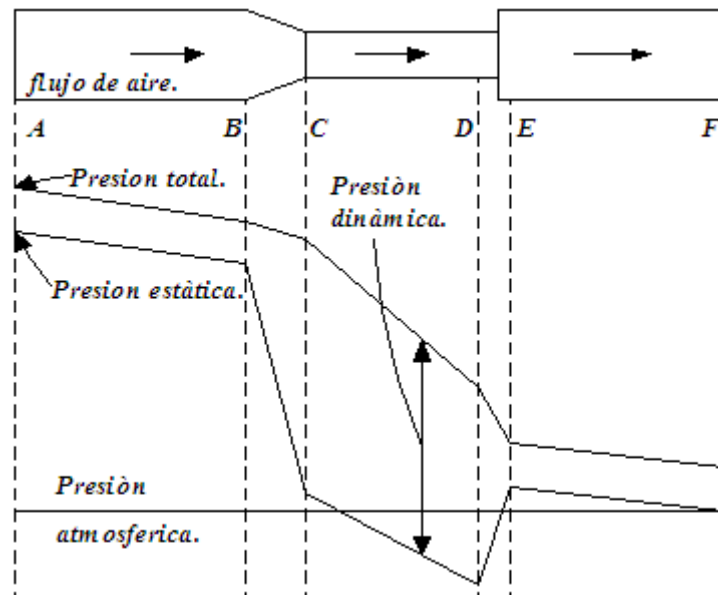
³⁴Ibid., p.407.

³⁵ Ibid., p.299.

Debido a que este cálculo es tedioso, existen cartas desarrolladas por la ASHRAE para facilitar el cálculo, realizadas para flujo de aire a condiciones en aire estándar y flujo completamente desarrollado en ductos de acero galvanizado con aproximadamente 40 juntas por 100 m de longitud. También existen correcciones para cuando se trabaja en condiciones diferentes a las estándar.

Las alturas estáticas y dinámicas pueden incrementarse o decrecer en la dirección del flujo dependiendo del área de la sección transversal del ducto, estas se pueden observar en la figura 12:

Figura 12. Cambios de presión durante el flujo a través de los ductos.



Fuente: MCQUISTON-PARKER-SPITLER. Calefacción, ventilación y aire acondicionado: Análisis y diseño. 1 ed. México, D.F: Editorial Limusa, S.A. 2003 p 417.

8.1.1 Flujo de aire en acoplamientos. Además de la pérdida de presión en los ductos rectos, también existirán pérdidas siempre que ocurra un cambio de sección, cambio de dirección o se tenga una derivación del flujo entre otros dos ductos. Estas pérdidas de presión se denominan dinámicas, y en la mayoría de

las instalaciones son de mayor magnitud que las que ocurren en el tramo recto del ducto.

Las pérdidas dinámicas varían con el cuadrado de la velocidad, y se pueden calcular con la siguiente expresión³⁶:

$$\Delta P_o = C_o (P_v) \quad (4.4)$$

Donde C_o es el coeficiente de pérdida, en la ASHRAE se presenta una base de datos con coeficientes de pérdidas con más de 200 conectores, la presión P_v (in. wg) se obtiene mediante la siguiente fórmula³⁷:

$$P_v = \left(\frac{V}{4005} \right)^2 \quad (4.5)$$

Donde V esta en ft/min.

Cuando el acoplamiento tiene diferentes áreas, cuando hay ampliaciones o reducciones debe utilizarse el valor de P_v sugerido en la tabla de donde se toma el coeficiente.

En algunos cálculos se expresa la pérdida de los conectores en términos de longitud equivalente para facilitar los cálculos de la pérdida de presión total de trazado con la siguiente ecuación³⁸:

$$L = D \cdot \frac{C}{f} \quad (4.6)$$

Donde:

D: diámetro del ducto (ft o m).

³⁶ Ibid., p.423.

³⁷ Ibid., p.418.

³⁸ Ibid., p.432.

C: coeficiente de perdidas.

f: factor de fricción.

Tales coeficientes también existen para ductos rectangulares para los cuales además del tipo de conector también influye el diseño de la conexión para las perdidas en el mismo. En el anexo C se presentan algunos tipos de conectores con sus respectivos coeficientes de perdidas.

8.2 METODOS DE DISEÑO

Para cumplir la misión de los conductos de transmitir el aire al espacio a acondicionar se debe tener en cuenta ciertas limitaciones como el espacio disponible, el nivel de ruido, perdidas o ganancia de calor, las fugas, perdidas de presión entre otras.

Los métodos de cálculo de diseño de ductos se clasifican según la velocidad del flujo dentro de estos en dos categorías:

- Diseños de sistemas de ductos de baja velocidad
- Diseño de sistemas de alta velocidad.
- Para cada uno de estas categorías existen métodos para el diseño de ductos.

Se debe establecer correctamente el método de diseño de ductos para obtener un sistema silencioso que no requerirá demasiados ajustes para una correcta distribución del aire en los recintos.

Diseño de ductos de baja velocidad. Los métodos que se aplican a sistemas de baja velocidad son³⁹:

³⁹ Ibid., p.443.

8.2.1.1 Método de igual fricción. Este método consiste en hacer que la pérdida de presión por fricción por unidad de longitud del ducto se mantenga constante en cada una de las secciones. El valor de pérdida de presión que se selecciona se toma como referencia es el de la salida del ventilador, para lo cual se toma la velocidad del aire en el tramo adyacente al ventilador teniendo en cuenta el criterio del ruido dependiendo la aplicación, con esta presión que es igual para todas las secciones se obtienen el dimensionamiento de todas las secciones. Una vez dimensionado el trazado se deben determinar las pérdidas de presión total en tramo de mayor longitud incluyendo las pérdidas en los accesorios.

Este método es bastante fácil y muy aplicable para sistemas que tienen tramos de igual longitud. Si a la salida del ventilador se encuentran ramales largos y separados, se dimensiona el ducto de mayor pérdida de presión y conociendo su longitud podemos tener la pérdida por unidad de longitud evitando el exceso de presión.

8.2.1.1 Método de capacidad balanceada. Consiste en mantener balanceado el gasto de cada salida, se hace que la pérdida de presión total en cada tramo sea igual desde la salida del ventilador hasta el difusor. Cada tramo tendrá una longitud equivalente diferente y una pérdida de presión diferente por unidad de longitud.

Cada tramo va a tener una pérdida de presión diferente, para obtener la presión necesaria a la salida se modifica el diámetro de cada una de las secciones del tramo con lo cual varía la velocidad hasta que cumpla con las condiciones de presión de salida deseada. En algunos casos puede ocurrir que la velocidad sea muy alta y genere un ruido no aceptable para el local a acondicionar para lo cual se requerirá un regulador de flujo para aumentar la longitud equivalente.

8.2.2 Diseño de sistemas de alta velocidad. Como en algunas estructuras el espacio destinado para los ductos de distribución es muy limitado al pretender utilizar al máximo el espacio de la edificación se hace imperiosa la utilización de ductos con una sección transversal pequeña.

Este inconveniente se soluciona mediante la instalación de sistemas de alta velocidad que reducen sustancialmente el tamaño, pero traen consigo algunos contras como un ruido alto, una alta presión requerida para mover dicho aire por los ductos lo cual incrementa el consumo energético debido a un ventilador de mayor potencia, así como un potencial más alto de fugas debido a la presión elevada.

Para remediar estos inconvenientes se utilizan equipos como atenuadores de ruidos o silenciadores, cajas terminales para disminuir la velocidad de la salida del aire ya que sería incomodo que el aire entre a una gran velocidad al recinto, materiales de ductos especiales para reducir la perdida de presión entre otros los cuales hacen viable las instalaciones de dichos ductos.

Existen varios métodos para el diseño de sistemas de alta velocidad como los de sistemas de volumen variable y para los sistemas de flujo constante el método de recuperación estática es el más utilizado.

8.2.2.1 Método de recuperación estática. Este método es usado para diseñar sistemas con velocidades de 2500 a 3000 ft/min⁴⁰. El método consiste en reducir las velocidades de cada sección del ducto en la dirección del flujo de modo que el aumento de presión estática sea suficiente para compensar las pérdidas de

⁴⁰ PITA Edward. Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas. 2 ed. México, D.F: Compañía editorial continental, S.A. 1994 p 253.

presión en la siguiente sección. Con este método se tiene la misma presión estática en la entrada de cada ramal. Las desventajas de este método son:

- ✓ Puede presentarse una reducción alta de la velocidad al final de los tramos largos.
- ✓ El diseño de prueba y error es tedioso.
- ✓ No se obtiene el sistema balanceado.

El procedimiento a seguir por este método consiste en tomar una velocidad para el ducto de salida del ventilador y calcular el tamaño de esta sección. Luego se diseña el tramo que pueda tener la mayor pérdida de presión. Posteriormente se supone una velocidad para la siguiente sección del tramo y la recuperación de presión se compara con la presión de esa sección, continuado así con todas las secciones del trazado.

8.3 PROCEDIMIENTO DE DISEÑO

Regularmente en el proceso de dimensionamiento y cálculo de las pérdidas de presión en los ductos se siguen los siguientes pasos:

1. Realizar el un boceto del trazado de los ductos conectando salidas y retornos con la unidad manejadora.
2. Seleccionar la de rejillas y difusores de los datos del fabricante para obtener la pérdida en los mismos.
3. Dividir el trazado en secciones cada vez que ocurra un cambio en la forma, dirección, o haya una ramificación del flujo.
4. Dimensionar los ductos según el método elegido y calcular la pérdida de presión en los mismos para seleccionar el ventilador.
5. Redimensionar las secciones del ducto para balancear las presiones en las juntas.

9 VENTILADORES Y DISPOSITIVOS DE DIFUSIÓN DE AIRE

En el presente capítulo se describirá los ventiladores y los detalles a tener en cuenta para seleccionarlos y obtener un correcto flujo del aire hasta los recintos. Luego se presentarán los dispositivos para la difusión del aire y los parámetros a tener en cuenta para la selección de estos.

9.1 VENTILADORES

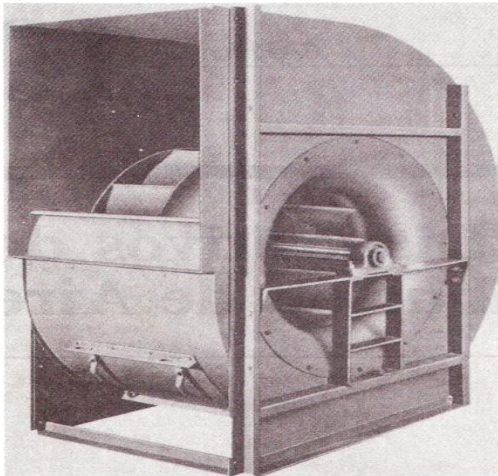
Los ventiladores son elementos esenciales en el diseño de aire acondicionado y calefacción para la adecuada circulación del aire hacia cada una de los dispositivos de difusión del aire.

Los ventiladores se clasifican en dos grandes grupos: los ventiladores centrífugos, y los ventiladores de flujo axial, que difieren en la dirección del flujo de aire que pasa por ellos.

9.1.1 Ventiladores centrífugos. Los ventiladores centrífugos son los de mayor uso ya que pueden mover diferentes cantidades de flujo de aire en una amplia gama de presiones. En estos ventiladores se impulsa el aire a lo largo del eje del ventilador y luego se desvía rápidamente en forma radial del eje. El aire se reúne en la carcasa en forma de caracol el cual le imparte la energía cinética y se concentra en una dirección.

La forma de las aletas puede ser recta, curvada hacia adelante, curvada hacia atrás e inclinada hacia atrás. La forma de estas aletas influye en las características del ventilador.

Figura 13 Ventilador centrífugo, con aspas tipo hoja de aire



Fuente: PITA Edward. **Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas.** 2 ed. México, D.F: Compañía editorial continental, S.A. 1994. p 280.

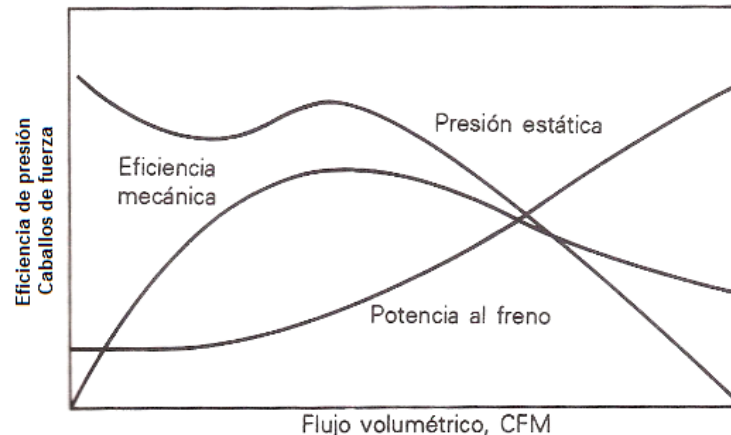
9.1.2 Ventiladores axiales. En los ventiladores de flujo axial el aire se impulsa a lo largo del eje del ventilador y sale en la misma dirección.

Estos ventiladores se pueden clasificar en tipos hélice, tuboaxial, y aspas axiales.

El ventilador de hélice es un impulsor de tipo hélice montado sobre un anillo o una placa. El ventilador tuboaxial tiene una rueda con aspas montado dentro de un cilindro. El de aspas axiales es semejante al tuboaxial pero con hojas de guía detrás del ventilador que mejoran la dirección del flujo de aire a través del ventilador.

9.1.2.1 Desempeño de los ventiladores. La capacidad del ventilador generalmente se da en curvas de funcionamiento donde se presentan la presión, la eficiencia y la potencia (figura 14). Estas curvas son presentadas por el fabricante para cada tamaño y una densidad específica de aire que generalmente se toma en condiciones normales, aunque el fabricante también puede entregar tablas con del funcionamiento de los ventiladores a varias velocidades lo cual sustituye las gráficas. Estas curvas o tablas son las útiles para la selección del ventilador.

Figura 14. Características del ventilador centrífugo de aletas curvas hacia adelante



Fuente: PITA Edward. Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas. 2 ed. México, D.F: Compañía editorial continental, S.A. 1994. p 281.

9.2 SELECCIÓN DE VENTILADORES PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

Primero se deben conocer datos característicos de los tipos de ventiladores como por ejemplo los ventiladores de hélice producen baja presión y por lo tanto solo pueden usarse en instalación en los que se tengan ductos con poca pérdida de presión.

Los ventiladores centrífugos son los más comúnmente utilizados en sistemas de acondicionamiento de aire con ducteria. Los ventiladores de aletas de curvas hacia atrás o inclinadas hacia atrás tienen ahorro de energía debido a su alta eficiencia y su gran velocidad, la potencia máxima reduce la posibilidad de sobrecargar el motor o el sistema de distribución eléctrica cuando el ventilador mueve más aire que para el que fue diseñado. Los ventiladores de aspas curvadas hacia adelante tienen un menor costo inicial que los de aspas curvadas hacia atrás para las mismas características de operación pero debido a su baja eficiencia el costo de operación es mayor por lo que generalmente se usan para sistemas de baja presión.

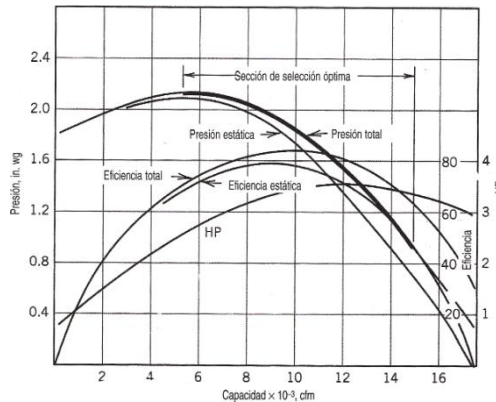
Los ventiladores de aspas axiales presentan aletas aerodinámicas lo que les permite manejar altas y medianas presiones con una eficiencia buena. Es especialmente adecuado cuando se tiene un flujo unidireccional, generalmente presentan mayores niveles de ruido que los ventiladores centrífugos.

Una vez seleccionado el tipo de ventilador a utilizar dependiendo de las condiciones expuestas anteriormente se pasa a la selección del tamaño del ventilador de la siguiente manera:

- ✓ Se calcula la presión total requerida por el sistema.
- ✓ El fabricante en sus curvas o tablas presenta la presión estática, pudiendo conocer la presión dinámica a partir del caudal y las dimensiones de salida del ventilador.
- ✓ Se selecciona el ventilador con los cfm y la presión requerida por el sistema, con un punto de operación en la mayor eficiencia posible.

- ✓ Se chequea el nivel de ruido proporcionado por el fabricante con los niveles para la aplicación que se tenga.

Figura 15. Curvas convencionales para ventilador de aletas curvadas hacia atrás.



Fuente: MCQUISTON-PARKER-SPITLER. Calefacción, ventilación y aire acondicionado: Análisis y diseño. 1 ed. México, D.F: Editorial Limusa, S.A. 2003 p 398.

9.3 DISPOSITIVOS DE DIFUSIÓN DE AIRE

El principal objetivo de los sistemas de acondicionamiento de aire es suministrar el *confort* y aire interior con calidad apropiada al espacio al cual se introduce. Puesto que se puede suministrar la cantidad de flujo volumétrico y a las condiciones necesarias y aun así los ocupantes se sentirán incómodos. Esto se debe a que no se ubica en el lugar adecuado el dispositivo de difusión o no se introduce el aire al recinto con la velocidad adecuada para que se dé el arrastre del aire que ya se encontraba en el recinto. El objetivo es lograr una mezcla sin crear corrientes incómodas y lograr que haya una uniformidad de la temperatura de todos los lugares del recinto.

Según Pita⁴¹ una buena distribución de aire en un local debe considerar las siguientes condiciones para proporcionar *confort*:

1. Las temperaturas en la zona ocupada del recinto deben estar a $\pm 2^{\circ}\text{F}$ (1°C) de la temperatura de diseño. Ya que las fluctuaciones de temperatura mayores a la citada en ocasiones generan incomodidad.
2. Las velocidades del aire en la zona ocupada deben ser de 25 a 35 ft por minuto para aplicaciones de personas sentadas y de 50 a 70 ft por minuto en aplicaciones donde la gente se mueve y la ocupación sea por periodos de tiempo cortos.

9.3.1 Patrones de flujo. Se tienen datos de cómo se comportan los flujos de aire de un suministro, que deben conocerse para poder seleccionar los dispositivos de difusión de aire y ubicar correctamente.

- Cuando se suministra aire a menor temperatura que la del recinto éste baja debido a la diferencia de densidades con el que se encuentra allí.
- Cuando se introduce aire a mayor temperatura que la del recinto el aire sube por la misma razón anterior
- Si se suministra aire en dirección paralela y cerca al techo, este tratará de pegarse al mismo.

⁴¹ PITA Edward. Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas. 2 ed. México, D.F: Compañía editorial continental, S.A. 1994 p 296.

- Si el aire de suministro al recinto al distribuirse en este inducirá flujos de aire del recinto mezclándose rápidamente los dos aires.

En la figura 16 se puede observar el comportamiento de un chorro de aire bien ubicado cerca del techo.

Figura 16. Buena distribución de aire



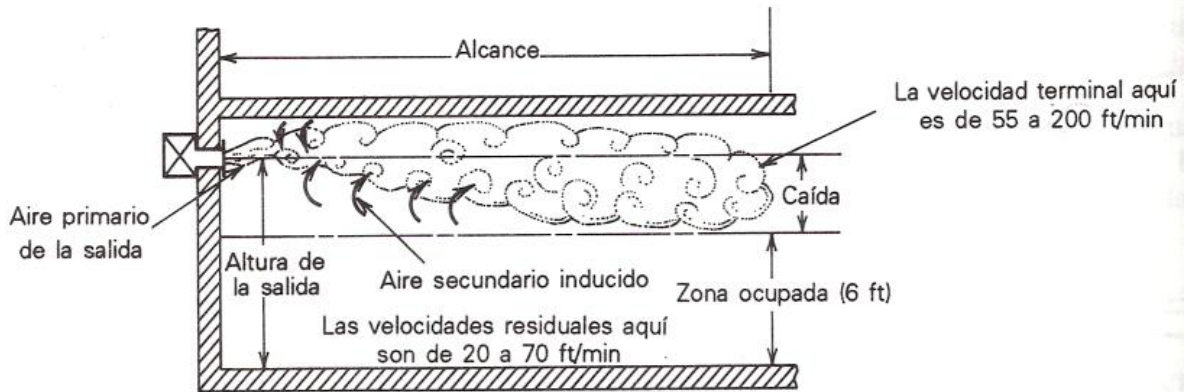
Fuente: PITA Edward. Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas. 2 ed. México, D.F: Compañía editorial continental, S.A. 1994. p 296.

9.3.2 Principios de la distribución de aire. Los principios a estudiar para la correcta distribución del aire son los siguientes:

9.3.2.1 Alcance. Es la distancia horizontal que recorre el aire desde el dispositivo de suministro hasta ser su velocidad relativamente baja, denominada velocidad terminal, las velocidades terminales recomendables son de 75 ft/min.

9.3.2.2 Caída. Es la distancia vertical que se desplaza el aire frío de suministro hasta el final de su trayectoria de propulsión.

Figura 17. Descripción de algunos términos usados en la distribución del aire



Fuente: Pita Edward. *Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas*. 2 ed. México, D.F: Compañía editorial continental, S.A. 1994. P. 296.

9.3.2.3 Inducción. Se denomina inducción al arrastre del aire del espacio a acondicionar por el aire frío del suministro y este depende en gran medida de la velocidad del aire de impulsión.

La inducción se expresa por la siguiente ecuación de cantidad de movimiento⁴²:

$$M1 * V1 + M2 * V2 = (M1 + M2) * V3 \quad (7.1)$$

Donde:

M1: masa de aire primario.

M2: masa de aire secundario.

V1: velocidad de aire primario.

V2: velocidad de aire secundario.

V3: velocidad de aire total.

9.3.2.4 Dispersión. La difusión o dispersión es el ángulo de divergencia del aire luego de salir del dispositivo de suministro, la dispersión horizontal es el

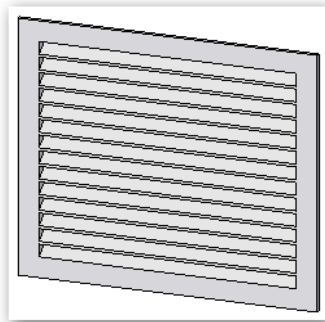
⁴² CARRIER. Manual de aire acondicionado. 1ed .Barcelona. Marcombo S.A. 1970. Cap2. p 2-72.

ángulo medido en el plano horizontal y en la dispersión vertical es medido con en el plano vertical.

9.3.3 Tipos de dispositivos de suministro y retorno de aire. Existen básicamente 4 dispositivos de suministro de aire usados para una correcta distribución y retorno de aire.

9.3.3.1 Rejillas y registros. Estos sistemas consisten en un marco y unas barras o persianas paralelas que pueden ser fijas o ajustables, las cuales direcciona el flujo. Existen rejillas con juegos de barras en ángulo recto entre sí, que son llamadas rejillas de doble deflexión y permiten controlar la distribución del aire en ambas direcciones. Las rejillas con persianas de control de aire detrás de las barras se llaman registros. Para sistemas de aire frio se emplean en lugares altos de la pared, el aire frio que sale de ellas se dirige ligeramente hacia arriba y a continuación seguirá por el techo debido al efecto del cielo raso mezclándose bien con el aire primario inducido. También son usados en cielos rasos con resultados similares a los que se instalan en lo alto de la pared, pero no se instalan allí por su aspecto poco agradable.

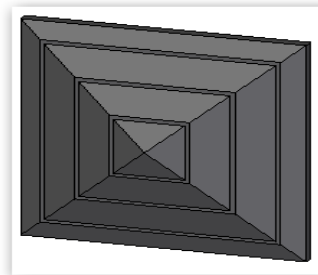
Figura 18. Rejillas de suministro, tipo deflexión simple



Fuente: el autor.

9.3.3.2 Difusores de cielo raso. Consisten en una serie de persianas o anillos separados, con un cuello para conectarlas con el conducto. Pueden ser redondos, cuadrados o rectangulares, distribuyen el aire en todas las direcciones o en una dirección determinada, también existen en forma de tableros perforados. Como su nombre lo indica se instalan en el techo o cielo raso, el aire se descarga en dirección horizontal cuando se está enfriando.

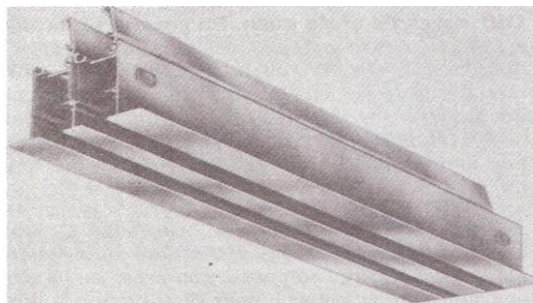
Figura 19. Rejilla de techo



Fuente: el autor.

9.3.3.3 Difusores de ranura. Es un sistema que cuenta con una salida larga en forma de banda con aberturas angostas, formadas por barras o persianas. Se pueden utilizar en cielos rasos, paredes y en sistemas perimetrales donde la descarga es hacia arriba.

Figura 20. Difusor de ranura.



Fuente: PITA Edward. Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas. 2 ed. México, D.F: Compañía editorial continental, S.A. 1994 p 300.

9.3.3.4 Cámaras plenas de cielo raso. Son unidades de techo con ranuras o perforaciones en la mayoría o totalidad del cielo raso. El espacio del cielo raso se usa como una cámara por el cual se suministra el aire, pudiéndose distribuir el aire por todo el espacio a acondicionar.

9.3.4 Proceso de selección. El proceso general de selección de los sistemas de difusión de aire es el siguiente:

1. Determinar los requerimientos de flujo de aire y el tamaño del recinto.
2. Seleccionar el tipo de difusor que va a ser seleccionado, considerando aspectos como requisitos arquitectónicos, requisitos estructurales, diferenciales de temperatura, ubicación, cantidad de dispositivos a usar, etc.
3. Determinar la longitud característica del recinto. Estas longitudes características dependen del tipo de difusor y su colocación. En la tabla 18 se pueden observar las longitudes características para cada tipo de difusor.
4. Calcular el alcance. En la tabla 19 se pueden obtener el alcance para una velocidad terminal de 50 ft/min.
5. Seleccionar el tipo de dispositivo adecuado de acuerdo al catálogo que se tenga con los parámetros de flujo de aire y alcance.
6. Chequear que se cumplan con los requerimientos de ruido, presión total, etc.

Tabla 18. Longitud de recinto característica para varios difusores

Tipo de difusor	Longitud característica
Rejilla para lo alto de la pared	Distancia a la pared perpendicular al chorro
Difusor de techo circular	Distancia a la pared o intersecando al chorro de aire
Rejilla para repisa de ventana	Longitud del recinto en dirección del flujo del chorro
Difusor de techo de ranuras	Distancia a la pared o plano medio entre las salidas
Difusor troffer ligeros	Distancia al plano medio entre las salidas, mas la distancia desde el techo a la parte superior de la zona ocupada
Difusor de techo perforados de persianas	Distancia a la pared o plano medio entre las salidas

Fuente: MCQUISTON-PARKER-SPITLER. Calefacción, ventilación y aire acondicionado: Análisis y diseño. 1 ed. México, D.F: Editorial Limusa, S.A. 2003 p 373.

Tabla 19. Índice de desempeño de los difusores de aire (ADPI)

Dispositivo terminal	Carga del recinto Btu/h*ft ²	x50/L para el ADPI maximo	ADPI Maximo	Para un ADPI mayor que	Rango de x50/L
Rejillas para lo alto de la pared	80	1.8	68	-	-
	60	1.8	72	70	1.5-2.2
	40	1.6	78	70	1.2-2.3
	20	1.5	85	80	1-1.9
Difusor de techo circular	80	0.8	76	70	0.7-1.3
	60	0.8	83	80	0.7-1.2
	40	0.8	88	80	0.5-1.5
	20	0.8	93	90	0.7-1.3
Rejilla para repisa de ventana, alabes rectos	80	1.7	61	60	1.5-1.7
	60	1.7	72	70	1.4-1.7
	40	0.7	94	-	-
	20	0.7	94	-	-
Rejillas para repisa de ventana, alabes dispersores	80	0.7	94	90	0.6-1.5
	60	0.7	94	80	0.6-1.7
	40	0.7	94	-	-
	20	0.7	94	-	-
Difusor de techo de ranuras (para T 100/L)	80	0.3	85	80	0.3-0.7
	60	0.3	88	80	0.3-0.8
	40	0.3	91	80	0.3-1.1
	20	0.3	92	80	0.3-1.5
Difusor troffer ligeros	60	2.5	86	80	<3.8
	40	1	92	90	<3
	20	1	95	90	<4.5
Difusores de techo perforados de persianas o alabes	(11-51)	2	96	90	1.4-2.7
				80	1-3.4
				80	1-3.4

Fuente: MCQUISTON-PARKER-SPITLER. Calefacción, ventilación y aire acondicionado: Análisis y diseño. 1 ed. México, D.F: Editorial Limusa, S.A.

10 HERRAMIENTA COMPUTACIONAL

El software que se implementó en el desarrollo del presente trabajo está basado en el método de diferencia de temperatura para carga de enfriamiento CLTD/CLF de la ASHRAE para el cálculo de las cargas térmicas en sistemas de aire acondicionado el cual es ideal para un proceso de aprendizaje ya que no contiene la complejidad del método función transferencia MTF y a la vez no se limita tanto a la experiencia del calculista del método diferencial de temperatura total equivalente TETD.

La herramienta computacional fue desarrollada en el entorno de programación Matlab® haciendo uso de su herramienta de interfaz gráfica GUIDE que facilitó enormemente el proceso de diseño de los módulos que presenta el software diseñado.

Los datos que se tuvieron en cuenta en el diseño fueron de dos tipos: los ingresados por el usuario que tienen relación con las características físicas de los componentes del local y los que el programa obtiene de sus bases de datos los cuales se determinan a partir de los primeros.

A partir de los datos anteriores, el programa determina las cargas térmicas internas y externas, así como las variaciones de los aportes individuales de calor de cada componente y los caudales de ventilación y de impulsión con los que se puede determinar el equipo adecuado y diseñar los ductos para la aplicación estudiada. Cabe destacar que muchos módulos del programa se alimentan con datos de módulos anteriores, por lo que se recomienda que todos los módulos sean usados.

Una de las características más importantes que tiene el programa es que en cada módulo donde se realiza algún tipo de cálculo o selección se dispone de un documento donde se explica el proceso o procesos que se llevan a cabo internamente lo que permite al usuario comprender la secuencia ejecutada por el software. Igualmente, el documento mencionado contiene un ejemplo de aplicación explicado de manera clara y precisa, lo que complementa el proceso de aprendizaje. Igualmente se dispone de un tutorial de uso para cada módulo.

10.1 PRESENTACIÓN Y USO DEL SOFTWARE

10.1.1 Presentación. La presentación del programa muestra una imagen donde se representa con mucha claridad los componentes básicos y la forma de funcionamiento de un sistema de aire acondicionado lo que permite al usuario visualizar los procesos que posteriormente se realizarán en el programa.

La pantalla de presentación se muestra en la figura 21. Se debe oprimir el botón “*iniciar*” para continuar con el proceso.

10.1.2 Uso. El software fue desarrollado de tal manera que el usuario pueda avanzar a través de él con mucha facilidad ya que los módulos se enlazan entre sí y siguen un orden numerado de fácil entendimiento. Los párrafos siguientes pueden ser seguidos para usar la herramienta computacional⁴³.

➤ **Datos generales de diseño.** Una vez se pulsa el botón “*iniciar*” en la interfaz de presentación, se despliega la interfaz de datos generales donde se deben ingresar o seleccionar los datos relacionados con la ubicación, tipo, ciudad del local así como el mes y hora de diseño. Este proceso dará como resultado una

⁴³ Estos pasos son una guía general de uso. Para mayores detalles ver el Anexo F (Manual del Usuario)

temperatura y una humedad ambientales tomadas de las bases de datos del programa. Finalmente se debe digitar la temperatura y la humedad absoluta de diseño.

Es importante que se llenen todos los campos requeridos ya que de lo contrario no se podrá continuar con el proceso de diseño.

Figura 21. Pantalla de presentación de la herramienta computacional.



Fuente: Los Autores.

- **Proceso de diseño y selección.** Esta interfaz se abre al usar el botón “continuar” ubicado en la interfaz anterior. Consta de una serie de botones de los cuales sólo el primero está disponible y los demás se van activando a medida que se van usando los anteriores, forzando al usuario a seguir el proceso de diseño recomendado.

Figura 22. Interfaz de datos generales de diseño.

Datos Generales

Universidad Industrial de Santander

**HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PEDAGÓGICA
PARA EL DISEÑO DE
SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO**

Datos Generales de Diseño

1. Ciudad
BUCARAMANGA

2. Tipo de Local
Auditorio

3. Ubicación del Local
Latitud 16

4. Mes y Hora de Diseño
Mes: Abril
Hora: 14

5. Condiciones Ambientales

5.1. Exteriores
Temperatura (°F) 77.54 °F
Humedad Relativa (%) 84.9

5.2. Interiores
Temperatura (°F) 75.2 °F
Humedad Relativa (%) 50

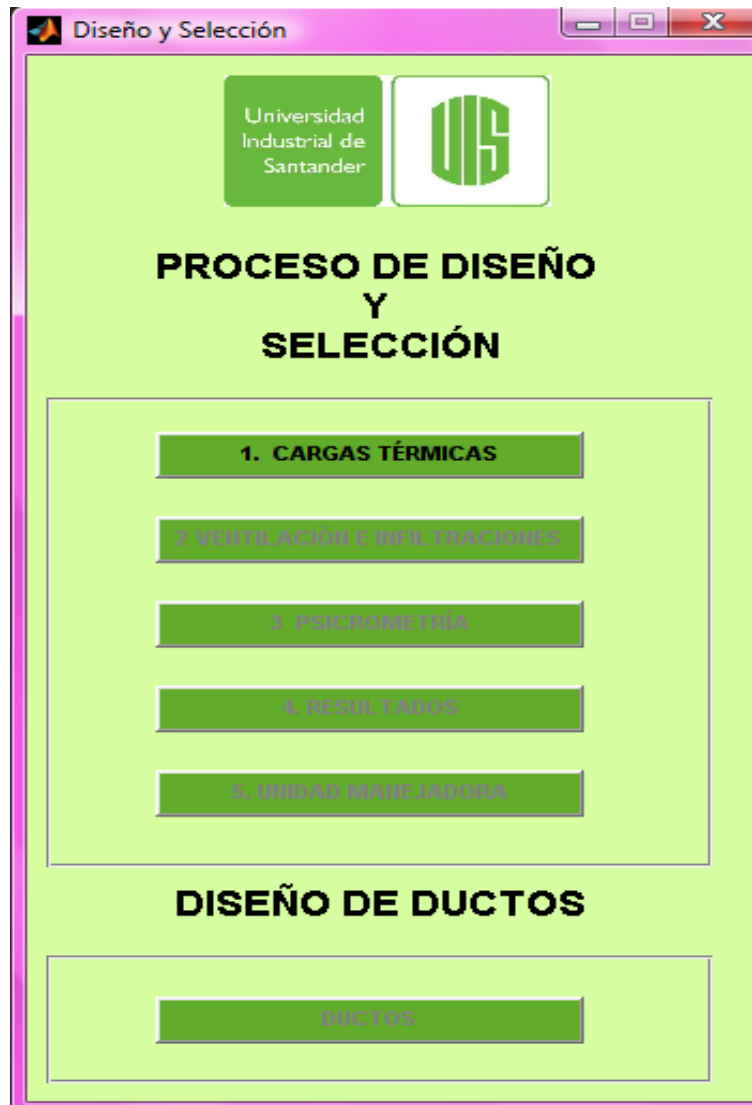
Continuar

Fuente: Los Autores.

- **Cargas térmicas.** El primer botón de la interfaz anterior despliega el módulo de cargas térmicas que igualmente presenta una secuencia que se puede

seguir sin dificultad. Cada uno de los botones despliega la interfaz correspondiente de cargas térmicas donde el usuario debe ingresar los datos correspondientes⁴⁴.

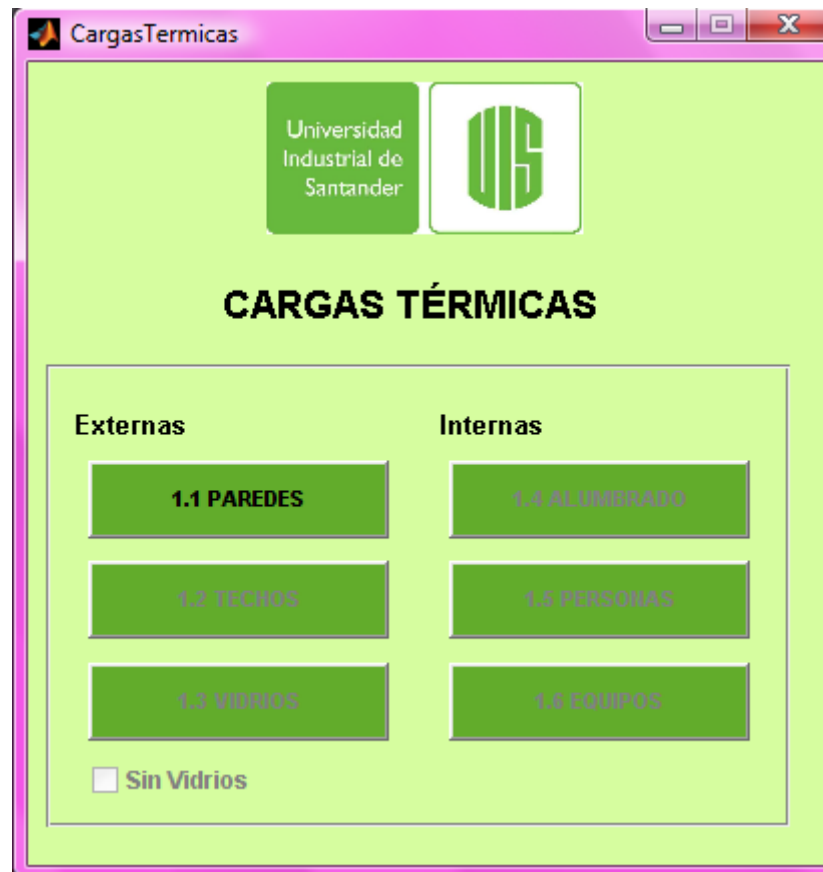
Figura 23. Interfaz de diseño y selección



Fuente: Los Autores.

⁴⁴ Para mayores detalles sobre los módulos de cargas particulares ver el Anexo F (Manual del Usuario)

Figura 24. Interfaz de cargas térmicas



Fuente: Los Autores.

➤ **Ventilación e infiltraciones.** Una vez se han ingresado todas las cargas térmicas correspondientes, se procede a usar el módulo de ventilación e infiltraciones el cual permite determinar los caudales y cargas térmicas correspondientes a estos dos ítems. Los datos de condiciones medioambientales exteriores e interiores al igual que el número de personas se actualizan tan pronto como se abre la interfaz. La figura 25 muestra la interfaz de ventilación e infiltraciones.

Figura 25. Interfaz de ventilación e infiltraciones

MÓDULO DE VENTILACIÓN E INFILTRACIÓN

$Q_s = 1.10 * DT * CFM$ $Q_i = 4940 * DW * CFM$

Ambiente

Exterior		Interior	
Temperatura bs. (F)	Humedad Absoluta (lb/lb)	Temperatura bs. (F)	Humedad Absoluta (lb/lb)
77.54	0.019378	75.2	0.0105598

1. Ventilación

1.1 Criterio

- Número de Personas: 11
- Área del Piso: 1000 ft²

1.2 Aplicación

Categoría: Centros Correccionales

Espacio: Celda

Rata de Ventilación Mínima (CFM / Persona): 5

Porcentaje de Incremento (%): 0

2. Infiltración y Extracción

Recinto: Volumen del Recinto: 100 ft³

2.1 Infiltración

- Ventanas y puertas exteriores sin sello especial
- Ventanas y puertas exteriores con sello especial

Cuartos con ventanas ... ACH (0-2): 0.017

2.2 Extracción

Aplicación del local: Almacenamiento de Ali... ACH: 10

3. Calcular

Calcular
Limpiar
Volver

Resultados

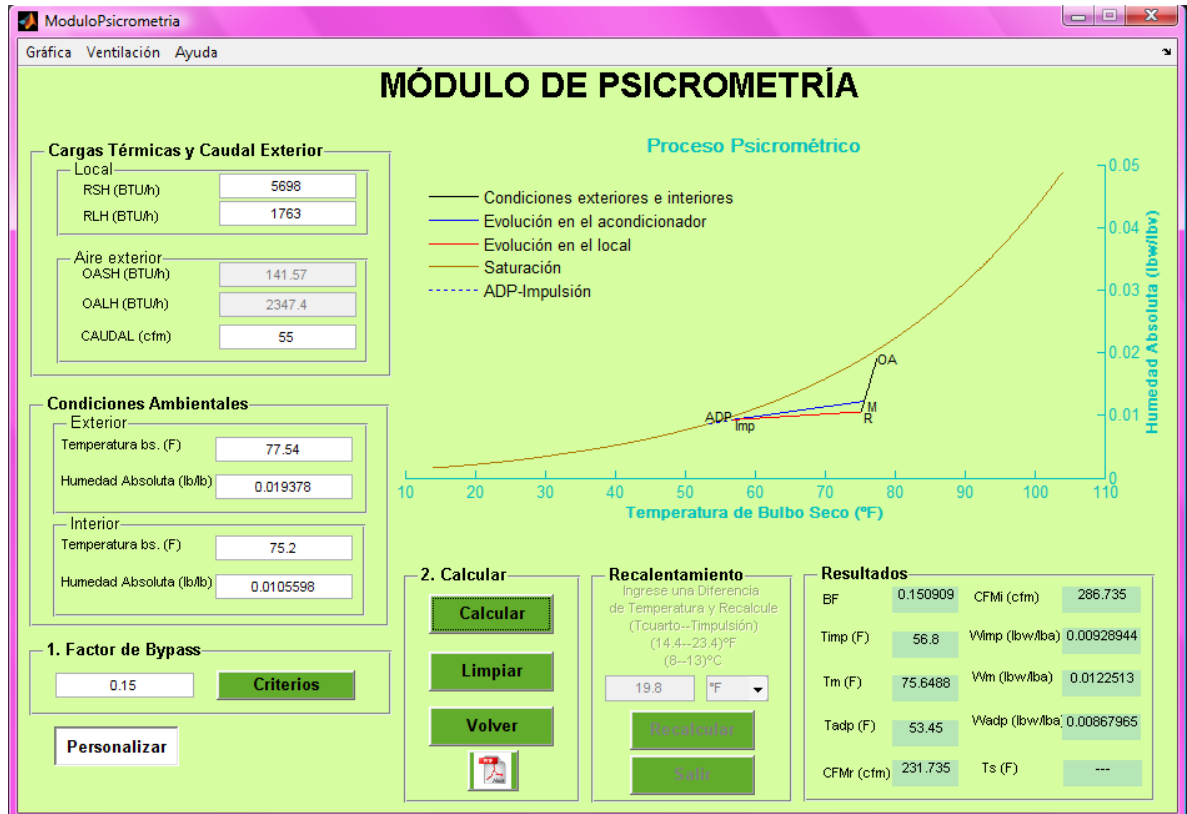
Caudales		Calores	
Ventilación (cfm)	55	Calor Sensible Total (Btu/h)	141.57
Infiltración (cfm)	0.0283333	Calor Latente Total (Btu/h)	2347.4
Extracción (cfm)	16.6667	Carga Térmica Total (Btu/h)	2488.97
Ventilación e Infiltración (cfm)	55.0283		

Fuente: Los Autores.

➤ **Psicrometría.** Con los datos de temperaturas y humedades obtenidos en la sección de datos generales de diseño y los valores de cargas térmicas y caudal de ventilación se procede a usar el módulo de psicrometría, el cual permite determinar los parámetros necesarios para poder seleccionar la unidad

manejadora adecuada. Dentro de los datos más importantes se destacan el caudal de aire impulsado y las cargas térmicas totales así como las temperaturas de impulsión y de adp. La figura 26 muestra la interfaz para el módulo de psicrometría.

Figura 26. Interfaz de psicrometría



Fuente: Los Autores.

➤ **Resultados.** Esta parte del programa muestra los datos más importantes que se han obtenido hasta esta parte del proceso. Se incluyen en los resultados el nombre del local, la ciudad, la hora y mes de diseño, las cargas térmicas y el caudal de impulsión entre otros.

➤ **Selección de la unidad manejadora.** Los datos obtenidos en el módulo de psicrometría, especialmente los relacionados con los calores sensibles y latentes, la cantidad de aire impulsado y la temperatura de impulsión son usados por este módulo para junto con la elección del tipo de acondicionador de aire y el criterio de selección hecha por el usuario, determinar la unidad que mejor se adapte a las condiciones anteriormente nombradas. La interfaz para el módulo de selección de la unidad manejadora se presenta en la figura 27.

Figura 27. Interfaz de selección de la unidad manejadora

Módulo Selección

Ayuda

MÓDULO DE SELECCIÓN DE LA UNIDAD MANEJADORA

1. Tipo de Unidad

Paquete UMA Expansión Directa
 UMA Agua de Enfriamiento
 Número de filas:

2. Datos para Selección

Calor Sensible Total (Btu/h)	5839.57
Calor Latente Total (Btu/h)	4110.4
Calor Total (Btu/h)	9949.97
Caudal de Aire Impulsado (cfm)	286.735

3. Criterio de Selección

CARGA TÉRMICA TOTAL
 CFM

4. Selección



Unidad(es) Seleccionada(s)

Marca **York** Modelo Cantidad **1**

Características de la(s) Unidad(es)

CFM impulsados	700
Carga Térmica Total (Btu/h)	10011.6
Carga sensible (Btu/h)	9198.82
GPM	

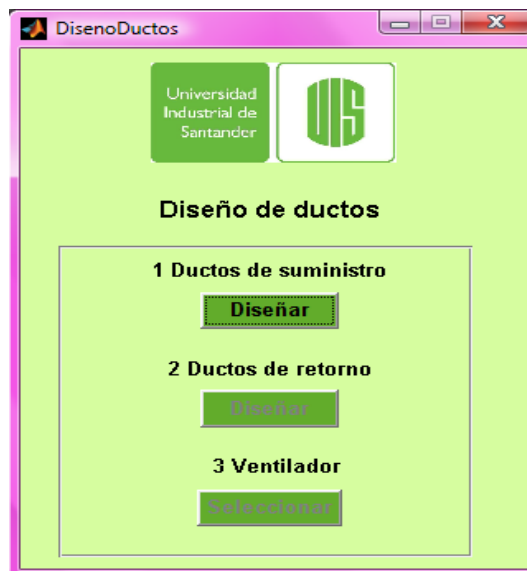
Fuente: Los Autores.

El software toma las características de capacidad térmica y caudal impulsado de las unidades comerciales⁴⁵, y las compara con las de diseño hasta encontrar la que sea capaz de responder satisfactoriamente.

➤ **Ductos.** El paso final en el uso de la herramienta es el diseño de ductos. Esta sección permite dimensionar los ductos de suministro y de retorno y también permite seleccionar el ventilador más adecuado para el proyecto.

Al igual que en los módulos de diseño y selección, el módulo de ductos sigue una secuencia para diseñar los ductos y escoger el ventilador adecuado, lo que guía al usuario a través de todo el proceso. Cada uno de los botones del módulo de ductos abre la interfaz correspondiente donde se ingresan los datos necesarios⁴⁶.

Figura 28. Interfaz de diseño de ductos



Fuente: Los Autores.

⁴⁵ Ver anexo E

⁴⁶ Ver anexos D y F

10.2 REQUERIMIENTOS DEL SOFTWARE

Para el uso de la herramienta computacional se requiere contar como mínimo con las siguientes herramientas informáticas:

10.2.1 Hardware. Los requerimientos de hardware mínimos son los siguientes:

- Procesador Intel Pentium IV o superior.
- Memoria RAM de 528 Mb o superior
- 100 Mb disponibles de disco duro
- Monitor de 14”
- Unidad de CD ROM

10.2.2 Software. Los programas necesarios para utilizar la herramienta desarrollada son los siguientes:

- Matlab® 2008a o superior
- Adobe Reader 3.0 o superior

11 CONCLUSIONES

- ✓ Se elaboró un software como herramienta de ayuda en el aprendizaje del diseño de sistemas de acondicionamiento de aire, a través de una interfaz amigable que facilita la interacción con el usuario.

- ✓ El software realizado permite obtener los siguientes parámetros:
 - Cálculo de la carga térmica de enfriamiento de cada uno de los componentes que contribuyen a la ganancia energética del local y muestra de la variación en el tiempo de esta ganancia.
 - Generación de un reporte de resultados donde se consignan los valores de las cargas de enfriamiento.
 - Selección de la unidad manejadora, rejillas y ventilador que permitan alcanzar las condiciones adecuadas de diseño.
 - Dimensionamiento de los ductos de suministro y retorno mediante el método de igual fricción.

- ✓ El software contiene un fundamento teórico explicativo de los procesos realizados por el mismo, que puede ser consultado por el usuario en cualquier paso del proceso de diseño.

- ✓ El desarrollo de este proyecto permitió conocer algunos de los conceptos tratados por la norma ASHRAE ampliamente utilizada en nuestro medio para el diseño de sistemas de aire acondicionado.

- ✓ Se elaboró el manual de usuario donde se consignaron las principales características, funciones y modo de uso del software.

✓ Se realizó un software didáctico aplicable a las condiciones climáticas y los tipos de edificaciones de nuestro medio con la misma capacidad de los existentes en el mercado los cuales fueron desarrollados para aplicaciones de otros países y sin permitir el seguimiento detallado del proceso de diseño.

RECOMENDACIONES

Al momento de desarrollar un software para el cálculo de cargas térmicas contextualizado al medio colombiano mediante el método del CLTD se presenta la dificultad de la carencia de datos de factores de carga para nuestro medio por lo que se pueden presentar márgenes de error. Por lo anterior, se recomienda realizar un estudio matemático a partir del método del TFM el cual utiliza la función transferencia o función tiempo y la transformada de Laplace para hallar la carga de enfriamiento y posteriormente dividir esta ganancia entre el coeficiente global de transferencia de calor U , el coeficiente de sombreado o el calor sensible generado por fuente interna, para obtener los valores del CLTD, SCL o CLF respectivamente, reduciendo el margen de error.

Se recomienda estudiar previamente el manual del usuario antes de ejecutar cualquier módulo del software.

Fomentar el desarrollo de proyectos de grados orientados al mejoramiento del aprendizaje en las diferentes asignaturas de la escuela de ingeniería mecánica mediante el uso de herramientas computacionales.

BIBLIOGRAFÍA

ASHRAE. Cooling and heating load calculation manual. ASHRAE GRP 158. New York. ASHRAE. 1979.

----- . ASHRAE handbook 2005, Fundamentals. Atlanta: ASHRAE Inc, 2005.

----- . ----- Atlanta: ASHRAE Inc, 2001.

WANG, Shang Kuo. Handbook of air conditioning and refrigeration, 2 ed. New York: McGraw-Hill, 2001. 242 p.

----- . ----- New York: McGraw-Hill, 2001. 1235 p.

----- . ----- New York: McGraw-Hill, 2001. 1236 p.

McQUISTON C Faye, PARKER D Jerald y SPITLER D Jeffrey. Calefaccion ventilacion y aire acondicionado: Analisis y diseño. Traducido por Esteban Torres Alexander. Mexico, D.F. Limusa, S. A., 2003. 622 p. ISBN 968-18-6170-1.

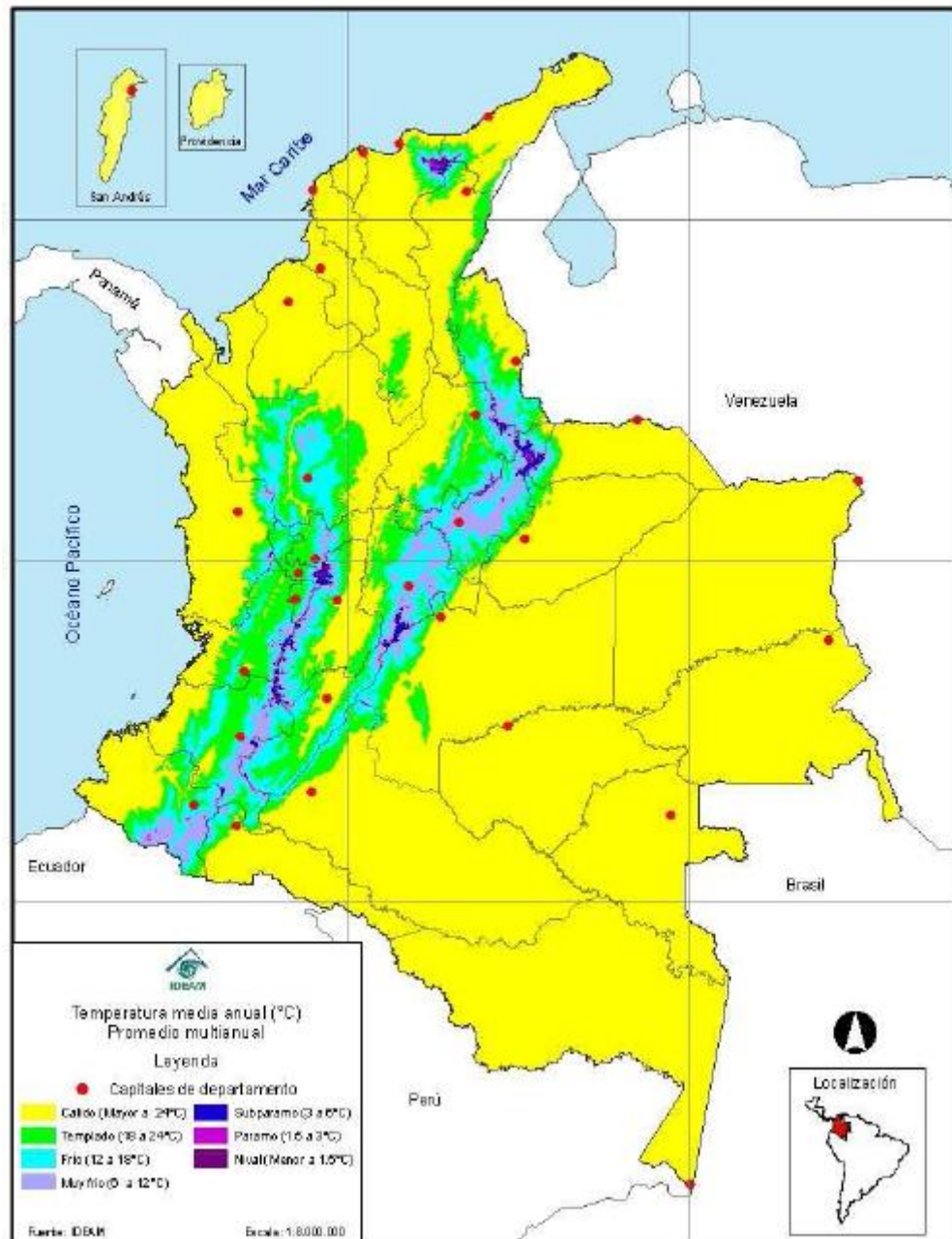
PITA G Edward. Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas. Traducido por Virgilio Gonzáles Pozo. Mexico, D.F. Continental, S.A, 1994. 548 p. ISBN 0-13-018151-X.

REY Diego Hernando y RIVERA Rafael Hernan. Sistematizacion del diseño de proyecto de aire acondicionado. Trabajo de grado Ingeniero Mecanico. Bucaramanga. Universidad Industrial de Santander. 2001. 227p.

ANEXOS

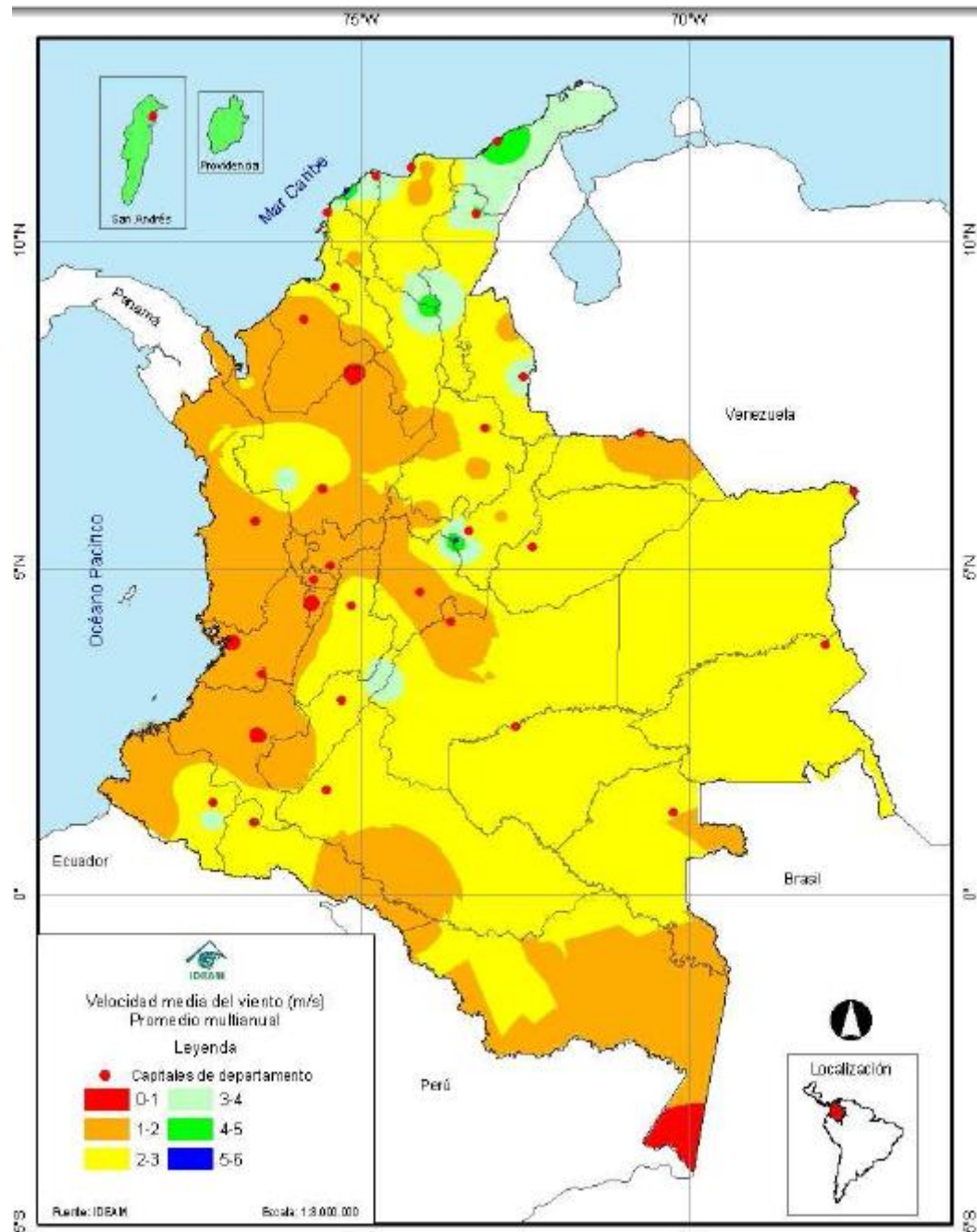
ANEXO A
DATOS CLIMÁTICOS COLOMBIANOS

Figura A1. Temperatura media multianual



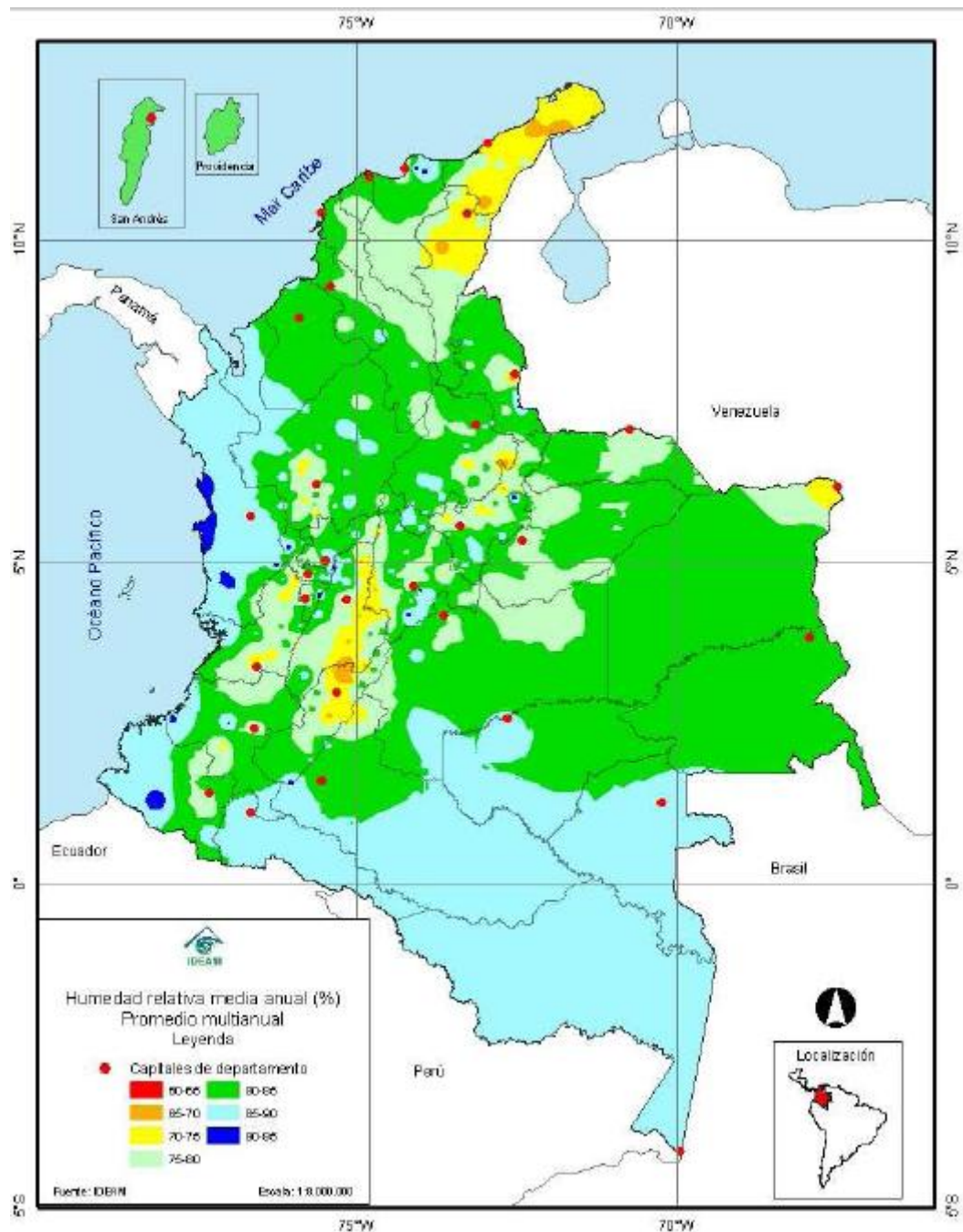
Fuente: Atlas climatológico nacional. [En línea]. Bogotá D.C. Subdirección de Meteorología del IDEAM. [Citado 12 de abril 2010]. Disponible desde internet: <<http://institucional.ideam.gov.co>>

Figura A2. Velocidad media del viento



Fuente: Atlas climatológico nacional. [En línea]. Bogotá D.C. Subdirección de Meteorología del IDEAM. [Citado 12 de abril 2010]. Disponible desde internet: <<http://institucional.ideam.gov.co>>

Figura A3: Humedad relativa media anual.



Fuente: Atlas climatológico nacional. [En línea]. Bogotá D.C. Subdirección de Meteorología del IDEAM. [Citado 12 de abril 2010]. Disponible desde internet: <<http://institucional.ideam.gov.co>>

Tabla A1: Datos climatológicos colombianos Abril 2009

Ciudad	Temperatura media (°C)	Temperatura máxima (°C)	Temperatura mínima (°C)	Humedad relativa media(%)	Velocidad media del viento (Km/h)	Velocidad máxima sostenida por el viento (Km/h)	latitud	Longitud	Altitud (m)
Arauca	26.1	28.4	23.7	80.4	3.5	16.3	7.06	-70.73	128
Armenia	22.7	27	19	78.5	1.6	7.3	4.5	-75.71	1204
Barrancabermeja	28.9	31	25.6	74	4.1	12.1	7.01	-73.8	128
Barranquilla	28.4	33.1	25.3	79.1	12.3	25.5	10.88	-74.76	14
Cali	24.6	30.8	19.6	70.6	7.8	21.2	3.66	-76.39	961
Bogotá	13.6	18.4	9.2	74.1	12.4	27.6	4.7	-74.13	2547
Bucaramanga	22.7	25.8	19.4	80.3	7.3	18.8	7.1	-73.2	1189
Cartagena	28.9	32.3	26.3	81	9.4	18.7	10.46	-75.51	1
Cúcuta	29	32.4	24.3	58.7	14.2	28.3	7.93	-72.51	250
Ibagué	24.8	27.2	21.5	72.8	6.5	12.4	4.43	-75.15	928
Manizales	18.2	21	14	77	10.9	16.5	5.03	-75.46	2080
Medellín	23.3	27.8	18.6	60	6.3	16.6	6.21	-76.6	1490
Montería	30.8	33	26	73	1.1	9.4	8.81	-75.85	20
Neiva	27.7	31.4	23	63.3	2.7	10.1	2.96	-75.3	439
Pasto	21.6	23.9	17.6	64.3	12	23.6	1.41	-77.26	1826
Pereira	23	26.8	18.5	72.4	4.9	10.7	4.81	-75.8	1342
Isla de providencia	29.5	31	28	82	16.7	22.2	13.36	-81.35	6
Riohacha	32.1	35	28	68	23	31.2	11.63	-72.93	1
San Andrés Isla	28.5	29.8	26.7	84.2	19.8	29.7	12.58	-81.71	1
Santa Marta	30	32.2	27.8	72.3	3.4	9.4	11.13	-74.23	4
Valledupar	31.2	34.4	26.6	60	15.2	21.2	10.43	-73.25	138
Villavicencio	24.7	27.3	21.5	84.3	1.9	8.2	4.16	-73.61	423

Fuente: Clima Colombia. [En línea].Madrid. Tutiempo network, S.L. Agosto 2009. [Citado 12 de 2010]. Disponible desde internet:<<http://www.tutiempo.net/clima/>>

ANEXO B
TABLAS FORMULAS CLTD

Tabla B1: Valores de (CLTD) para techos planos sin cielo raso. (°F)

No TECHO	DESCRIPCIÓN DE CONSTRUCCIÓN	U(BTU/(h*ft^2*°F))	PESO (Lb/ft2)	Hora solar																							
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1	LÁMINA DE ACERO CON 1 O 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0.213	7	1	-2	-3	-3	-5	-3	6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	5	3
2	1 PULGADA DE MADERA CON 1 PULGADA DE AISLAMIENTO	0.170	8	6	3	0	-1	-3	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9
3	4 PULGADAS DE CONCRETO LIGERO	0.213	18	9	5	2	0	-2	-3	-3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13
4	2 PULGADAS DE CONCRETO PESADO CON 1 O 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0.206	29	12	8	5	3	0	-1	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	22	17
5	1 PULGADA DE MADERA CON 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0.109	19	3	0	-3	-4	-5	-7	-6	-3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	57	48	37	18	11	7
6	6 PULGADAS DE CONCRETO LIGERO	0.158	24	22	17	13	9	6	3	1	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28
7	2.5 PULGADAS DE MADERA CON 1 PULGADA DE AISLAMIENTO	0.130	13	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	34
8	8 PULGADAS DE CONCRETO LIGERO	0.126	31	35	30	26	22	18	14	11	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	45	40
9	4 PULGADAS DE CONCRETO PESADO CON 1 O 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0.200	52	25	22	18	15	12	9	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53	52	48	43	38	34	30
10	2.5 PULGADAS DE MADERA CON 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0.093	13	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	26	41	46	49	51	50	47	43	39	35
11	SISTEMA DE TERRAZAS DE TECHO	0.106	75	34	31	28	25	22	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	40	37
12	6 PULGADAS DE CONCRETO PESADO CON 1 O 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0.192	75	31	28	25	22	20	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	42	40	37	34
13	4 PULGADAS DE MADERA CON 1 O 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0.106	17	38	36	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	40

Fuente: ASHRAE. Cooling and heating Load Calculation Manual ASHRAE 158. New York, U.S.A. ASHRAE, 1979. Cap. 3. p.3.19

$$CLTD_{corr} = (CLTD + LM) * K + (78 - T_R) + (T_o - 85).$$

Donde:

LM.es la corrección por latitud-mes.

K: Corrección por color

T_R=Corrección por temperatura de diseño.

T_o=Corrección por temperatura exterior.

Tabla B2: Valores de (CLTD) para techos planos con cielo raso (°F)

No TECHO	DESCRIPCIÓN DE CONSTRUCCIÓN	U (BTU/(HR*FT2*oF))	PESO (Lb/ft2)	Hora solar																							
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1	LÁMINA DE ACERO CON 1 O 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0.134	9	2	0	-2	-3	-4	-4	-1	9	23	37	50	62	71	77	78	74	67	56	42	28	18	12	8	5
2	1 PULGADA DE MADERA CON 1 PULGADA DE AISLAMIENTO	0.115	10	20	15	11	8	5	3	2	3	7	13	21	30	40	48	55	60	62	61	58	51	44	37	30	25
3	4 PULGADAS DE CONCRETO LIGERO	0.134	20	19	14	10	7	4	2	0	0	4	10	19	29	39	48	56	62	65	64	61	54	46	38	30	24
4	2 PULGADAS DE CONCRETO PESADO CON 1 O 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0.131	30	28	25	23	20	17	15	13	13	14	16	20	25	30	35	39	43	46	47	46	44	41	38	35	32
5	1 PULGADA DE MADERA CON 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0.083	10	25	20	16	13	10	7	5	5	7	12	18	25	33	41	48	53	57	57	56	52	46	40	34	29
6	6 PULGADAS DE CONCRETO LIGERO	0.109	26	22	28	23	19	16	13	10	8	7	8	11	16	22	29	36	42	48	52	54	54	51	47	42	37
7	2.5 PULGADAS DE MADERA CON 1 PULGADA DE AISLAMIENTO	0.096	15	34	31	29	26	23	21	18	16	15	15	16	18	21	25	30	34	38	41	43	44	44	42	40	37
8	8 PULGADAS DE CONCRETO LIGERO	0.093	33	39	36	33	29	26	23	20	18	15	14	14	15	17	20	25	29	34	38	42	45	46	45	44	42
9	4 PULGADAS DE CONCRETO PESADO CON 1 O 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0.128	53	30	29	27	26	24	22	21	20	20	21	22	24	27	29	32	34	36	38	38	38	37	36	34	33
10	2.5 PULGADAS DE MADERA CON 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0.072	15	35	33	30	28	26	24	22	20	18	18	18	20	22	25	28	32	35	38	40	41	41	40	39	37
11	SISTEMA DE TERRAZAS DE TECHO	0.082	77	30	29	28	27	26	25	24	23	22	22	22	23	23	25	26	28	29	31	32	33	33	33	33	32
12	6 PULGADAS DE CONCRETO PESADO CON 1 O 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0.125	77	29	28	27	26	25	24	23	22	21	21	22	23	25	26	28	30	32	33	34	34	34	33	32	31
13	4 PULGADAS DE MADERA CON 1 O 2 PULGADAS DE AISLAMIENTO	0.082	19	35	34	33	32	31	29	27	26	24	23	22	21	22	24	25	27	30	32	34	35	36	37	36	36

Fuente: ASHRAE. Cooling and heating Load Calculation Manual ASHRAE 158. New York, U.S.A. ASRHAE, 1979. Cap. 3. p.3.19

$$CLTD_{corr} = (CLTD + LM) * K + (78 - T_R) + (T_o - 85).$$

Donde:

LM.es la corrección por latitud-mes.

K: Corrección por color

T_R=Corrección por temperatura de diseño.

T_o=Corrección por temperatura exterior.

Tabla B3: Factor de ajuste del CLTD por color

Descripción del color y ubicación	K
Techo de color o claro en una área industrial	1
Techo de color claro en área rural	0.5
Pared de color oscuro o claro en una área industrial	1
Pared permanece a medio color en área rural	0.83
Pared permanece con color claro en área rural	0.65

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.19.*

Tabla B4: Corrección del CLTD por condiciones de diseño adentro y afuera, F

(a) Corrección por temperatura interior ver nota 1														
Interior db F	72	73	74	75	76	77	78	79	80					
Corrección,F	6	5	4	3	2	1	0	-1	-2					
(b) Corrección para condiciones de diseño externas F ver nota 2														
Diseño exterior bulbo seco F	Rango diario F													
	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36
88	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15
90	0	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-11	-12	-13
92	2	1	0	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-11
94	4	3	2	1	0	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9
96	6	5	4	3	2	1	0	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7
98	8	7	6	5	4	3	2	1	0	-1	-2	-3	-4	-5
100	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0	-1	-2	-3
102	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0	-1
104	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
106	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158. New york. ASHRAE. 1971 .Cap. 3. p 3.24.*

(1) Corrección por diseño interior = $(78 - T_r)$, donde T_r es la temperatura de bulbo seco F

(2) Corrección por condiciones de diseño exterior= $(T_o - 85)$, donde T_o es la temperatura exterior dada por $T_o = \text{Temperatura exterior de diseño} - 1/2 * \text{rango diario}$.

Tabla B5: Corrección de la DTCE por latitud y mes, para aplicar a paredes y techos, latitudes norte, °F.

Latitud	Mes	N	NNE NNW	NE NW	ENE WNW	E W	ESE WSW	SE SW	SSE SSW	S	HORA
0	Dic	-3	-5	-5	-5	-2	0	3	6	9	-1
	Ene/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	-1
	Abr/Ago	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	Dic	-4	-6	-6	-6	-3	0	4	8	12	-5
	Ene/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
	Abr/Ago	2	2	2	0	-1	-4	-4	-7	-7	-1
	May/Jul	7	5	4	0	-2	-5	-5	-9	-7	-2
	Jun	9	6	4	0	-2	-6	-6	-9	-7	-2
16	Dic	-4	-6	-8	-8	-4	-1	4	9	13	-9
	Ene/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
	Abr/Ago	-1	0	-1	-1	-1	-3	-3	-5	-6	0
	May/Jul	4	3	0	0	-1	-4	-5	-7	-7	0
	Jun	6	4	1	1	-1	-4	-6	-8	-7	0
24	Dic	-5	-7	-9	-10	-7	-3	3	9	13	-13
	Ene/Nov	-4	-6	-8	-9	-6	-3	3	9	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
	Abr/Ago	-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	Dic	-5	-7	-10	-11	-8	-5	2	9	12	-17
	Ene/Nov	-5	-7	-9	-11	-8	-4	2	9	12	-15
	Feb/Oct	-4	-6	-7	-8	-4	-2	4	8	11	-10
	Mar/Sept	-3	-4	-4	-4	-2	-1	3	5	7	-5
	Abr/Ago	-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	Dic	-6	-8	-10	-13	-10	-7	0	7	10	-21
	Ene/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
	Abr/Ago	-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

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.23

Tabla B6: Descripción de la construcción de las paredes

Grupo No	Descripción de la composición de la pared	Peso (lb/ft ²)	U (Btu/(hr*ft ² *F))
A	Ladrillo de vista de 4in+aislamineto o espacio de aire+ladrillo comun de 8 in	130	0.154-0.243
A	Ladrillo de vista de 4in+aislamiento o espacio de aire+8 in de concreto o mas	143-190	0.110-0.112
A	Ladrillo de vista de 4 in + 2 in de aislamiento de aire + 8 in placa de arcilla	97	0.097
A	Concreto pesado+ 2in de aislamiento+ 8 in de concreto	110	0.115
A	Concreto pesado+ 12in de concreto + aislamineto	156	0.113
B	Ladrillo de vista de 4in+ 2in de aislamiento + 4 in de ladrillo comun	88	0.111
B	Ladrillo de vista de 4in+ 8in de ladrillo comun	130	0.302
B	Ladrillo de vista de 4 in + 2 in de aislamiento + 4 in de concreto pesado	97	0.116
B	Ladrillo de vista de 4in+ 2 in de aislamiento +8 in de concreto liviano o pesado	89	0.096-0.107
B	Ladrillo de vista de 4 in + espacio de aire o 1 in de aislamiento + 8 in placa de arcilla	96	0.142-0.221
B	Concreto pesado +(Acabado) 8 in de concreto + 1 o 2 in de aislamiento	110	0.115-0.187
B	Concreto pesado + (Acabado) 12 in de concreto	156	0.421
B	Placa de arcilla+(Acabado) 2 in de aislamiento + 8 in de arcilla	63	0.099
C	Ladrillo de vista de 4 in + espacio de aire + ladrillo de vista de 4 in	83	0.358
C	Ladrillo de vista de 4in + aislamiento o espacio de aire de 1in+ Ladrillo comun de 4 in	90	0.174-0.301
C	Ladrillo de vista de 4in + espacio de aire + 2 in de concreto pesado	94	0.350
C	Ladrillo de vista de 4 in + espacio de aire o 1 in de aislamiento+ bloque de concreto liviano o pesado de 6in o 8in	73-89	0.221-0.275
C	Ladrillo de vista de 4 in + aislamiento+ 4 in de placa de arcilla	71	0.169
C	Ladrillo de vista de 4 in + 8 in de placa de arcilla	96	0.275
C	Concreto pesado + (Acabado) 2 in aislamiento + 4 in de concreto	63	0.119
C	Concreto pesado + (Acabado) 8 in de concreto	109	0.490
C	Placa de arcilla +(Acabado) 8 in de arcilla + espacio de aire/ 1 in de aislamiento	63	0.151-0.231
D	Ladrillo de vista + 4 in de ladrillo comun	90	0.415
D	Ladrillo de vista + espacio de aire o aislamiento + 4 in de bloque de concreto pesado o liviano	62	0.153-0.246
D	Ladrillo de vista + 8 in bloque de concreto liviano o pesado	70	0.274
D	Ladrillo de vista + 4 in de placa de arcilla	71	0.381
D	Ladrillo de vista + espacio de aire + 4 in de placa de arcilla	71	0.281
D	Concreto pesado + (Acabado) 4 in Concreto + 1in o 2 in de aislamiento	63	0.119-0.2
D	Bloque de concreto liviano y concreto pesado+(Acabado) 8 in de bloque + espacio de aire/aislamiento	41-57	0.149-0.173
D	Placa de arcilla (Acabado) + 2in de aislamiento + 4 in de arcilla	40	0.110
D	Placa de arcilla (Acabado) + 8in de arcilla	63	0.296
E	Ladrillo de vista de 4 in + 4 in de bloque de concreto liviano o pesado	62	0.319
E	Concreto pesado + Acabado 4 in de concreto	63	0.585
E	Bloque de concreto liviano o pesado + (Acabado) 2 in de aislamiento + 4 in de bloque	29-37	0.105-0.114
E	Bloque de concreto liviano o pesado + (Acabado) 8 in de bloque	41-57	0.294-0.402
E	Placa de arcilla (Acabado) 4 in de arcilla + 1 in de aislamiento	39	0.175
F	Bloque de concreto liviano y pesado(Acabado) 4 in de bloque + espacio de aire/aislamiento	29-36	0.161-0.263
F	placa de arcilla (Acabado) 4 in de arcilla	39	0.419
F	Placa de arcilla (Acabado) 4 in de arcilla + espacio de aire	39	0.303

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.20

Tabla B7. Diferencias de temperatura para cargas de enfriamiento (CLTD) para calcular cargas debidas a paredes.

Latitud norte, Orientación de la pared	Hora solar, h																								Hora de la DTCE máxima	DTCE Mínima	DTCE Maxima	Diferencia de la DTCE
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24				
Paredes grupo A																												
N	14	14		14	13	13	13	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	16	16	17	18	18	18	19	19	20	20	20	20	22	15	20	5
E	24	24	23	22	21	20	20	19	19	18	19	19	20	21	22	23	24	24	25	25	25	25	25	25	22	18	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	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	23	14	20	6
SW	25	25	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	17	17	17	17	18	19	20	22	23	24	25	25	24	17	25	8
W	27	27	26	26	25	24	24	24	23	22	21	20	19	19	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
Paredes grupo B																												
N	15	14	14	13	12	11	11	10	9	9	9	8	9	9	9	10	11	12	13	14	14	15	15	15	24	8	15	7
NE	19	18	17	16	15	14	13	12	12	13	14	15	16	17	18	19	19	20	20	21	21	21	20	20	21	12	21	9
E	23	22	21	20	18	17	16	15	15	15	17	19	21	22	24	25	26	26	27	27	26	26	25	24	20	15	27	12
SE	23	22	21	20	18	17	16	15	14	14	15	16	18	20	21	23	24	25	26	26	26	26	25	24	21	14	26	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	21	23	11	22	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
W	29	28	27	26	24	23	21	19	18	17	16	15	14	14	13	15	17	19	22	25	27	29	29	30	24	14	30	16
NW	23	22	21	20	19	18	17	15	14	13	12	12	12	11	12	12	13	15	17	19	21	22	23	23	24	11	23	12
Paredes grupo C																												
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
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
E	22	21	19	17	15	14	12	12	14	16	19	22	25	27	29	29	30	30	30	29	28	27	26	24	18	12	30	18
SE	22	21	19	17	15	14	12	12	12	13	16	19	22	24	26	28	29	29	29	29	28	27	26	24	19	12	29	17
S	21	19	18	16	15	13	12	10	9	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
W	31	29	27	25	22	20	18	16	14	13	12	12	12	13	14	16	20	24	29	32	35	35	35	33	22	12	35	23
NW	25	23	21	20	18	16	14	13	11	10	10	10	11	12	13	15	18	22	25	27	27	27	27	26	22	10	27	17
Paredes grupo D																												
N	15	13	12	10	9	7	6	6	6	6	6	7	8	10	12	13	15	17	18	19	19	19	18	16	21	6	19	13
NE	17	15	13	11	10	8	7	8	10	14	17	20	22	23	23	24	24	25	25	24	23	22	20	18	19	7	25	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
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
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
SW	28	25	22	19	16	14	12	10	9	8	8	8	10	12	16	21	27	32	36	38	38	37	34	31	21	8	38	30
W	31	27	24	21	18	15	13	11	10	9	9	9	10	11	14	18	24	30	36	40	41	40	38	34	21	9	41	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
Paredes grupo E																												
N	12	10	8	7	5	4	3	4	5	6	7	9	11	13	15	17	19	20	21	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	25	24	22	19	17	15	16	16	4	26	22
E	14	12	10	8	6	5	6	11	18	26	33	36	38	37	36	34	33	32	30	28	23	22	20	17	13	5	38	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
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
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
W	26	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
NW	20	17	14	11	9	7	6	5	5	5	6	8	10	13	16	20	26	32	37	38	36	32	34	24	20	5	38	33

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158. New york.*

ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.21.

$$CLTD_{corr} = (CLTD + LM) * K + (78 - T_R) + (T_o - 85).$$

Donde:

LM.es la corrección por latitud-mes.

K: Corrección por color

T_R=Corrección por temperatura de diseño.

T_o=Corrección por temperatura exterior.

Tabla B8: Coeficiente global U de transferencia de calor para vidrios y tragaluzes (Btu/h*ft²*F)

Paneles verticales (ventanas exteriores, puertas corredizas de vidrio y particiones) Vidrio plano, tragaluz y lamina de plastico				Paneles horizontales vidrio plano, tragaluz y damas de plastico.			
Descripcion	Invierno	Exterior Verano	Interior	Descripcion	Invierno	Exterior Verano	Interior
Vidrio plano				Vidrio plano			
Vidrio sencillo	1.10	1.04	0.73	Vidrio sencillo	1.23	0.83	0.96
Vidrio aislante-doble				Vidrio aislante-doble			
Espacio de aire de 1/4"	0.58	0.61	0.49	Espacio de aire de 1/4"	0.65	0.54	0.59
Espacio de aire de 1/2"	0.49	0.56	0.46	Espacio de aire de 1/2"	0.59	0.49	0.56
Espacio de aire de 1/2"				Espacio de aire de 1/2"			
Recubrimiento de baja emision				Recubrimiento de baja emision			
e=0.20	0.32	0.38	0.32	e=0.20	0.48	0.36	0.39
e=0.40	0.38	0.45	0.38	e=0.40	0.42	0.42	0.45
e=0.60	0.43	0.51	0.42	e=0.60	0.56	0.48	0.50
Vidrio aislante-triple				Tragaluz			
Espacio de aire de 1/4"	0.39	0.44	0.38	11*11*3 in espesor			
Espacio de aire de 1/2"	0.31	0.39	0.30	con divisor de cavidad	0.53	0.35	0.44
Ventanas dobles				12*12*4 in espesor			
Espacio de aire de 1" a 4"	0.50	0.50	0.44	con divisor de cavidad	0.51	0.34	0.42
Lamina de palstico				Domos de plastico			
sencilla				de pared sencilla	1.15	0.80	
1/8" espesor	1.06	0.99		de pared doble	0.70	0.46	
1/4" espesor	0.96	0.89		Factores de ajuste para paredes verticales y horizontales			
1/2" espesor	0.81	0.76		Descripcion	Vidrio sencillo	Vidrio doble o triple	Ventanas dobles
unidad aislante-doble				Ventanas			
espacio de aire de 1/4"	0.55	0.56		Todas de vidrio	1.00	1.00	1.00
Espacio de aire de 1/2"	0.43	0.45		Marco de madera-80% vidrio	0.90	0.95	0.9
Tragaluz				Marco de madera-60% vidrio	0.8	0.85	0.8
6*6*4 in espesor	0.60	0.57	0.46	Marco de metal-80% vidrio	1	1.20	1.20
8*8*4 in espesor	0.56	0.54	0.44	Ventanas y puertas			
con divisor del hueco	0.48	0.46	0.38	corredizas de vidrio	0.95	1	
12*12*4 in espesor	0.52	0.50	0.41	Marco de madera	1	1.10	
con divisor del hueco	0.44	0.42	0.36	Marco de metal			
12*12*2 in espesor	0.60	0.57	0.46				

Vidrio de 1/8" vidrio de 1/4" recubrimiento en ambas superficies que dan al espacio de aire "diseño de ventana: vidrio de 1/4" vidrio de 1/8" "diemnsiones nominales basados en la superficie de la abertura con aislamineto termico

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.24.

Tabla B9: Diferencias de carga de enfriamiento (CLTD) para conducción a través vidrios y puertas.

Tiempo solar (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
CLTD (F)	1	0	-1	-2	-2	-2	-2	0	2	4	7	9	12	13	14	14	13	12	10	8	6	4	3	2

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.34.

Tabla B10. Propiedades ópticas solares y coeficientes de sombreado de laminas de plástico transparentes SC

TIPO DE PLASTICO	TRANSMITANCIA		SC
	VISIBLE	SOLAR	
ACRILICO			
Limpio	0.92	0.85	0.98
Tinta gris	0.16	0.27	0.52
Tinta gris	0.33	0.41	0.63
Tinta gris	0.45	0.55	0.74
Tinta gris	0.59	0.62	0.80
Tinta gris	0.76	0.74	0.89
Tinta bronce	0.10	0.20	0.46
Tinta bronce	0.27	0.35	0.58
Tinta bronce	0.61	0.62	0.80
Tinta bronce	0.75	0.75	0.90
REFLECTIVO	0.14	0.12	0.21
POLICARBONATO			
Limpio (0.125 in)	0.88	0.82	0.98
gris	0.50	0.57	0.74
bronce	0.50	0.57	0.74

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.25.

Tabla B11. Coeficiente de sombreado para vidrios sin o con sombreado interior para persianas Venecia o rodillos de sombra.

TIPO DE VIDRIO	CLARO NOMINAL ENTRE CADA LAMINA	TRANSMISIVIDAD SOLAR	SIN SOMBRADO INTERIOR		TIPO DE SOMBRADO INTERIOR				
			ho=4	ho=3	PERCIANAS VENECIA		RODILLOS DE SOMBRA		
					MEDIO	CLARO	OPACO	CLARO	TRANSLUCIDO
							OSCURO	CLARO	CLARO
SIMPLE									
Vidrio sencillo transparente	3/32 a 1/4	0.87-0.80	1	1	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39
Vidrio sencillo transparente	1/4 a 1/2	0.80-0.71	0.94	0.95	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39
Vidrio sencillo transparente	3/8	0.72	0.9	0.92	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39
Vidrio sencillo transparente	1/2	0.67	0.87	0.88	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39
Vidrio sencillo transparente labrado	1/8 a 9/32	0.87-0.79	0.83	0.85	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39
Vidrio sencillo, labrado absorbente de calor	1/8		0.83	0.85	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39
Vidrio sencillo absorbente de calor	3/16 a 1/4	0.46	0.69	0.73	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39
Vidrio sencillo labrado absorbente de calor	3/16 a 1/4		0.69	0.73	0.57	0.53	0.45	0.30	0.36
Vidrio sencillo coloreado	1/8 a 7/32	0.59-0.45	0.69	0.73	0.57	0.53	0.45	0.30	0.36
Vidrio sencillo absorbente o labrado		0.44-0.30	0.60	0.64	0.54	0.52	0.40	0.28	0.32
Vidrio sencillo absorbente de calor	3/8	0.34	0.60	0.64	0.54	0.52	0.40	0.28	0.32
Vidrio sencillo absorbente o labrado	1/2	0.44-0.30	0.53	0.58	0.42	0.40	0.36	0.28	0.31
Vidrio sencillo cubierto de reflectivo		0.24	0.30	0.30	0.25	0.23	0.36	0.28	0.31
DOBLE									
Vidrio doble aislado transparente afuera	3/32, 1/8	0.71	0.88	0.88	0.57	0.51	0.60	0.25	0.37
Vidrio doble aislado transparente adentro	3/32, 1/8	0.71	0.88	0.88	0.57	0.51	0.60	0.25	0.37
Vidrio doble aislado transparente afuera	1/4	0.61	0.81	0.82	0.57	0.51	0.60	0.25	0.37
Vidrio doble aislado transparente adentro	1/4	0.61	0.81	0.82	0.57	0.51	0.60	0.25	0.37
Vidrio doble aislado absorbente de calor afuera	1/4	0.36	0.55	0.58	0.57	0.51	0.60	0.25	0.37
Vidrio doble aislado transparente adentro		0.36	0.55	0.58	0.39	0.36	0.40	0.22	0.30
Vidrio doble aislado cubierto de reflectivo			0.20	0.58	0.19	0.18	0.40	0.22	0.30
TRIPLE									
Vidrio triple aislado transparente	1/4		0.71	0.71	0.71	0.71	0.71	0.71	0.71
Vidrio triple aislado transparente	1/8		0.80	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8

Fuente: ASHRAE. Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.31.

Tabla B12: Factor de máxima ganancia térmica latitud 8°

	N	NE/NW	E/W	SE/SW	S
Enero	32	71	224	242	162
Febrero	34	114	239	219	110
Marzo	37	156	241	184	55
Abril	44	184	225	134	39
Mayo	74	198	209	97	38
Junio	90	200	200	82	39
Julio	77	195	204	93	39
Agosto	47	179	216	128	41
Septiembre	38	149	230	176	56
Octubre	35	112	231	211	108
Noviembre	33	71	220	233	160
Diciembre	31	55	215	247	179

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.35.

Tabla B13: Factor de máxima ganancia térmica latitud 16°

	N	NE/NW	E/W	SE/SW	S
Enero	30	55	210	251	199
Febrero	33	96	231	233	154
Marzo	35	140	239	197	93
Abril	39	172	227	150	45
Mayo	52	189	215	115	41
Junio	66	194	207	99	41
Julio	55	187	210	111	42
Agosto	41	168	219	143	46
Septiembre	36	134	227	191	93
Octubre	33	95	223	225	150
Noviembre	30	55	206	247	196
Diciembre	29	41	198	254	212

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.35.

Tabla B14: Factor de máxima ganancia térmica latitud 24°

	N	NE/NW	E/W	SE/SW	S
Enero	27	41	190	253	227
Febrero	30	80	220	243	192
Marzo	34	124	234	214	137
Abril	37	159	228	169	75
Mayo	43	178	218	132	46
Junio	55	184	212	117	43
Julio	45	176	213	129	46
Agosto	38	156	220	162	72
Septiembre	35	119	222	206	134
Octubre	31	79	211	235	187
Noviembre	27	42	187	249	224
Diciembre	26	29	180	247	237

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.35.

Tabla B15: Factor de máxima ganancia térmica latitud 32°

	N	NE/NW	E/W	SE/SW	S
Enero	24	29	175	249	246
Febrero	27	65	205	248	221
Marzo	32	107	227	227	176
Abril	36	146	227	187	115
Mayo	38	170	220	155	74
Junio	44	176	214	139	60
Julio	40	167	215	150	72
Agosto	37	141	219	181	111
Septiembre	33	103	215	218	171
Octubre	28	63	195	239	215
Noviembre	24	29	173	245	243
Diciembre	22	22	162	246	252

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.36.

Tabla B16: Factor de máxima ganancia térmica latitud 40°

	N	NE/NW	E/W	SE/SW	S
Enero	20	20	154	241	254
Febrero	24	50	186	246	241
Marzo	29	93	218	236	206
Abril	34	140	224	203	154
Mayo	37	165	220	175	113
Junio	48	172	216	161	95
Julio	38	163	216	170	109
Agosto	35	135	216	196	149
Septiembre	30	87	203	226	200
Octubre	25	49	180	238	234
Noviembre	20	20	151	237	250
Diciembre	18	18	135	232	253

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.36.

Tabla B17: Factor de máxima ganancia térmica latitud 48°

	N	NE/NW	E/W	SE/SW	S
Enero	15	15	118	216	245
Febrero	20	36	168	242	250
Marzo	26	80	204	239	228
Abril	31	132	219	215	186
Mayo	35	158	218	192	150
Junio	46	165	215	180	134
Julio	37	156	214	187	146
Agosto	33	128	211	208	180
Septiembre	27	72	191	228	220
Octubre	21	35	161	233	242
Noviembre	15	15	115	212	240
Diciembre	13	13	91	195	233

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.36.

Tabla B18: Factor de máxima ganancia térmica latitud 56°

	N	NE/NW	E/W	SE/SW	S
Enero	10	10	74	169	205
Febrero	16	21	139	223	244
Marzo	22	65	185	238	241
Abril	28	123	211	223	210
Mayo	36	149	215	206	181
Junio	53	160	213	196	168
Julio	37	147	211	201	177
Agosto	30	119	203	215	203
Septiembre	23	58	171	227	231
Octubre	16	20	132	213	234
Noviembre	10	10	72	165	200
Diciembre	7	7	47	135	171

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAЕ 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.36.

Tabla B19: Factor de máxima ganancia de calor para vidrios externamente sombreados (Btu/(h*ft²))

	N	NE/NW	E/W	SE/SW	S
Enero	31	31	34	37	38
Febrero	34	34	36	38	39
Marzo	36	37	39	40	39
Abril	40	41	42	41	40
Mayo	43	45	45	41	40
Junio	45	47	46	41	40
Julio	45	46	47	42	41
Agosto	42	43	46	43	42
Septiembre	37	38	41	42	41
Octubre	34	34	38	40	40
Noviembre	32	32	34	38	39
Diciembre	30	30	32	36	37

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAЕ 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.37.

Tabla B20: Factor de carga de enfriamiento (CLF) para vidrios sin sombreado

FENESTRACION FACING	CONSTRUCCION DE LA SALA	TIEMPO SOLAR																							
		0.17	0.14	0.11	0.09	0.08	0.33	0.42	0.48	0.55	0.63	0.71	0.76	0.80	0.82	0.82	0.79	0.79	0.84	0.61	0.48	0.38	0.31	0.25	0.20
N(SHADED)	L	0.23	0.20	0.18	0.16	0.14	0.34	0.41	0.46	0.53	0.59	0.65	0.70	0.74	0.75	0.76	0.74	0.75	0.79	0.61	0.50	0.42	0.36	0.31	0.27
	M	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
	H																								
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	0.24	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	0.33	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	0.68	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	0.55	0.53	0.47	0.41	0.35	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	0.13	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	0.9	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.23	0.35	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	0.11	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	0.14
WSW	L	0.12	0.10	0.18	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	0.6	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	0.9	0.08	0.09	0.10	0.11	0.13	0.15	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	0.12	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	0.11	0.13	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	0.16	0.18
	H	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.15	0.20	0.28	0.33	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

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.38.

Tabla B21: Factor de carga de enfriamiento (CLF) para vidrios con sombreado interior

FENESTRATION FACING	TIEMPO SOLAR, HR																							
	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	0.08	0.07	0.06	0.06	0.07	0.73	0.66	0.65	0.73	0.80	0.86	0.89	0.89	0.86	0.82	0.75	0.78	0.91	0.24	0.18	0.15	0.13	0.11	0.10
NNE	0.03	0.03	0.02	0.02	0.03	0.64	0.77	0.62	0.42	0.37	0.37	0.37	0.36	0.35	0.32	0.28	0.23	0.17	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04
NE	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.56	0.76	0.74	0.58	0.37	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.16	0.12	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03
ENE	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.52	0.76	0.80	0.71	0.52	0.31	0.26	0.24	0.22	0.20	0.18	0.15	0.11	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03
E	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.47	0.72	0.80	0.76	0.62	0.41	0.27	0.24	0.22	0.20	0.17	0.14	0.11	0.06	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03
ESE	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.41	0.67	0.79	0.80	0.72	0.54	0.34	0.27	0.24	0.21	0.19	0.15	0.12	0.07	0.07	0.05	0.04	0.04	0.03
SE	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.30	0.57	0.74	0.81	0.79	0.68	0.49	0.33	0.28	0.25	0.22	0.18	0.13	0.08	0.08	0.06	0.05	0.04	0.04
SSE	0.04	0.03	0.03	0.03	0.02	0.12	0.31	0.54	0.72	0.81	0.81	0.71	0.54	0.38	0.32	0.27	0.22	0.16	0.09	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04
S	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.09	0.16	0.23	0.38	0.58	0.75	0.83	0.80	0.68	0.50	0.35	0.27	0.19	0.11	0.11	0.08	0.07	0.06	0.05
SSW	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.09	0.14	0.18	0.22	0.27	0.43	0.63	0.78	0.84	0.80	0.66	0.46	0.25	0.13	0.12	0.09	0.08	0.07	0.06
SW	0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.07	0.11	0.14	0.16	0.19	0.22	0.38	0.59	0.75	0.83	0.81	0.69	0.45	0.16	0.12	0.10	0.09	0.07	0.06
WSW	0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.07	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.23	0.44	0.64	0.78	0.84	0.78	0.55	0.16	0.12	0.10	0.09	0.07	0.06
W	0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.06	0.09	0.11	0.13	0.15	0.16	0.17	0.31	0.53	0.72	0.82	0.81	0.61	0.16	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06
WNW	0.05	0.05	0.04	0.03	0.03	0.07	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.18	0.22	0.43	0.65	0.80	0.84	0.66	0.16	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06
NW	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.07	0.11	0.14	0.27	0.19	0.20	0.21	0.22	0.30	0.52	0.73	0.82	0.69	0.16	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06
NNW	0.05	0.05	0.04	0.03	0.03	0.11	0.17	0.22	0.26	0.30	0.32	0.33	0.34	0.34	0.39	0.61	0.82	0.76	0.17	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06
HOR	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.12	0.27	0.44	0.59	0.72	0.81	0.85	0.85	0.81	0.71	0.58	0.42	0.25	0.14	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 3. p 3.39.

Tabla B22: Tasas de ganancias de calor debido a las personas del local

Actividad	Aplicaciones Típicas	Calor Total por Adulto Masculino			Calor Total Ajustado			Calor Sensible Ajustado			Calor Latente Ajustado		
		Watts	Btuh	Kcal/h	Watts	Btuh	Kcal/h	Watts	Btuh	Kcal/h	Watts	Btuh	Kcal/h
Sentado en reposo	Teatro, cine	115	400	100	100	350	90	60	210	55	40	140	30
Sentado, trabajo muy ligero, escritura	Oficinas, hoteles, apartamentos	140	480	120	120	420	105	65	230	55	55	190	50
Sentado, comiendo	Restaurantes	150	520	130	170	580	145	75	255	60	95	325	80
Sentado, trabajo ligero, mecanografía	Oficinas, hoteles, apartamentos	185	640	160	150	510	130	75	255	60	75	255	65
Parado, trabajo ligero o camina	Tiendas minoristas, bancos	235	800	200	185	640	160	90	315	80	95	325	80
Trabajo ligero de banco	Fábricas	255	880	220	230	780	195	100	345	90	130	435	110
Caminando 3 mph trabajo ligero con máquinas pesadas	Fábricas	305	1040	260	305	1040	260	100	345	90	205	695	170
Boliche		350	1200	300	280	960	240	100	345	90	180	615	150
Baile moderado	Salón de baile	400	1360	340	375	1280	320	120	405	100	255	875	220
Trabajo pesado, trabajo con máquinas pesadas, levantar pesas	Fábricas	470	1600	400	470	1600	400	165	565	140	300	1035	260
Trabajo pesado, ejercicios atléticos	Gimnasios	585	2000	500	525	1800	450	185	635	160	340	1165	290

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual* ASRHAЕ 158. New York. ASHRAE. 1979. Cap. 4. p 4.5.

Tabla B23: Factor de carga de enfriamiento por personas.

HORAS TOTALES EN EL RECINTO	HORAS DESPUES DE CADA ENTRADA AL RECINTO																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2	0.49	0.58	0.17	0.13	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
4	0.49	0.59	0.66	0.71	0.27	0.21	0.16	0.14	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01
6	0.50	0.60	0.67	0.72	0.76	0.79	0.34	0.26	0.21	0.18	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03
8	0.51	0.61	0.67	0.72	0.76	0.80	0.82	0.84	0.38	0.30	0.25	0.21	0.18	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04
10	0.53	0.62	0.69	0.74	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.42	0.34	0.28	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06
12	0.55	0.64	0.70	0.75	0.79	0.81	0.84	0.86	0.88	0.89	0.91	0.92	0.45	0.36	0.30	0.25	0.21	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08
14	0.58	0.66	0.72	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.47	0.38	0.31	0.26	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11
16	0.62	0.70	0.75	0.79	0.82	0.85	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.95	0.96	0.49	0.39	0.33	0.28	0.24	0.20	0.18	0.16
18	0.66	0.74	0.79	0.82	0.85	0.87	0.89	0.90	0.92	0.93	0.94	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97	0.97	0.97	0.50	0.40	0.33	0.28	0.24	0.21

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4. p 4.6.

Tabla B24: Valores de Factor de balastra para luces fluorescentes.

Watts de la lámpara	Número de lámparas o portalámparas	Fu
35	1	1.30
40	1	1.30
35	2	1.20
40	2	1.20
60	1	1.30
75	1	1.30
60	2	1.20
75	2	1.20
110	1	1.25
110	2	1.07
160	1	1.15
160	2	1.08
185	1	1.08
215	1	1.08
185	2	1.06
215	2	1.06

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4. p 4.1.

Tabla B25: Clasificación de las luces según el flujo de aire y material del piso.

CIRCULACION DEL AIRE EN LA SALA Y TIPO DE	CONSTRUCCION DEL PISO, PESO EN LIBRAS POR PIE CUADRADO DE AREA DEL PISO				
	2 in de piso de madera	3 in piso de concreto 40	6 in. Piso de	8 in de piso en	12 in de piso en
Flujo medio o bajo requerido para manejar la carga de enfriamiento. Suministro a traves de	B	B	C	D	D
flujo medio de ventilacion suministrado a traves de pisos, ventanas o difusores de cielorastos.	A	B	C	D	D
Alto flujo de aire inducido por aire primario por unidad de induccion o por	A	B	C	C	D
Gran circulacion de aire usado para minimizar los gradientes de temperatura de la sala.	A	A	B	C	D

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual* ASRHAЕ 158. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4. p 4.3.

Tabla B26: Factor de carga de enfriamiento para luces encendidas por 8 horas

"a" Clasificació	"b" Clasificación	Número de horas despues de encendidas las luces																							
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
0.45	A	0.02	0.46	0.57	0.65	0.72	0.77	0.82	0.85	0.88	0.46	0.37	0.30	0.24	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0,04	0.03	0.03	0.02
	B	0.07	0.51	0.56	0.61	0.65	0.68	0.71	0.74	0.77	0.34	0.31	0.28	0,25	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08
	C	0.11	0.55	0.58	0.60	0.63	0.65	0.67	0.69	0.71	0.28	0.26	0.15	0.23	0.22	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12
	D	0.14	0.58	0.60	0.61	0.62	0.63	0.64	0.65	0.66	0.22	0.22	0.21	0.20	0.20	0.19	0.19	0.18	0.18	0.17	0.16	0.16	0.16	0.15	0.15
0.55	A	0.01	0.56	0.65	0.72	0.77	0.82	0.85	0.88	0.90	0.37	0.30	0.24	0.19	0.16	0.13	0.10	0.08	0.07	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02
	B	0.06	0.60	0.64	0.68	0.71	0.74	0.76	0.79	0.81	0.28	0.25	0.23	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06
	C	0.09	0.63	0.66	0.68	0.70	0.71	0.73	0.75	0.76	0.23	0.21	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.10	0.10
	D	0.11	0.66	0.67	0.68	0.69	0.70	0.71	0.72	0.72	0.18	0.18	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15	0.15	0.14	0.14	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12
0.65	A	0.01	0.66	0.73	0,78	0,82	0,86	0,88	0,91	0,93	0,29	0,23	0,19	0,15	0,12	0,10	0-08	0,06	0,05	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02	0,01
	B	0.04	0.69	0.72	0,75	0,77	0,80	0,82	0,84	0,85	0,22	0,19	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05
	C	0.07	0.72	0.73	0,75	0,76	0,78	0,79	0,80	0,82	0,18	0,17	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11	0,11	0,10	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07
	D	0.09	0.73	0.74	0,75	0,76	0,77	0,77	0,78	0,79	0,14	0,14	0,13	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11	0,11	0,11	0,10	0,10	0,10	0,10	0,09
0.75	A	0.01	0.76	0.80	0,84	0,87	0,90	0,92	0,93	0,95	0,21	0,17	0,13	0,11	0,09	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,02	0,02	0,01	0,01
	B	0.03	0,78	0,80	0,82	0,84	0,85	0,87	0,88	0,89	0,15	0,14	0,13	0,11	0,1	0,09	0,08	0,07	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04
	C	0.05	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,87	0,13	0,12	0,11	0,10	0,10	0,09	0,09	0,08	0,08	0,07	0,07	0,06	0,06	0,06	0,05
	D	0.06	0,81	0,82	0,82	0,83	0,83	0,84	0,84	0,85	0,10	0,10	0,10	0,09	0,09	0,09	0,08	0,08	0,08	0,08	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAЕ 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4. p 4.3.

Tabla B27: Factor de carga de enfriamiento para luces encendidas por 10 horas

"a" Clasificació	"b" Clasificación	Número de horas despues de encendidas las luces																							
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
0.45	A	0.03	0,47	0,6	0.66	0.73	0.78	0.82	0.86	0.88	0.91	0.93	0,49	0.39	0.32	0.26	0,21	0.17	0,13	0.11	0.09	0.07	0.06	0,05	0,04
	B	0.10	0.54	0,6	0.63	0.66	0.70	0,73	0.76	0.78	0.80	0.82	0.39	0.35	0.32	0,28	0.26	0,23	0.21	0.19	0.17	0.15	0,14	0.12	0,11
	C	0.15	0,59	0.61	0.64	0.66	0.68	0,7	0.71	0.73	0,75	0.76	0,33	0,31	0,29	0,27	0.26	0,24	0,23	0.21	0,2	0.19	0,18	0.17	0,16
	D	0.18	0.62	0,6	0.64	0.66	0.67	0,68	0.69	0.69	0.70	0.71	0,27	0,26	0.26	0,25	0,24	0,23	0,23	0,22	0.11	0,21	0.20	0.19	0,19
0.55	A	0.02	0,57	0.65	0.72	0.78	0,82	0,85	0,88	0.91	0.92	0.94	0,4	0.32	0.26	0,21	0,17	0,14	0,11	0.09	0.07	0.06	0,05	0,04	0,03
	B	0.08	0.62	0.66	0.69	0.73	0,75	0,73	0.30	0.82	0,84	0,85	0,32	0,29	0,26	0,23	0,21	0,19	0,17	0.15	0,14	0.12	0,11	0.10	0,09
	C	0.12	0.66	0.68	0.70	0.72	0,74	0,75	0,77	0.78	0,79	0.81	0,27	0,25	0,24	0,22	0,21	0,20	0,19	0,17	0,16	0,15	0,14	0,14	0,13
	D	0.15	0.69	0.70	0.71	0,72	0,73	0,73	0,74	0,75	0,76	0,76	0,22	0,12	0,21	0,20	0,2	0,19	0,18	0,18	0,17	0,17	0,16	0,16	0,15
0.65	A	0.02	0.66	0.73	0.78	0.83	0.86	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0,31	0.25	0.20	0.16	0,13	0.11	0.08	0.07	0.05	0,04	0,04	0.03	0,02
	B	0.06	0.71	0,7	0.76	0,79	0,81	0,83	0,84	0.86	0.87	0,89	0,25	0,22	0.20	0,18	0.16	0.15	0,13	0.12	0,11	0.10	0,09	0.08	0,07
	C	0.09	0.74	0.75	0.77	0.78	0.80	0,81	0.82	0.83	0.84	0.85	0,21	0,2	0,16	0,17	0.16	0.15	0,14	0,14	0,13	0,12	0,11	0,11	0,10
	D	0.11	0.76	0.77	0.77	0.78	0.79	0,79	0.80	0.81	0.81	0.82	0,17	0,17	0,18	0.16	0.15	0.15	0,14	0,14	0,14	0,13	0,13	0,12	0,12
0.75	A	0.01	0,76	0.81	0.84	0.88	0.90	0.92	0,93	0.95	0,96	0,97	0,22	0,18	0,14	0.12	0.09	0.08	0.06	0,05	0,04	0,03	0,03	0.02	0,02
	B	0.04	0,79	0,8	0,83	0,85	0.86	0.88	0.89	0.90	0,91	0,92	0,18	0,16	0,14	0,13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07	0,06	0,06	0,05
	C	0.07	0,81	0.82	0,83	0,84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89	0.89	0,15	0,14	0,13	0.12	0.12	0.11	0,1	0.10	0.09	0.09	0,08	0,08	0,07
	D	0.08	0,83	0.83	0,84	0,84	0.85	0,85	0.86	0.86	0,87	0,87	0,12	0,12	0,12	0,11	0,11	0.11	0.10	0,1	0.10	0,09	0,09	0,09	0,09

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAЕ 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4. p 4.3.

Tabla B28: Factor de carga de enfriamiento para luces encendidas por 12 horas

"a" Clasificació	"b" Clasificación	Número de horas después de encendidas las luces																							
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
0.45	A	0.05	0,49	0.59	0.67	0.73	0.78	0.83	0.86	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0,51	0,41	0,33	0.27	0.22	0.17	0,1	0.11	0.09	0.07	0.06
	B	0.13	0,57	0.61	0.65	0.69	0.72	0.75	0.77	0.79	0.82	0.83	0.85	0.87	0,43	0.39	0.35	0.31	0.18	0.25	0,2	0,21	0.18	0.17	0.15
	C	0.19	0.63	0.65	0.67	0.69	0.71	0.73	0.74	0.76	0.77	0.79	0.80	0.81	0.37	0.35	0.33	0.31	0,29	0.27	0.26	0,24	0.23	0.21	0.10
	D	0.22	0.66	0.61	0.68	0.69	0,7	71	0.72	0.73	0.74	0.74	0.75	0.76	0.32	0,31	0,3	0,29	0,28	0.27	0.26	0.26	0.25	0.14	0,2
0.55	A	0.04	0.58	0.66	0.73	0.78	0.82	0.86	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0,42	0,34	0,22	0.22	0.18	0,14	0.11	0,09	0.07	0.06	0.05
	B	0.11	0.65	0.68	0.72	0.74	0.77	0.79	0,81	0.83	0.85	0.86	0,88	0.89	0.35	0,32	0,26	0,26	0,23	0.21	0.19	0.17	0.15	0,14	0,1
	C	0.15	0.69	0.71	0.73	0.75	0.76	0,78	0.79	0.80	0,81	0.83	0,84	0.85	0,3	0.29	0,25	0,25	0,24	0.22	0.21	0.20	0.19	0.17	0.16
	D	0.18	0.72	0.73	0,74	0.75	0.76	0,76	0.77	0.78	0,78	0.79	0,8	0.80	0.26	0.25	0,24	0,24	0,23	0,22	0,2	0.21	0.20	0,2	0.19
0.65	A	0.03	0,67	0.74	0.79	0.83	0.86	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0,33	0.26	0.21	0.17	0,14	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04
	B	0.09	0.73	0.75	0.78	0.80	0.82	0,84	0.85	0,87	0.88	0.89	0.90	0.91	0,27	0.25	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13	0.12	0,11	0.10
	C	0.12	0.76	0.78	0.79	0.80	0.81	0,83	0,84	0.85	0.86	0.86	0.87	0,88	0,24	0,22	0.21	0.20	0.19	0.17	0.16	0.15	0,1	0,14	0,1
	D	0.14	0.79	0.79	0.80	0.80	0.81	0.82	0,82	0.83	0.83	0.84	0,84	0.85	0,2	0.20	0.19	0.18	0.18	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15	0.15
0.75	A	0.02	0.77	0,81	0.85	0,88	0.90	0.92	0,94	0.95	0.96	0.97	0.97	0.98	0,23	0.19	0.15	0,12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03
	B	0.06	0,81	0.82	0,84	0.86	0.87	0.88	0.90	0.91	0,92	0.92	0.93	0.94	0.19	0,18	0.16	0,14	0,13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07
	C	0.09	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0,88	0.89	0.90	0.90	0.91	0.91	0.17	0,16	0.15	0,14	0,13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.10	0.09
	D	0.10	0.85	0.85	0.86	0.86	0.86	0.87	0.87	0,88	0.88	0,9	0.89	0.89	0,14	0,14	0.14	0.13	0.13	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4. p 4.4.

Tabla B29: Factor de carga de enfriamiento para luces encendidas por 14 horas

"a" Clasificació	"b" Clasificación	Número de horas despues de encendidas las luces																							
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
0.45	A	0.07	0.51	0.61	0.68	0,74	0.79	0.83	0.87	0.89	0.91	0.93	0,94	0.95	0.96	0,92	0.53	0.42	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14	0.12	0.09
	B	0.18	0.61	0.65	0.68	0.72	0,74	0.77	0.79	0,81	0,83	0,85	0.86	0,88	0.89	0.90	0,46	0.41	0.37	0,34	0.30	0.27	0,24	0,22	0,2
	C	0.24	0.67	0.69	0.71	0.73	0.74	0.76	0.77	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0,85	0.41	0.39	0.36	0,34	0.32	0.30	0.28	0.27	0,25
	D	0.26	0.71	0.72	0.72	0.73	0.74	0.75	0.76	0.77	0.78	0.78	0.79	0.80	0,8	0.80	0.36	0.35	0.34	0,33	0.32	0.31	0.30	0.29	0,28
0.55	A	0.06	0.69	0.68	0.74	0.79	0.83	0.86	0.89	0.91	0.93	0,94	0.95	0.96	0.97	0,98	0.43	0.35	0.28	0.22	0.18	0.15	0,12	0.09	0,08
	B	0.15	0.68	0.71	0,74	0.77	0.79	0.81	0.83	0.85	0.86	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.38	0.34	0.31	0.27	0.25	0.22	0.20	0.18	0.16
	C	0,19	0.73	0,75	0.76	0.78	0.79	0.80	0.81	0.83	0.84	0.85	0.86	0.86	0.87	0,88	0,34	0.32	0.30	0.28	0.26	0.25	0.23	0.22	0,21
	D	0.22	0.76	0.77	0.77	0.78	0.79	0.79	0.80	0.81	0.81	0,82	0.82	0.83	0.83	0,84	0.29	0,28	0.28	0.27	0.26	0.25	0.24	0.24	0,23
0.65	A	0.05	0.69	0.75	0.80	0.84	0.87	0.89	0.92	0.93	0.95	0.96	0.96	0.97	0.98	0,98	0,34	0.27	0.22	0.17	0.14	0.11	0.09	0.07	0,06
	B	0.11	0.75	0,78	0,8	0.82	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0,94	0.29	0.26	0,24	0.21	0.19	0.17	0.16	0.14	0,13
	C	0.15	0.79	0.80	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.86	0,87	0.88	0.89	0.89	0.90	0.91	0.26	0.25	0.23	0.22	0.20	0.19	0.18	0.11	0.16
	D	0.17	0.81	0.82	0.82	0.83	0.83	0,84	0,84	0.85	0.85	0.86	0,86	0.87	0.87	0,85	0,23	0,22	0.21	0.21	0.20	0.20	0.19	0.18	0.18
0.75	A	0.03	0,8	0.82	0.86	0.88	0.91	0.92	0.94	0.95	0.96	0.97	0.97	0.98	0.98	0,99	0.24	0.19	0.16	0.12	0.10	0.08	0.07	0.05	0.04
	B	0.08	0.82	0,84	0.86	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.92	0.93	0,94	0,94	0.95	0,96	0.21	0.19	0.17	0.15	0,14	0,12	0.11	0.10	0.09
	C	0.11	0,9	0,86	0.87	0.88	0.88	0.89	0.90	0.90	0.91	0.91	0,92	0,92	0.93	0,93	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11
	D	0.12	0,9	0.87	0.87	0.88	0.88	0.89	0.89	0.89	0.90	0.90	0.90	0.90	0.91	0.91	0.16	0.16	0.15	0.15	0,14	0,14	0.14	0.13	0.13

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4. p 4.4.

Tabla B30: Factor de carga de enfriamiento para luces encendidas por 16 horas

"a" Clasificació	"b" Clasificación	Número de horas despues de encendidas las luces																							
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
0.45	A	0.12	0.54	0.63	0.70	0.76	0.81	0.85	0.88	0.90	0.92	0.94	0.95	0.96	0.97	0.97	0.98	0.98	0,54	0,43	0.35	0.28	0.23	0.18	0.15
	B	0.23	0,66	0.69	0.72	0.75	0.78	0.80	0.82	0,84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.90	0,91	0.92	0.93	0,49	0,44	0.39	0.35	0.32	0,29	0,26
	C	0.29	0,72	0,74	0.75	0.77	0.78	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0,87	0.88	0.88	0.89	0,45	0,42	0,39	0,37	0.35	0,33	0.31
	D	0,31	0.75	0,76	0.77	0.77	0.78	0.79	0.79	0.80	0.81	0.81	0.82	0.82	0,83	0,83	0,84	0,84	0.40	0.39	0.37	0.36	0,35	0,34	0,33
0.55	A	0.10	0.63	0.70	0,76	0.81	0.84	0.87	0.90	0,92	0,93	0.95	0.96	0.97	0.97	0,98	0.98	0.99	0,44	0.35	0.28	0,23	0.18	0.15	0.12
	B	0.19	0.72	0.75	0.77	0.80	0.82	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0,93	0,94	0,94	0,4	0.36	0.32	0.29	0.26	0,24	0.21
	C	0.24	0.77	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0,86	0.87	0.88	0.88	0.89	0.90	0.90	0.91	0,37	0.34	0.32	0,3	0,29	0.27	0.25
	D	0.26	0.80	0.80	0.81	0.82	0.82	0,8	0.83	0.84	0.84	0.85	0.85	0.86	0,86	0,86	0.87	0.87	0,33	0.32	0.31	0.30	0,29	0.28	0,27
0.65	A	0.07	0.71	0.77	0.81	0.85	0.88	0.90	0.92	0.94	0.95	0.96	0.97	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.34	0.27	0.22	0.18	0,14	0.12	0.09
	B	0.15	0.78	0.81	0.82	0,84	0.86	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.92	0.93	0.94	0.94	0.95	0.96	0.31	0.28	0.25	0.23	0.20	0.18	0.16
	C	0.18	0.82	0.83	0,84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89	0.89	0.90	0.90	0.91	0.92	0.92	0.93	0.93	0.28	0.27	0.25	0,24	0.22	0.21	0.20
	D	0.20	0,84	0.85	0.85	0.86	0.86	0.87	0.87	0.87	0.88	0.88	0.88	0.89	0,89	0,89	0,9	0.90	0.25	0.25	0,24	0.23	0.22	0.22	0.21
0.75	A	0.05	0.79	0.83	0.87	0,89	0.91	0.93	0,94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.98	0.98	0.99	0.99	0.99	0,24	0.20	0.16	0,13	0.10	0,08	0.07
	B	0.11	0.85	0,86	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.93	0,94	0.95	0.95	0.96	0.96	0.96	0.97	0,22	0.20	0.18	0.16	0,15	0.13	0,12
	C	0.13	0.87	0.88	0.89	0.89	0.90	0.91	0.91	0.92	0.92	0.93	0.93	0.94	0.94	0,94	0.95	0.95	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0,14
	D	0.14	0.89	0.89	0.89	0.90	0.90	0.90	0.91	0.91	0.91	0.91	0.92	0.92	0.92	0.92	0.92	0,93	0.93	0.18	0.18	0.17	0.17	0.16	0.16

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4. p 4.4.

Tabla B31: Ganancia de calor recomendado para cocinas comerciales aplicadas locales con aire acondicionado.

TIPO DE APARATO	ELECTRICOS				DE GAS				DE VAPOR			
	Sin campana			Con campana	Sin campana			Con campana	Sin campana			Con campana
	Sensible	Latente	Total	100% Sensible	Sensible	Latente	Total	100% Sensible	Sensible	Latente	Total	100% Sensible
Perilla o asador de 31 in x 20 in x 18 in					11700	6300	18000	3600				
Cafetera y calentador de café												
Por quemador	770	230	1000	340								
Por calentador	230	70	300	90	1750	750	2500	500				
Cafetera												
De 3 galones	2550	850	3400	1000	3500	1500	5000	1000	2180	1120	3300	1000
De 5 galones	3850	1250	5100	1600	5250	2250	7500	1500	3300	1700	5000	1600
De 8 galones (gemelas)	5200	1600	6800	2100	7000	3000	10000	2000	4350	2250	6600	2100
Freidor de grasa:												
15 LB DE GRASA	2800	6600	9400	3000	7500	7500	15000	3000				
21 lb de grasa	4100	9600	13700	4300								
Calentador de platillos secos por ft ²	320	80	400	130	560	140	700	140				
Cuba de freír por ft ²	3000	1600	4600	1500	4900	2600	7500	1500				
Estufa de ordenes rápidas					3200	1800	5000	1000				
Mesa de vapor por ft ²					750	500	1250	250	500	325	825	260
Tostador Continuo:												
360 rebanadas/h	1960	1740	3700	1200	3600	2400	6000	1200				
720 rebanadas/h	2700	2400	5100	1600	6000	4000	10000	2000				
Desplegable a 4 rebanadas	2230	1970	4200	1300								
Waflera de 18 in x 20 in x 13 in	1680	1120	2800	900								
Secador de pelo:												
Tipo ventilador	2300	400	2700									
Tipo casco	1870	330	2200									
Mecheros de laboratorio:												
De bunsen					1680	420	2100					
Cola de pescado					2800	700	3500					
De Meeker					3360	840	4200					
Anuncios de neón	60		60									
Esterilizador	650	1200	1850									

Fuente: ASHRAE. Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4. p 4.7.

Tabla B31. (Continuación)

TIPO DE APARATO	ELECTRICOS				DE GAS				DE VAPOR			
	Sin campana			Con campana	Sin campana			Con campana	Sin campana			Con campana
	Sensible	Latente	Total	100% Sensible	Sensible	Latente	Total	100% Sensible	Sensible	Latente	Total	100% Sensible
Máquinas expendedoras:												
De bebidas calientes			1200									
De bebidas frías			625									
Asador de 18*20*13	6600	3600	10200	3200								
amasadora grande	5490	0	5490									
amasadora pequeña	140	0	140									
batidora	1000	0	1000									
congelador grande	1840		1840									
congelador pequeño	1090	0	1090									
cortadora y mezcladora	12730	0	12730									
estufa de 2 a 6 fogones	2100	0	2100									
Greca (12) Tazas	3750	1910	5660									
horno microondas comercial	8970	0	8970									
horno microondas residencial	4780	0	4780									
horno estufa(1 ft3)	160	0										
lavaplatos	190	420										
lavaplatos tipo transportador	150	370										
nevera de 10 ft3	665	0										
olla a vapor grande					68	45	113	32				
olla a vapor pequeña					23	16	39	13				
plancha o parrilla grande	615	343	958	343								
plancha o parrilla pequeña	545	308	853	298								
vitrina o dispensador grande	610	340	950	290								
vitrina o dispensador pequeño	270	140	410	130								
Encendedor de cigarrillos de					900	100	1000					

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4. p 4.8.

Tabla 32B: Ganancia de calor para diferentes equipos misceláneos.

APLICACIÓN	DATOS VARIOS	POTENCIA DE REGIMEN DE SERVICIO DADO POR FABRICANTE		INDICE DE AUMENTO DE CALOR		
		WATTS	BTU/H	SENSIBLE	LATENTE	TOTAL
APLICACIONES ELECTRICAS						
Secador de cabello	Tipo ventilador	1580	5400	2300	400	2700
Secador de cabello	Tipo casco	705	2400	1870	330	2200
Mecánica de onda permanente	60 calorías @ 25 W, 36 in uso normal	1500	5000	850	150	1000
Muestra de neón, por línea de tuvo	0,5 in, día			30		30
	0,375 in, día			60		60
Esterilizador		1100	3750	650	1200	1850
Máquina de escribir eléctrica			690	350	0	350
copiadora pequeña	Corriendo		6000	6000	0	6000
	Parado		3000	3000	0	3000
copiadora larga	Corriendo		12000	12000	0	12000
	parado		6000	6000	0	6000
APLICACIONES CON QUEMADORES DE GAS						
Quemadores de laboratorio						
Bunsen	0,4375 in barril		3000	1680	420	2100
Fishtail	1,5 in amplio		5000	2800	700	3500
Meeker	1 in diámetro		6000	3360	840	4200
Lámparas de gas, por quemador	Tipo capa		2000	1800	200	2000
Encendedores	Llama continua		2500	900	100	1000

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4. p 4.9.

Tabla 33B: Coeficientes para electrodomésticos y equipos de laboratorio

	Cs	Cl
Electrodoméstico con campana o calentado con vapor	0.16	0
Electrodoméstico con campana y calentados por gas	0.1	0
Electrodoméstico sin campana o calentado con vapor	0.33	0.17
Electrodoméstico sin campana y calentados por gas	0.33	0.17

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4. p 4.9.

Tabla 34B: Factor de carga de enfriamiento sensible para equipos con campana.

Horas totales de operación	Horas después de encendido																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2	0,27	0,4	0,25	0,18	0,14	0,11	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01
4	0,28	0,41	0,51	0,59	0,39	0,3	0,24	0,19	0,16	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02
6	0,29	0,42	0,52	0,59	0,65	0,70	0,48	0,37	0,3	0,25	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12	0,11	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04
8	0,31	0,44	0,54	0,61	0,66	0,71	0,75	0,78	0,55	0,43	0,35	0,3	0,25	0,22	0,19	0,16	0,14	0,13	0,11	0,10	0,08	0,07	0,06	0,06
10	0,33	0,46	0,55	0,62	0,68	0,72	0,76	0,79	0,81	0,84	0,60	0,48	0,39	0,33	0,28	0,24	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12	0,11	0,09	0,08
12	0,36	0,49	0,58	0,64	0,69	0,74	0,77	0,80	0,82	0,85	0,87	0,88	0,64	0,51	0,42	0,36	0,31	0,26	0,23	0,2	0,18	0,15	0,13	0,12
14	0,40	0,52	0,61	0,67	0,72	0,76	0,79	0,82	0,84	0,86	0,88	0,89	0,91	0,92	0,67	0,54	0,45	0,38	0,32	0,28	0,24	0,21	0,19	0,16
16	0,45	0,57	0,65	0,70	0,75	0,78	0,81	0,84	0,86	0,87	0,19	0,90	0,92	0,93	0,94	0,94	0,69	0,56	0,46	0,39	0,34	0,29	0,25	0,22
18	0,52	0,63	0,70	0,75	0,79	0,82	0,84	0,86	0,88	0,89	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,95	0,96	0,96	0,71	0,58	0,48	0,41	0,35	0,3

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAЕ 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4. p 4.9.

Tabla 35B: Factor de carga de enfriamiento sensible para equipos sin campana, motores, etc.

Horas totales de operación	Horas después de encendido																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2	0,56	0,64	0,15	0,11	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
4	0,57	0,65	0,71	0,75	0,23	0,48	0,14	0,12	0,08	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,01	0,01
6	0,57	0,65	0,71	0,76	0,79	0,82	0,29	0,22	0,18	0,15	0,13	0,11	0,1	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,03	0,02
8	0,58	0,66	0,72	0,76	0,8	0,82	0,85	0,87	0,33	0,26	0,21	0,18	0,15	0,13	0,11	0,1	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,04	0,03
10	0,6	0,68	0,73	0,77	0,81	0,83	0,85	0,87	0,89	0,9	0,36	0,29	0,24	0,2	0,17	0,15	0,13	0,11	0,1	0,08	0,07	0,07	0,06	0,05
12	0,62	0,69	0,75	0,79	0,82	0,84	0,86	0,88	0,89	0,91	0,92	0,93	0,38	0,31	0,25	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12	0,11	0,09	0,08	0,07
14	0,64	0,71	0,76	0,8	0,83	0,85	0,87	0,89	0,9	0,92	0,93	0,93	0,94	0,95	0,4	0,32	0,27	0,23	0,19	0,17	0,15	0,13	0,11	0,1
16	0,67	0,74	0,79	0,82	0,85	0,87	0,89	0,9	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96	0,96	0,97	0,42	0,34	0,28	0,24	0,2	0,18	0,15	0,13
18	0,71	0,78	0,82	0,85	0,87	0,89	0,9	0,92	0,93	0,94	0,94	0,95	0,96	0,96	0,97	0,97	0,97	0,98	0,43	0,35	0,29	0,24	0,21	0,18

Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual ASRHAЕ 158*. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4. p 4.9.

Tabla 36B: Ganancia de calor para motores eléctricos típicos.

POTENCIA DEL MOTOR DE LA PLACA	TIPO DE MOTOR	RPM NOMINAL	CARGA TOTAL DEL MOTOR EFICIENCIA %	UBICACIÓN DEL MOTOR RESPECTO A LA CORRIENTE DE AIRE DEL ESPACIO		
				A	B	C
				MOTOR Y EQUIPO DENTRO (Btu/hr)	MOTOR FUERA Y EQUIPO DENTRO (Btu/hr)	MOTOR DENTRO Y EQUIPO FUERA (Btu/hr)
0,05	polos protegidos	1500	35	360	130	240
0,08	Polos protegidos	1500	35	580	200	380
0,125	Polos protegidos	1500	35	900	320	590
0,16	Polos protegidos	1500	35	1160	400	760
0,25	motor monofasico con devanado auxiliar de arranque	1750	54	1180	640	540
0,33	motor monofasico con devanado auxiliar de arranque	1750	56	1500	840	660
0,5	motor monofasico con devanado auxiliar de arranque	1750	60	2120	1270	850
0,75	Trifásico	1750	72	2650	1900	740
1	Trifásico	1750	75	3390	2550	850
1,5	Trifásico	1750	77	4960	3820	1140
2	Trifásico	1750	79	6440	5090	1350
3	Trifásico	1750	81	9430	7640	1790
5	Trifásico	1750	82	15500	12700	2790
7,5	Trifásico	1750	84	22700	19100	3640
10	Trifásico	1750	85	29900	24500	4490
15	Trifásico	1750	86	44400	38200	6210
20	Trifásico	1750	87	58500	50900	7610
25	Trifásico	1750	88	72300	63600	8680
30	Trifásico	1750	89	85700	76350	9440
40	Trifásico	1750	89	114000	102000	12600
50	Trifásico	1750	89	143000	127000	15700
60	Trifásico	1750	89	172000	153000	18900
75	Trifásico	1750	90	212000	191000	21200
100	Trifásico	1750	90	283000	255000	28300
125	Trifásico	1750	90	353000	318000	35300
150	Trifásico	1750	91	420000	382000	37800
200	Trifásico	1750	91	559000	509000	50300
250	Trifásico	1750	91	699000	636000	62900

Fuente: ASHRAE. Cooling and heating load calculation manual ASRHAE 158. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4. p 4.10.

Tabla 39: Límites típicos de sobrecarga, F_i en motores estándar

POTENCIA	0.05-0.25	0.16-0.33	0.67-0.75	Mayores a 1
AC abiertos	1.4	1.35	1.25	1.15
AC TEFC y DC	-	1.0	1.0	1.0

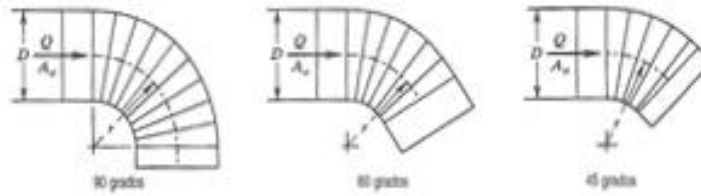
Fuente: ASHRAE. *Cooling and heating load calculation manual* ASRHAE 158. New york. ASHRAE. 1979. Cap. 4. p 4.10.

ANEXO C

COEFICIENTES DE PÉRDIDAS EN CONECTORES DE DUCTOS

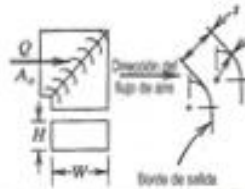
Figura C1: Coeficientes de pérdida de presión total para codos

A. Codos plegados, $r/D = 1.5$



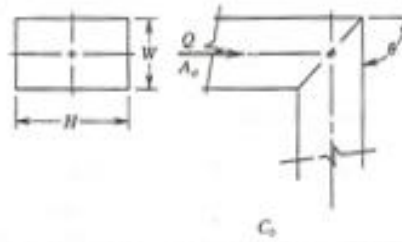
Ángulo	C_p a D , in. (mm)						
	4 (100)	6 (150)	8(200)	10 (250)	12 (300)	14 (350)	16 (400)
90	0.57	0.43	0.34	0.28	0.26	0.25	0.25
60	0.45	0.34	0.27	0.23	0.20	0.19	0.19
45	0.34	0.26	0.21	0.17	0.16	0.15	0.15

B. Codo de secciones con alabes rectangulares de grosor uniforme



Diseño número	Dimensiones, pulgadas (mm)			C_p
	r	t	L	
1	2.0 (50)	1.5 (40)	0.0	0.11
2	2.0 (50)	1.5 (40)	0.75 (20)	0.12
3	4.5 (110)	2.25 (60)	0.0	0.15
4	4.5 (110)	3.25 (80)	0.0	0.33

C. Codo en inglete rectangular



θ , grados	$H/W = 0.25$										
	0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
20	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05
30	0.18	0.17	0.17	0.16	0.15	0.15	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11
45	0.38	0.37	0.36	0.34	0.33	0.31	0.28	0.27	0.26	0.25	0.24
60	0.60	0.59	0.57	0.55	0.52	0.49	0.46	0.43	0.41	0.39	0.38
75	0.89	0.87	0.84	0.81	0.77	0.73	0.67	0.63	0.61	0.58	0.57
90	1.30	1.30	1.20	1.20	1.10	1.10	0.98	0.92	0.89	0.85	0.83

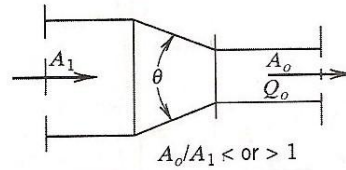
Fuente: Reimpreso con permiso de la ASHRAE Duct Fitting Database.

Fuente: McQUISTON C Faye, PARKER D Jerald y SPITLER D Jeffrey. Calefacción ventilación y aire acondicionado: Análisis y diseño. Traducido por Esteban Torres Alexander. Mexico, D.F. Limusa, S. A., 2003. p424.

Figura C2: Coeficientes de pérdida de presión total para transiciones

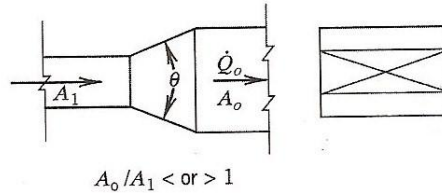
Tabla 12-10 Coeficientes de pérdida de presión total para transiciones

A. Transición de ducto redondo a ducto redondo



A_o/A_1	C_o						
	$\theta = 10^\circ$	20°	45°	90°	120°	150°	180°
0.10	0.05	0.05	0.07	0.19	0.29	0.37	0.43
0.17	0.05	0.14	0.06	0.18	0.28	0.36	0.42
0.25	0.05	0.04	0.06	0.17	0.27	0.35	0.41
0.50	0.05	0.05	0.06	0.12	0.18	0.24	0.26
1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2.00	0.44	0.76	1.32	1.28	1.24	1.20	1.20
4.00	2.56	4.80	9.76	10.24	10.08	9.92	9.92
10.00	21.00	38.00	76.00	83.00	84.00	83.00	83.00
16.00	53.76	97.28	215.04	225.28	225.28	225.28	225.28

B. Transición rectangular con dos lados paralelos



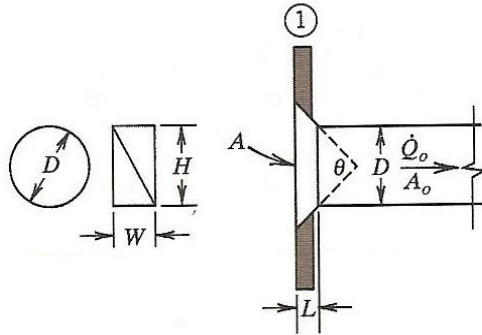
A_o/A_1	C_o						
	$\theta = 10^\circ$	20°	45°	90°	120°	150°	180°
0.10	0.05	0.05	0.07	0.19	0.29	0.37	0.43
0.17	0.05	0.04	0.05	0.18	0.28	0.36	0.42
0.25	0.05	0.04	0.06	0.17	0.27	0.35	0.41
0.50	0.06	0.05	0.06	0.14	0.20	0.26	0.27
1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00
2.00	0.56	0.60	1.40	1.52	1.48	1.44	1.40
4.00	2.72	3.52	9.60	11.20	11.04	10.72	10.56
10.00	24.00	36.00	69.00	93.00	93.00	92.00	91.00
16.00	66.56	102.40	181.76	256.00	253.44	250.88	258.88

Fuente: Reimpreso con permiso de la ASHRAE Duct Fitting Data Base.

Fuente: McQUISTON C Faye, PARKER D Jerald y SPITLER D Jeffrey. Calefacción ventilación y aire acondicionado: Análisis y diseño. Traducido por Esteban Torres Alexander. México, D.F. Limusa, S. A., 2003. p425.

Figura C3: Coeficientes de pérdida de presión total para entradas de ducto

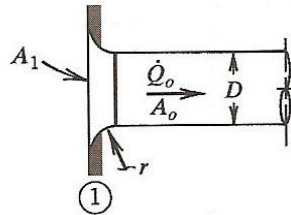
A. Campana cónica convergente con pared extrema, redonda y rectangular



Rectangular: $D = 2HW/(H + W)$

$\frac{L}{D}$	C_0								
	$\theta = 0^\circ$	10°	20°	30°	40°	60°	100°	140°	180°
0.025	0.50	0.47	0.45	0.43	0.41	0.40	0.42	0.45	0.50
0.05	0.50	0.45	0.41	0.36	0.33	0.30	0.35	0.42	0.50
0.075	0.50	0.42	0.35	0.30	0.26	0.23	0.30	0.40	0.50
0.10	0.50	0.39	0.32	0.25	0.22	0.18	0.27	0.38	0.50
0.15	0.50	0.37	0.27	0.20	0.16	0.15	0.25	0.37	0.50
0.60	0.50	0.27	0.18	0.13	0.11	0.12	0.23	0.36	0.50

B. Campana convergente tersa con pared extrema



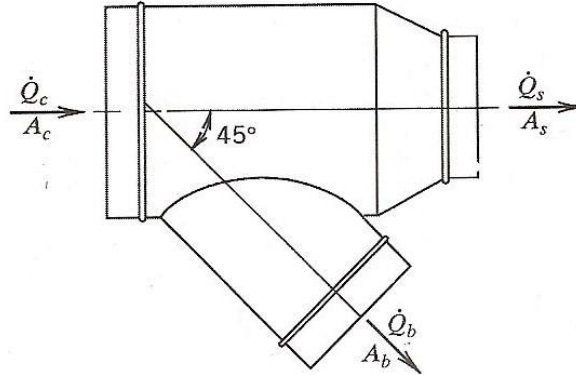
r/D	C_0	r/D	C_0
0	0.50	0.06	0.20
0.01	0.43	0.08	0.15
0.02	0.36	0.10	0.12
0.03	0.31	0.12	0.09
0.04	0.26	0.16	0.06
0.05	0.22	≥ 0.20	0.03

Fuente: Reimpreso con permiso de la ASHRAE Duct Fitting Data Base.

Fuente: McQUISTON C Faye, PARKER D Jerald y SPITLER D Jeffrey. Calefacción ventilación y aire acondicionado: Análisis y diseño. Traducido por Esteban Torres Alexander. México, D.F. Limusa, S. A., 2003. p426.

Figura C4: Coeficientes de pérdida de presión total para conectores divergentes.

Y" divergente redonda a 45 grados



Derivación o ramal C_b

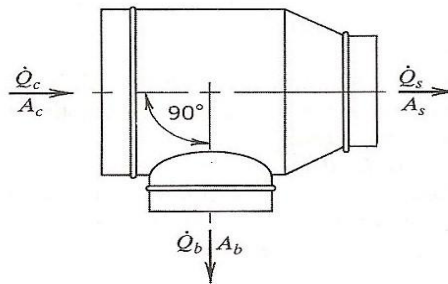
A_b/A_c	$\dot{Q}_b/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
0.1	0.38	0.39	0.48					
0.2	2.25	0.38	0.31	0.39	0.46	0.48	0.45	
0.3	6.29	1.02	0.38	0.30	0.33	0.39	0.44	0.48
0.4	12.41	2.25	0.74	0.38	0.30	0.31	0.35	0.39
0.5	20.58	4.01	1.37	0.62	0.38	0.30	0.30	0.32
0.6	30.78	6.29	2.25	1.02	0.56	0.38	0.31	0.30
0.7	43.02	9.10	3.36	1.57	0.85	0.52	0.38	0.31
0.8	57.29	12.41	4.71	2.25	1.22	0.74	0.50	0.38
0.9	73.59	16.24	6.29	3.06	1.69	1.02	0.67	0.48

Fuente: McQUISTON C Faye, PARKER D Jerald y SPITLER D Jeffrey. Calefaccion ventilacion y aire acondicionado: Analisis y diseño. Traducido por Esteban Torres Alexander. Mexico, D.F. Limusa, S. A., 2003. p427

Figura C5: Coeficientes de pérdida de presión total para conectores divergentes.

A_s/A_c	$\dot{Q}_s/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
0.1	0.13	0.16						
0.2	0.20	0.13	0.15	0.16	0.28			
0.3	0.90	0.13	0.13	0.14	0.15	0.16	0.20	
0.4	2.88	0.20	0.14	0.13	0.14	0.15	0.15	0.16
0.5	6.25	0.37	0.17	0.14	0.13	0.14	0.14	0.15
0.6	11.88	0.90	0.20	0.13	0.14	0.13	0.14	0.14
0.7	18.62	1.71	0.33	0.18	0.16	0.14	0.13	0.15
0.8	26.88	2.88	0.50	0.20	0.15	0.14	0.13	0.13
0.9	36.45	4.46	0.90	0.30	0.19	0.16	0.15	0.14

B. T divergente redonda



Derivación o ramal C_b

A_b/A_c	$\dot{Q}_b/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.1	1.20	0.62	0.80	1.28	1.99	2.92	4.07	5.44	7.02
0.2	4.10	1.20	0.72	0.62	0.66	0.80	1.01	1.28	1.60
0.3	8.99	2.40	1.20	0.81	0.66	0.62	0.64	0.70	0.80
0.4	15.89	4.10	1.94	1.20	0.88	0.72	0.64	0.62	0.63
0.5	24.80	6.29	2.91	1.74	1.20	0.92	0.77	0.68	0.63
0.6	35.73	8.99	4.10	2.40	1.62	1.20	0.96	0.81	0.72
0.7	48.67	12.19	5.51	3.19	2.12	1.55	1.20	0.99	0.85
0.8	63.63	15.89	7.14	4.10	2.70	1.94	1.49	1.20	1.01
0.9	80.60	20.10	8.99	5.13	3.36	2.40	1.83	1.46	1.20

Principal, C_s

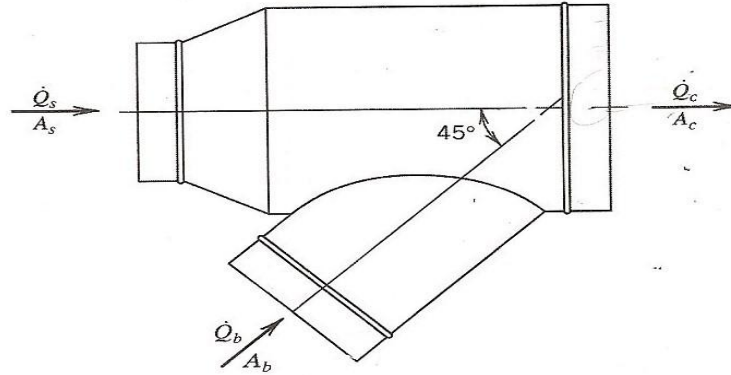
A_s/A_c	$\dot{Q}_s/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.1	0.13	0.16							
0.2	0.20	0.13	0.15	0.16	0.28				
0.3	0.90	0.13	0.13	0.14	0.15	0.16	0.20		
0.4	2.88	0.20	0.14	0.13	0.14	0.15	0.15	0.16	0.34
0.5	6.25	0.37	0.17	0.14	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15
0.6	11.88	0.90	0.20	0.13	0.14	0.13	0.14	0.14	0.15
0.7	18.62	1.71	0.33	0.18	0.16	0.14	0.13	0.15	0.14
0.8	26.88	2.88	0.50	0.20	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14
0.9	36.45	4.46	0.90	0.30	0.19	0.16	0.15	0.14	0.13

Fuente: Reimpreso con permiso de la ASHRAE Duct Fitting Data Base.

Fuente: McQUISTON C Faye, PARKER D Jerald y SPITLER D Jeffrey. Calefacción ventilación y aire acondicionado: Análisis y diseño. Traducido por Esteban Torres Alexander. Mexico, D.F. Limusa, S. A., 2003. p428

Figura C6: Coeficientes de perdida de presion total para conectores convergentes

“Y” convergente redonda a 45 grados



Derivación o ramal C_b

A_s/A_c	A_b/A_c	$\dot{Q}_b/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.4	0.3	-21.41	-2.85	-0.10	0.63	0.87	0.96	1.00	1.06	1.26
	0.4	-39.30	-6.02	-1.05	0.28	0.72	0.87	0.91	0.92	1.00
	0.5	-62.10	-9.96	-2.16	-0.06	0.63	0.85	0.90	0.88	0.86
	0.6	-89.77	-14.65	-3.42	-0.38	0.61	0.93	0.99	0.95	0.90
	0.7	-122.46	-20.19	-4.88	-0.74	0.61	1.04	1.12	1.06	0.95
	0.8	-160.18	-26.56	-6.55	-1.15	0.62	1.18	1.29	1.19	1.01
0.5	0.3	-14.10	-1.39	0.40	0.84	0.97	1.00	1.02	1.07	1.28
	0.4	-26.48	-3.53	-2.24	0.59	0.83	0.89	0.88	0.85	0.86
	0.5	-41.84	-5.96	-0.80	0.51	0.88	0.97	0.95	0.90	0.87
	0.6	-60.61	-8.90	-1.46	0.43	0.97	1.09	1.06	0.97	0.90
	0.7	-82.80	-12.36	-2.22	0.35	1.09	1.25	1.20	1.08	0.93
	0.8	-108.39	-16.35	-3.09	0.27	1.24	1.45	1.38	1.20	0.96

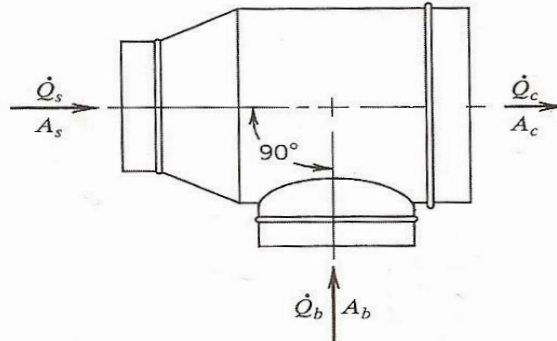
Principal C_s

A_s/A_c	A_b/A_c	$\dot{Q}_b/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
0.4	0.3	-33.68	-6.60	-1.98	-0.53	-0.05	0.31	0.41	0.45	0.45	
	0.4	-25.24	-4.51	-1.13	-0.13	0.25	0.40	0.46	0.47	0.45	
	0.5	-18.83	-3.04	-0.57	0.13	0.37	0.46	0.48	0.48	0.46	
	0.6	-13.99	-1.97	-0.17	0.31	0.46	0.50	0.50	0.48	0.46	
	0.7	-10.27	-1.17	0.12	0.44	0.52	0.53	0.51	0.49	0.46	
	0.8	-7.32	-0.54	0.35	0.54	0.57	0.55	0.52	0.49	0.46	
	0.5	0.3	-53.80	-10.77	-3.45	-1.17	-0.27	0.11	0.26	0.30	0.29
		0.4	-40.66	-7.54	-2.16	-0.57	0.02	0.25	0.32	0.33	0.30
0.5		-30.68	-5.27	-1.30	-0.18	0.21	0.33	0.36	0.34	0.30	
0.6		-23.15	-3.62	-0.69	0.09	0.33	0.39	0.38	0.35	0.30	
0.7		-17.34	-2.38	-0.24	0.29	0.42	0.43	0.40	0.35	0.30	
0.8		-12.75	-1.41	-0.11	0.44	0.49	0.47	0.41	0.36	0.30	

Fuente: McQUISTON C Faye, PARKER D Jerald y SPITLER D Jeffrey. Calefaccion ventilacion y aire acondicionado: Analisis y diseño. Traducido por Esteban Torres Alexander. Mexico, D.F. Limusa, S. A., 2003. p429.

Figura C7: Coeficientes de perdida de presion total para conectores convergentes

“T” convergente redonda



Derivación o ramal C_b

A_s/A_c	A_b/A_c	$\dot{Q}_b/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
0.4	0.3	-23.96	-3.65	-0.48	0.43	0.75	0.88	0.91	0.91	0.86	
	0.4	-42.98	-7.03	-1.46	0.11	0.67	0.87	0.93	0.91	0.84	
	0.5	-67.44	-11.35	-2.69	-0.26	0.59	0.90	0.97	0.94	0.84	
	0.6	-97.39	-16.60	-4.17	-0.69	0.52	0.95	1.06	1.01	0.87	
	0.7	-132.88	-22.81	-5.91	-1.17	0.46	1.03	1.17	1.11	0.92	
	0.8	-173.96	-29.99	-7.90	-1.73	0.40	1.15	1.33	1.24	1.00	
	0.5	0.3	-16.99	-2.35	-0.07	0.57	0.80	0.89	0.91	0.90	0.87
		0.4	-30.49	-4.67	-0.72	0.38	0.76	0.89	0.92	0.90	0.85
0.5		-47.82	-7.61	-1.50	0.19	0.75	0.93	0.97	0.93	0.85	
0.6		-69.03	-11.17	-2.42	-0.03	0.76	1.01	1.05	0.98	0.88	
0.7		-94.17	-15.37	-3.49	-0.26	0.80	1.13	1.17	1.07	0.93	
0.8		-123.30	-20.22	-4.71	-0.50	0.87	1.29	1.33	1.20	1.02	

Principal C_s

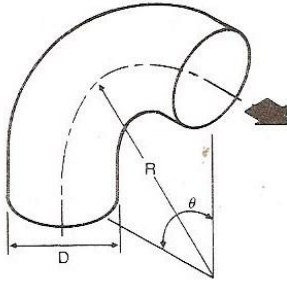
A_s/A_c	A_b/A_c	$\dot{Q}_b/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
0.4	0.3	49.68	7.59	2.74	1.42	0.90	0.65	0.51	0.43	0.37	
	0.4	30.96	5.51	2.21	1.23	0.82	0.61	0.49	0.42	0.37	
	0.5	21.00	4.40	1.92	1.13	0.78	0.59	0.48	0.42	0.37	
	0.6	15.43	3.78	1.76	1.07	0.75	0.58	0.48	0.41	0.37	
	0.7	12.36	3.44	1.67	1.04	0.74	0.57	0.48	0.41	0.37	
	0.8	10.86	3.27	1.63	1.02	0.73	0.57	0.47	0.41	0.37	
	0.5	0.3	65.94	10.28	3.65	1.79	1.05	0.68	0.48	0.35	0.27
		0.4	38.84	7.27	2.87	1.51	0.93	0.63	0.45	0.34	0.27
0.5		25.07	5.74	2.47	1.37	0.87	0.60	0.44	0.33	0.26	
0.6		17.98	4.95	2.27	1.29	0.84	0.58	0.43	0.33	0.26	
0.7		14.69	4.58	2.17	1.26	0.82	0.58	0.43	0.33	0.26	
0.8		13.78	4.48	2.15	1.25	0.82	0.57	0.43	0.33	0.26	

Fuente: Reimpreso con permiso de la ASHRAE Duct Fitting Data Base.

Fuente: McQUISTON C Faye, PARKER D Jerald y SPITLER D Jeffrey. Calefaccion ventilacion y aire acondicionado: Analisis y diseño. Traducido por Esteban Torres Alexander. Mexico, D.F. Limusa, S. A., 2003. p430.

Figura C8: Coeficientes de pérdida de presión codos

A. Codo de radio (troquelado), redondo



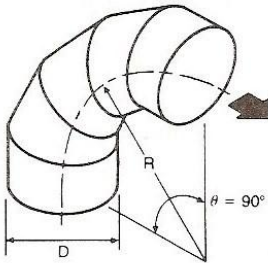
Coeficientes para codos de 90° (ver nota)

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

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

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

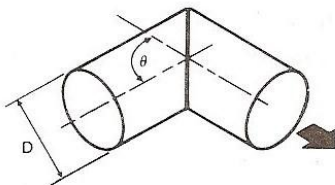
B. Codo redondo, de 3 a 5 partes, 90°



Coeficiente C

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

C. Codo de ángulo, redondo

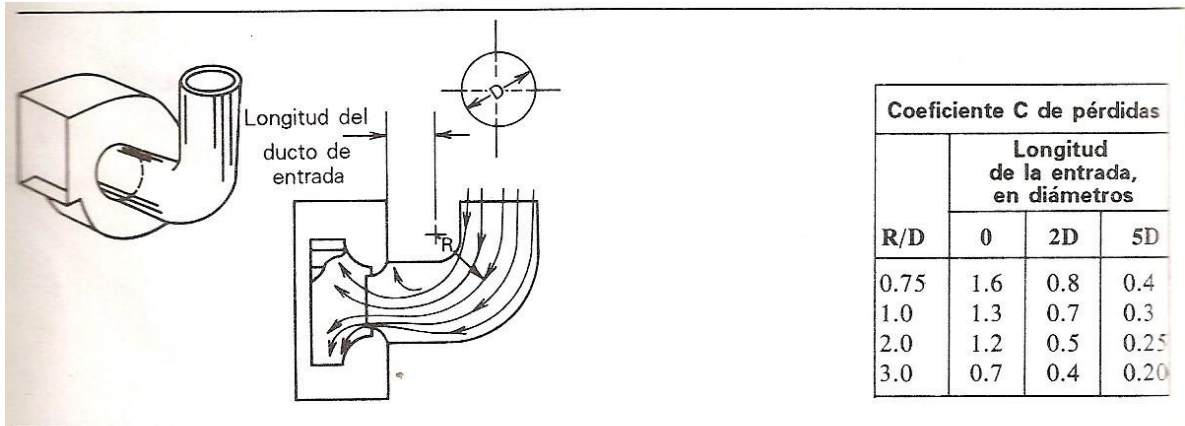


Coeficiente C

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

PITA G Edward. Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas. Traducido por Virgilio González Pozo. Mexico, D.F. Continental, S.A, 1994. p 238.

Figura C9: Coeficientes de pérdida para conexiones de ducto recto redondo a succión.



Reproducido con autorización del manual "HVAC System — Duct Design" SMACNA, segunda edición, 1981.

PITA G Edward. Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas. Traducido por Virgilio González Pozo. México, D.F. Continental, S.A, 1994. p 238.

ANEXO D
CATÁLOGO DE VENTILADOR CENTRÍFUGO MARCA CHICAGO

Figura D1: Ejemplo de selección de un ventilador centrifugo chicago



FAN SELECTION

Fan capacity tables are based on standard air at 70°F and sea level. For other operating conditions, correct the required Static Pressure (SP) before using the rating tables. The Brake Horsepower (BHP) is corrected after the fan selection has been made. Finally, determine the Class of fan.

EXAMPLE:

Select an SQA fan to handle 15,000 CFM at 3" SP at 500°F and at 2500 feet above sea level.

1. Refer to Table 1. At 2500 feet and 500°F, the correction factor is 1.98. To simplify the calculations, use 2.00. Corrected SP is 2.00 X 3" SP = 6.00" SP at 70°F and sea level.
2. Using the fan rating tables, one fan selection for 15,000 CFM at 6" SP is a Size 27. The fan will run at 1797 RPM and require 20.71 BHP at 70°F and sea level. (The actual RPM and BHP was calculated by interpolating between the 14,518 and 15,372 CFM given in the rating tables.)
3. Correct the BHP. Dividing 20.71 by the correction factor (2.00), 20.71 ÷ 2.00 = 10.35 BHP at 500°F and 2500' altitude.
4. To determine fan construction Class, the wheel and shaft must be checked for maximum RPM using Table II and for temperature deration factors in Table III.
 - a. Table III. Divide wheel operating RPM by the Wheel Deration factor for 500°. Wheel RPM at 70°F is: 1797 ÷ .82 = 2191. Then divide the wheel operating RPM by the Shaft Deration factor for 500°. Shaft RPM at 70°F is 1797 ÷ .97 = 1846.
 - b. Check Table II for maximum RPMs for a Size 27 fan. While the required wheel RPM of 2191 is within safe limits for a Class I fan, the required shaft RPM of 1846 is not. The Class II fan is needed because of high duty temperature.

For Sound Levels and Bearing Life Data, see Page 25.

TABLE I – Temperature and Altitude Correction

AIR TEMP (F°)	ALTITUDE (feet) with BAROMETRIC PRESSURE (HG)							
	0'	500'	1000'	1500'	2000'	2500'	3000'	3500'
-15	.79	.81	.82	.84	.85	.87	.88	.90
0	.87	.88	.90	.92	.93	.95	.97	.99
70	1.00	1.02	1.04	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14
100	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20
150	1.15	1.17	1.19	1.22	1.24	1.26	1.28	1.31
200	1.25	1.27	1.29	1.32	1.34	1.36	1.39	1.42
250	1.34	1.36	1.39	1.41	1.44	1.47	1.49	1.52
300	1.43	1.46	1.49	1.51	1.54	1.57	1.60	1.63
350	1.53	1.56	1.58	1.61	1.64	1.67	1.70	1.74
400	1.62	1.65	1.68	1.71	1.75	1.78	1.81	1.84
500	1.81	1.84	1.88	1.91	1.95	1.98	2.02	2.06
600	2.00	2.04	2.07	2.11	2.15	2.19	2.23	2.27
650	2.09	2.13	2.17	2.21	2.25	2.29	2.34	2.38

Correction factors for temperature (F) and altitude (above sea level); standard air = .075 lbs. per cubic foot at sea level, 29.92" barometric pressure and 70° F

TABLE II – Maximum RPM at 70° F

Note: For temperature deration only, not for air performance.

FAN SIZE	CLASS I		CLASS II		CLASS III	
	Shaft	Wheel	Shaft	Wheel	Shaft	Wheel
12-1/4	4046	4983	4280	4983	—	—
13-1/2	3675	4520	3884	4520	—	—
15	3302	4067	3586	4067	—	—
16-1/2	2992	3633	3509	3632	—	—
18-1/4	2706	3285	3173	3285	—	—
20	2469	2997	2895	2997	3359	3600
22-1/4	2155	2653	2483	2653	2943	3228
24-1/2	2015	2446	2300	2446	2674	3088
27	1829	2219	2087	2219	2425	2692
30	1647	1928	1807	1928	2166	2400
33	1413	1643	1552	1643	1970	2080
36-1/2	1344	1412	1497	1497	1700	1792
40-1/4	903	1043	1179	1334	1541	1549
44-1/2	817	899	1066	1147	1394	1394

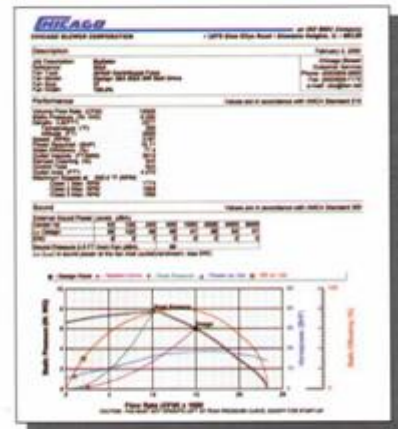
TABLE III – Speed Deration

TEMP (F°)	Deration Factors	
	Steel Wheel	Steel Shaft
70	1.00	1.00
200	.94	1.00
300	.90	.99
400	.86	.98
500	.82	.97
600	.79	.96
650	.78	.95

Aluminum same as steel, max. temperature 200° F.

Refer to Chicago Blower's fan.net for performance, fan curves and sound data.

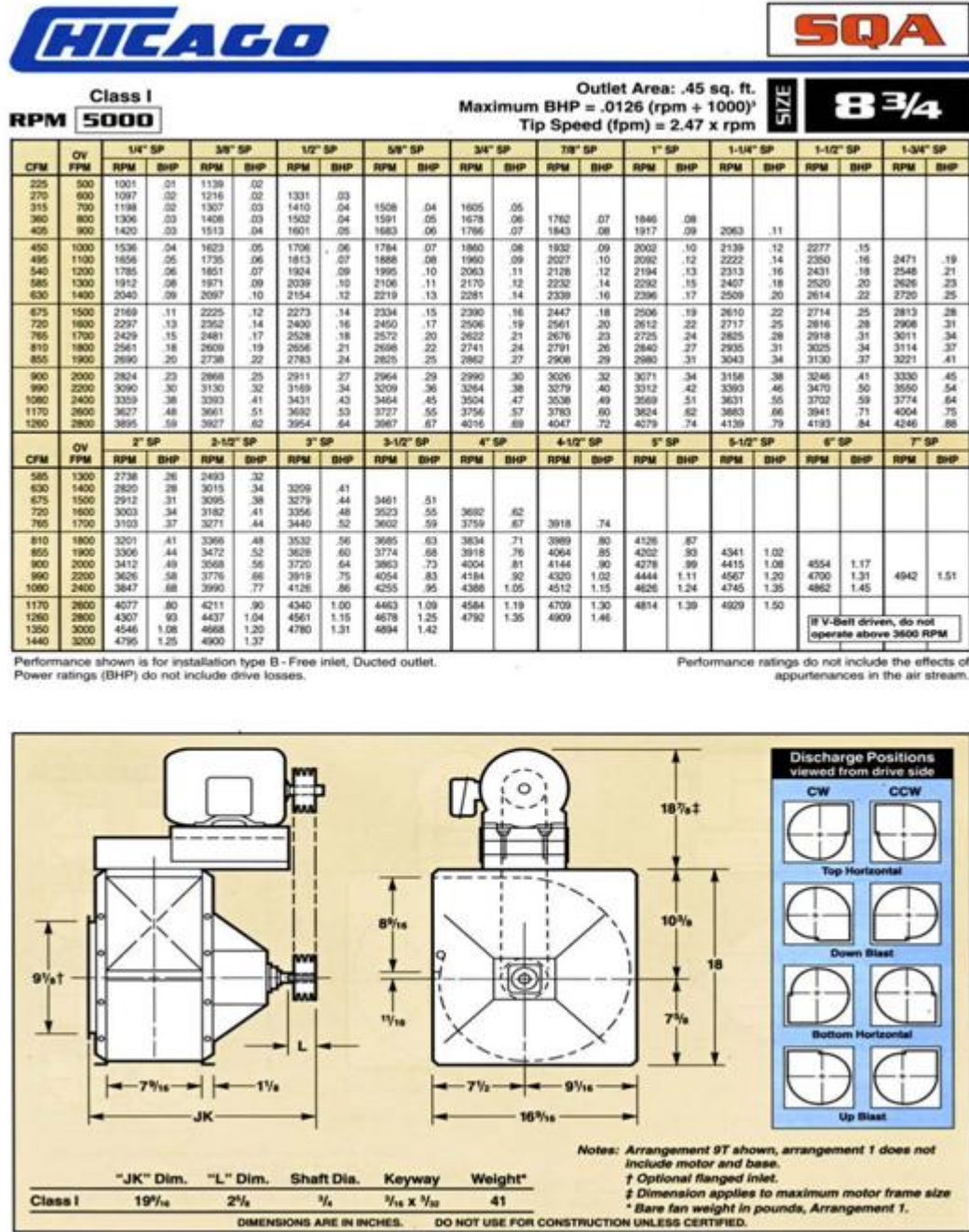
For software and assistance, contact your local Chicago Blower sales engineer.



Fuente: Catalogo SQA Airfoil centrifugal fans. Chicago Blower corporation.

<www.chicagoblower.com

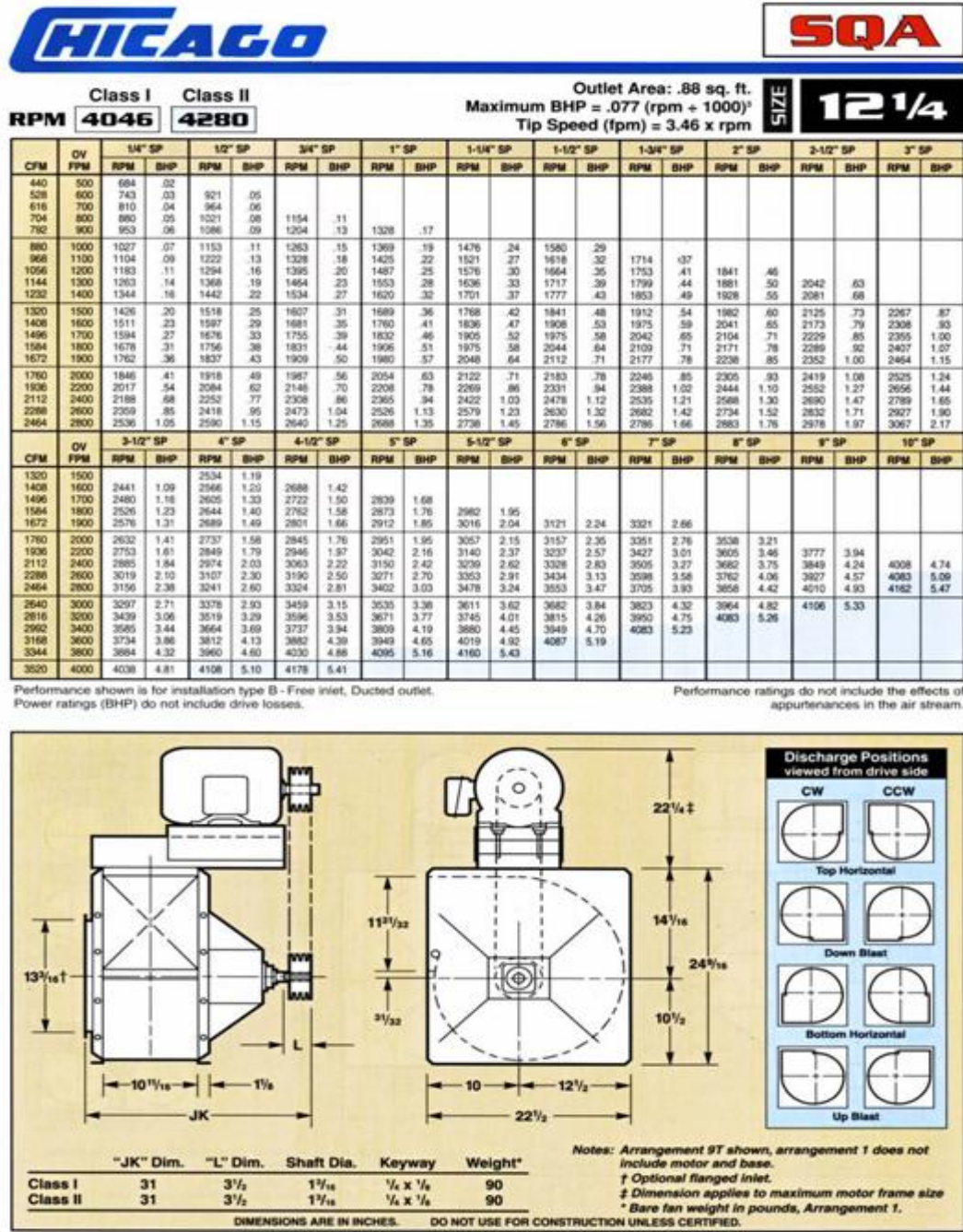
Figura D2: Datos técnicos de un ventilador centrifugo chicago



Fuente: Catalogo SQA Airfoil centrifugal fans. Chicago Blower corporation.

<www.chicagoblower.com>


Figura D3: Datos técnicos de un ventilador centrifugo chicago




Fuente: Catalogo SQA Airfoil centrifugal fans. Chicago Blower corporation.

<www.chicagoblower.com>

Figura D4: Datos técnicos de un ventilador centrifugo chicago





Class I
RPM 3302

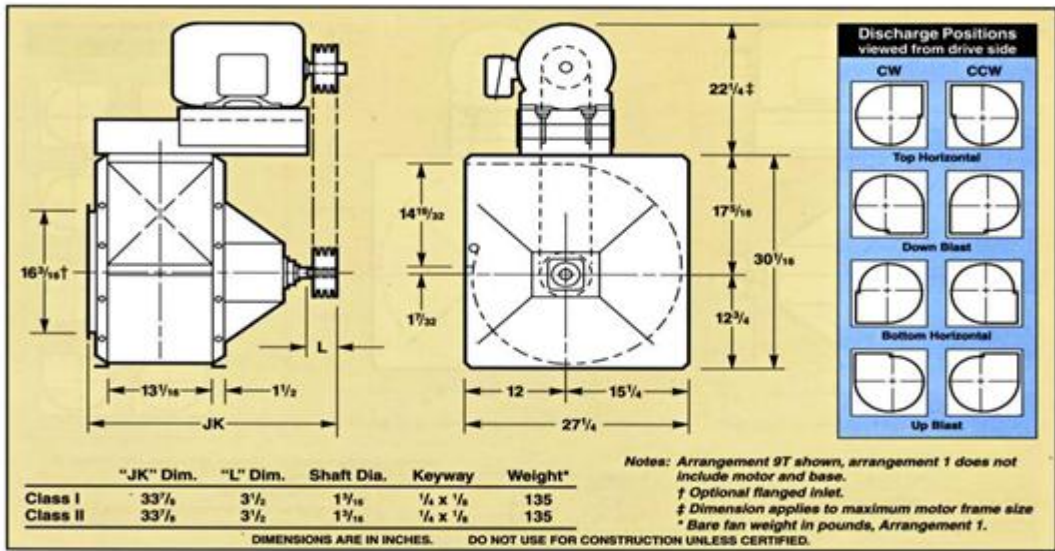
Class II
RPM 3586

Outlet Area: 1.32 sq. ft.
Maximum BHP = .212 (rpm ÷ 1000)[†]
Tip Speed (fpm) = 4.24 x rpm

SIZE
15



CFM	O.V. FPM	1/4" SP		1/2" SP		3/4" SP		1" SP		1-1/2" SP		2" SP		2-1/2" SP		3" SP		3-1/2" SP		4" SP	
		RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
660	500	559	.03																		
792	600	607	.04	752	.08																
924	700	662	.06	787	.10																
1056	800	719	.07	834	.12	942	.17														
1188	900	778	.09	887	.14	983	.20	1080	.26												
1320	1000	839	.11	942	.17	1031	.23	1118	.29	1290	.44										
1452	1100	902	.14	998	.20	1085	.27	1164	.33	1321	.48										
1584	1200	966	.17	1057	.24	1139	.31	1214	.38	1359	.53	1504	.70								
1716	1300	1031	.21	1117	.28	1196	.35	1268	.43	1402	.58	1536	.76	1668	.95						
1848	1400	1098	.25	1178	.33	1253	.40	1323	.48	1451	.64	1575	.82	1700	1.02	1819	1.23				
1980	1500	1165	.30	1240	.38	1312	.46	1379	.54	1504	.72	1619	.90	1735	1.10	1851	1.31	1962	1.54	2070	1.78
2112	1600	1234	.35	1304	.44	1373	.52	1437	.61	1558	.79	1667	.98	1775	1.18	1885	1.40	1994	1.64	2096	1.89
2244	1700	1302	.41	1369	.50	1433	.59	1496	.69	1613	.88	1718	1.07	1820	1.28	1923	1.50	2025	1.74	2128	1.99
2376	1800	1370	.47	1434	.57	1496	.67	1557	.77	1669	.97	1773	1.17	1869	1.39	1966	1.61	2063	1.85	2159	2.10
2508	1900	1439	.54	1500	.65	1559	.75	1617	.86	1725	1.07	1828	1.28	1921	1.50	2012	1.73	2104	1.97	2196	2.23
2640	2000	1508	.62	1566	.73	1623	.84	1678	.95	1783	1.17	1882	1.40	1976	1.63	2062	1.86	2150	2.11	2235	2.36
2760	2100	1578	.70	1634	.81	1691	.92	1744	1.03	1847	1.25	1942	1.48	2031	1.71	2116	1.95	2202	2.19	2286	2.43
2880	2200	1647	.78	1702	.89	1753	1.05	1803	1.17	1904	1.41	1996	1.65	2084	1.90	2169	2.15	2248	2.41	2327	2.68
2994	2300	1717	.87	1770	.98	1819	1.15	1865	1.28	1961	1.52	2048	1.76	2131	2.00	2216	2.24	2296	2.49	2376	2.74
3108	2400	1787	.96	1839	1.09	1885	1.22	1931	1.35	2024	1.60	2114	1.85	2197	2.10	2278	2.35	2356	2.60	2436	2.85
3222	2500	1857	1.05	1907	1.18	1951	1.31	2000	1.44	2088	1.70	2174	1.95	2253	2.20	2333	2.45	2412	2.70	2492	2.95
3336	2600	1927	1.14	1975	1.27	2017	1.40	2065	1.53	2150	1.78	2233	2.03	2313	2.28	2390	2.53	2468	2.78	2547	3.00
3450	2700	1997	1.23	2043	1.36	2084	1.49	2131	1.62	2212	1.90	2293	2.15	2370	2.40	2448	2.65	2526	2.90	2604	3.15
3564	2800	2067	1.32	2111	1.45	2151	1.58	2196	1.71	2273	1.98	2351	2.23	2428	2.48	2504	2.73	2580	2.98	2656	3.20
3678	2900	2137	1.41	2179	1.54	2217	1.67	2261	1.80	2335	2.06	2411	2.31	2486	2.56	2560	2.81	2634	3.03	2708	3.25
3792	3000	2207	1.50	2247	1.63	2255	1.76	2300	1.89	2370	2.14	2443	2.39	2516	2.64	2588	2.89	2660	3.14	2732	3.35
3906	3100	2277	1.59	2315	1.72	2322	1.84	2365	1.97	2432	2.20	2503	2.43	2574	2.68	2644	2.93	2714	3.18	2784	3.40
4020	3200	2347	1.68	2383	1.81	2389	1.92	2431	2.04	2495	2.26	2564	2.49	2632	2.72	2700	2.95	2768	3.19	2836	3.42
4134	3300	2417	1.77	2451	1.89	2456	2.00	2497	2.11	2558	2.32	2625	2.55	2692	2.78	2758	3.01	2824	3.24	2890	3.45
4248	3400	2487	1.86	2519	1.97	2523	2.07	2563	2.18	2620	2.38	2684	2.60	2746	2.83	2808	3.05	2870	3.27	2932	3.48
4362	3500	2557	1.95	2587	2.06	2590	2.16	2629	2.26	2683	2.47	2744	2.69	2803	2.91	2862	3.13	2920	3.35	2978	3.50
4476	3600	2627	2.04	2655	2.15	2657	2.25	2695	2.35	2746	2.55	2804	2.77	2861	2.99	2918	3.21	2974	3.43	3030	3.60
4590	3700	2697	2.13	2723	2.24	2724	2.33	2761	2.43	2810	2.63	2866	2.85	2921	3.03	2976	3.25	3030	3.45	3084	3.65
4704	3800	2767	2.22	2791	2.33	2791	2.42	2827	2.52	2874	2.71	2928	2.93	2981	3.15	3034	3.37	3086	3.57	3140	3.75
4818	3900	2837	2.31	2859	2.42	2858	2.50	2893	2.60	2938	2.79	2990	2.99	3041	3.21	3092	3.43	3142	3.65	3196	3.85
4932	4000	2907	2.40	2927	2.51	2926	2.59	2960	2.69	3003	2.87	3053	3.07	3102	3.29	3151	3.51	3200	3.73	3250	3.95
5046	4100	2977	2.49	2997	2.60	2995	2.68	3028	2.78	3070	2.95	3118	3.15	3166	3.37	3214	3.59	3262	3.81	3310	4.05
5160	4200	3047	2.58	3067	2.69	3064	2.76	3097	2.86	3138	3.03	3184	3.23	3230	3.45	3276	3.67	3322	3.89	3370	4.15
5274	4300	3117	2.67	3137	2.78	3134	2.85	3166	2.95	3206	3.11	3250	3.31	3294	3.53	3338	3.75	3382	3.97	3426	4.25
5388	4400	3187	2.76	3207	2.87	3203	2.94	3234	3.04	3273	3.20	3316	3.40	3358	3.61	3400	3.83	3442	4.05	3484	4.35
5502	4500	3257	2.85	3277	2.96	3272	3.03	3302	3.13	3340	3.28	3382	3.48	3423	3.69	3464	3.91	3504	4.17	3544	4.45

Performance shown is for installation type B - Free inlet, Ducted outlet. Performance ratings do not include the effects of appurtenances in the air stream.
Power ratings (BHP) do not include drive losses.



Fuente: Catalogo SQA Airfoil centrifugal fans. Chicago Blower corporation.
<www.chicagoblower.com>

Figura D5: Datos técnicos de un ventilador centrifugo chicago

Class I Class II

RPM **2706** **3173**

Outlet Area: 1.95 sq. ft.

Maximum BHP = .566 (rpm ÷ 1000)³

Tip Speed (fpm) = 5.15 x rpm

SIZE

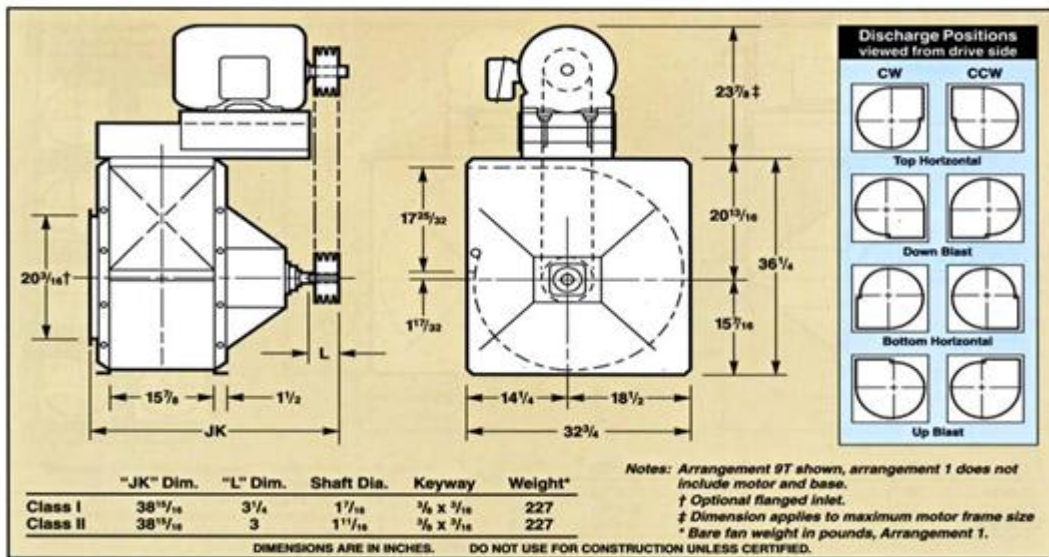
18 1/4

CFM	OV FPM	1/4" SP		1/2" SP		3/4" SP		1" SP		1-1/2" SP		2" SP		2-1/2" SP		3" SP		3-1/2" SP		4" SP	
		RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
975	500	459	.05	618	.13																
1170	600	499	.07	647	.15																
1365	700	544	.09	685	.18																
1560	800	591	.11	729	.21	775	.26														
1755	900	640	.14	779	.27	828	.29	887	.39												
1950	1000	689	.17	834	.34	891	.40	956	.49	1026	.55										
2145	1100	741	.21	894	.42	953	.52	1024	.63	1102	.71										
2340	1200	794	.26	959	.46	1024	.63	1102	.71	1187	.78	1236	1.04								
2535	1300	848	.31	1028	.52	1087	.72	1173	.86	1263	1.12	1371	1.41	1496	1.84						
2730	1400	902	.37	1101	.56	1154	.81	1236	1.06	1330	1.33	1426	1.63	1522	1.95	1612	2.28	1700	2.64		
2925	1500	957	.44	1178	.65	1228	.99	1329	1.27	1418	1.58	1502	1.90	1579	2.23	1654	2.57	1729	2.92	1805	3.31
3120	1600	1014	.52	1259	.74	1329	1.27	1418	1.58	1502	1.90	1579	2.23	1654	2.57	1729	2.92	1805	3.31		
3315	1700	1070	.60	1344	.85	1437	1.44	1532	1.81	1622	2.19	1707	2.59	1787	2.99	1858	3.41	1925	3.85	1988	4.30
3510	1800	1126	.70	1432	.97	1554	1.66	1652	2.09	1744	2.50	1829	2.99	1909	3.41	1985	3.85	2052	4.30	2115	4.77
3705	1900	1183	.81	1523	1.10	1680	1.92	1780	2.41	1874	2.92	1959	3.39	2035	3.83	2101	4.27	2168	4.74	2225	5.21
3900	2000	1239	.92	1617	1.25	1818	2.25	1920	2.81	2018	3.46	2101	3.83	2168	4.27	2225	4.74	2282	5.21	2339	5.67
4095	2100	1295	1.05	1714	1.41	1968	2.64	2080	3.24	2182	3.96	2261	4.51	2325	5.00	2382	5.47	2439	5.94	2496	6.40
4290	2200	1354	1.20	1814	1.59	2124	3.09	2248	3.72	2352	4.50	2435	5.25	2499	5.71	2556	6.16	2613	6.61	2670	7.06
4485	2300	1414	1.39	1917	1.79	2294	3.51	2428	4.29	2548	5.25	2641	6.16	2715	6.61	2772	7.06	2829	7.51	2886	7.96
4680	2400	1474	1.59	2024	2.00	2468	4.08	2600	4.96	2712	5.94	2801	6.61	2858	7.06	2915	7.51	2972	7.96	3029	8.40
4875	2500	1534	1.80	2134	2.23	2634	4.50	2772	5.50	2888	6.61	2981	7.51	3069	8.00	3126	8.45	3183	8.90	3240	9.35
5070	2600	1594	2.02	2247	2.49	2814	5.00	2948	6.00	3072	7.25	3175	8.00	3251	8.90	3327	9.35	3384	9.80	3441	10.25
5265	2700	1654	2.25	2364	2.76	3000	5.56	3132	6.60	3264	7.92	3381	8.90	3471	9.80	3543	10.30	3606	10.75	3663	11.20
5460	2800	1714	2.49	2484	3.06	3192	6.12	3332	7.20	3480	8.40	3591	9.35	3681	10.30	3753	10.75	3816	11.20	3873	12.10

CFM	OV FPM	4-1/2" SP		5" SP		5-1/2" SP		6" SP		7" SP		8" SP		9" SP		10" SP		11" SP		12" SP	
		RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
2925	1500	1780	3.00																		
3120	1600	1807	3.15																		
3315	1700	1828	3.33	1906	3.74																
3510	1800	1854	3.51	1928	3.92	2001	4.33														
3705	1900	1880	3.70	1955	4.12	2029	4.55	2095	4.99	2229	5.91										
3900	2000	1910	3.91	1981	4.33	2052	4.77	2119	5.23	2249	6.13	2375	7.13								
4095	2100	1977	4.38	2042	4.81	2108	5.26	2173	5.72	2300	6.69	2420	7.69	2535	8.75						
4290	2200	2056	4.92	2114	5.37	2174	5.82	2234	6.30	2353	7.27	2471	8.33	2583	9.42	2690	10.52	2798	11.65		
4485	2300	2141	5.55	2195	6.00	2251	6.47	2305	6.96	2415	7.96	2525	9.02	2636	10.15	2741	11.30	2842	12.47	2943	13.69
4680	2400	2221	6.25	2283	6.72	2334	7.21	2385	7.70	2487	8.73	2589	9.81	2692	10.95	2794	12.14	2894	13.37	2990	14.57
4875	2500	2322	7.00	2373	7.52	2424	8.03	2471	8.54	2566	9.59	2661	10.70	2756	11.84	2853	13.06	2947	14.30	3043	15.62
5070	2600	2414	7.83	2464	8.37	2514	8.91	2561	9.47	2651	10.55	2741	11.68	2829	12.87	2918	14.07	3009	15.36	3098	16.66
5265	2700	2508	8.74	2557	9.30	2604	9.87	2651	10.45	2741	11.62	2825	12.78	2909	13.97	2993	15.23	3076	16.51	3161	17.85
5460	2800	2606	9.76	2651	10.32	2698	10.92	2743	11.52	2830	12.74	2914	13.98	2994	15.21	3073	16.47	3153	17.79		
5655	2900	2705	10.85	2749	11.46	2792	12.06	2836	12.68	2922	13.95	3004	15.25	3083	16.55	3158	17.85				
5850	3000	2804	12.02	2847	12.67	2891	13.32	2931	13.94	3014	15.26	3095	16.60	3173	17.98						

Performance shown is for installation type B - Free inlet, Ducted outlet. Power ratings (BHP) do not include drive losses.

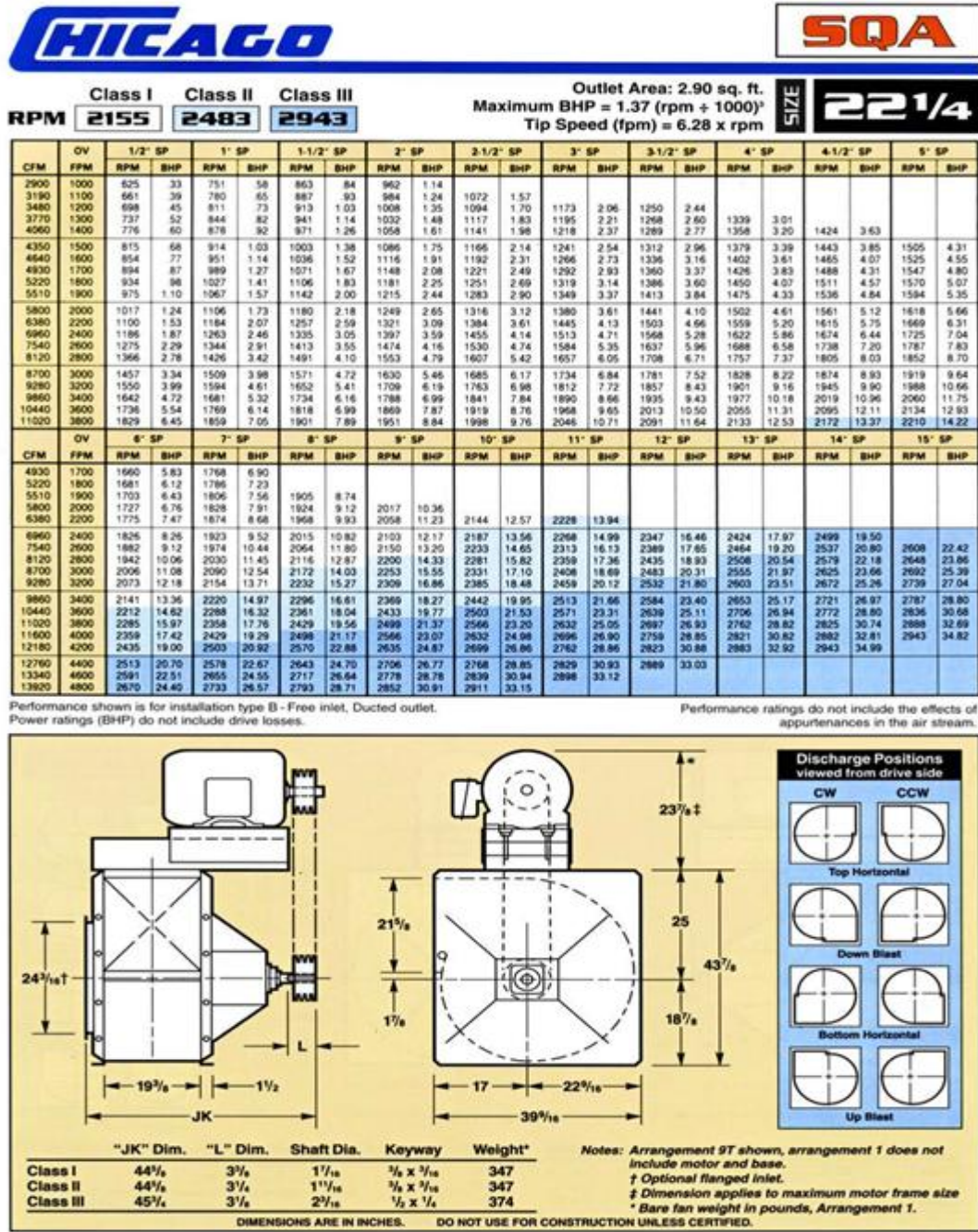
Performance ratings do not include the effects of apertures in the air stream.



Fuente: Catalogo SQA Airfoil centrifugal fans. Chicago Blower corporation.

<www.chicagoblower.com

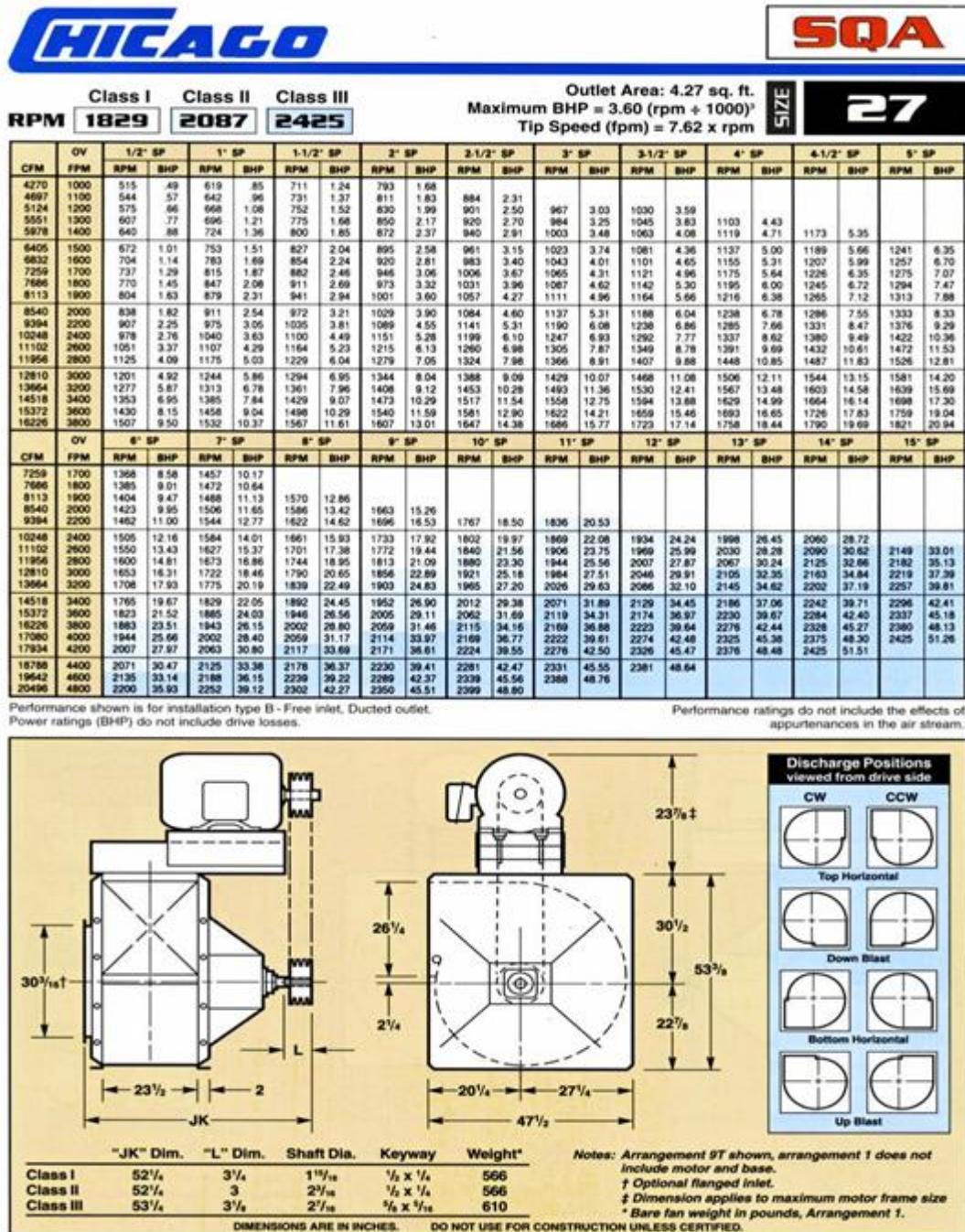
Figura D6: Datos técnicos de un ventilador centrifugo chicago



Fuente: Catalogo SQA Airfoil centrifugal fans. Chicago Blower corporation.

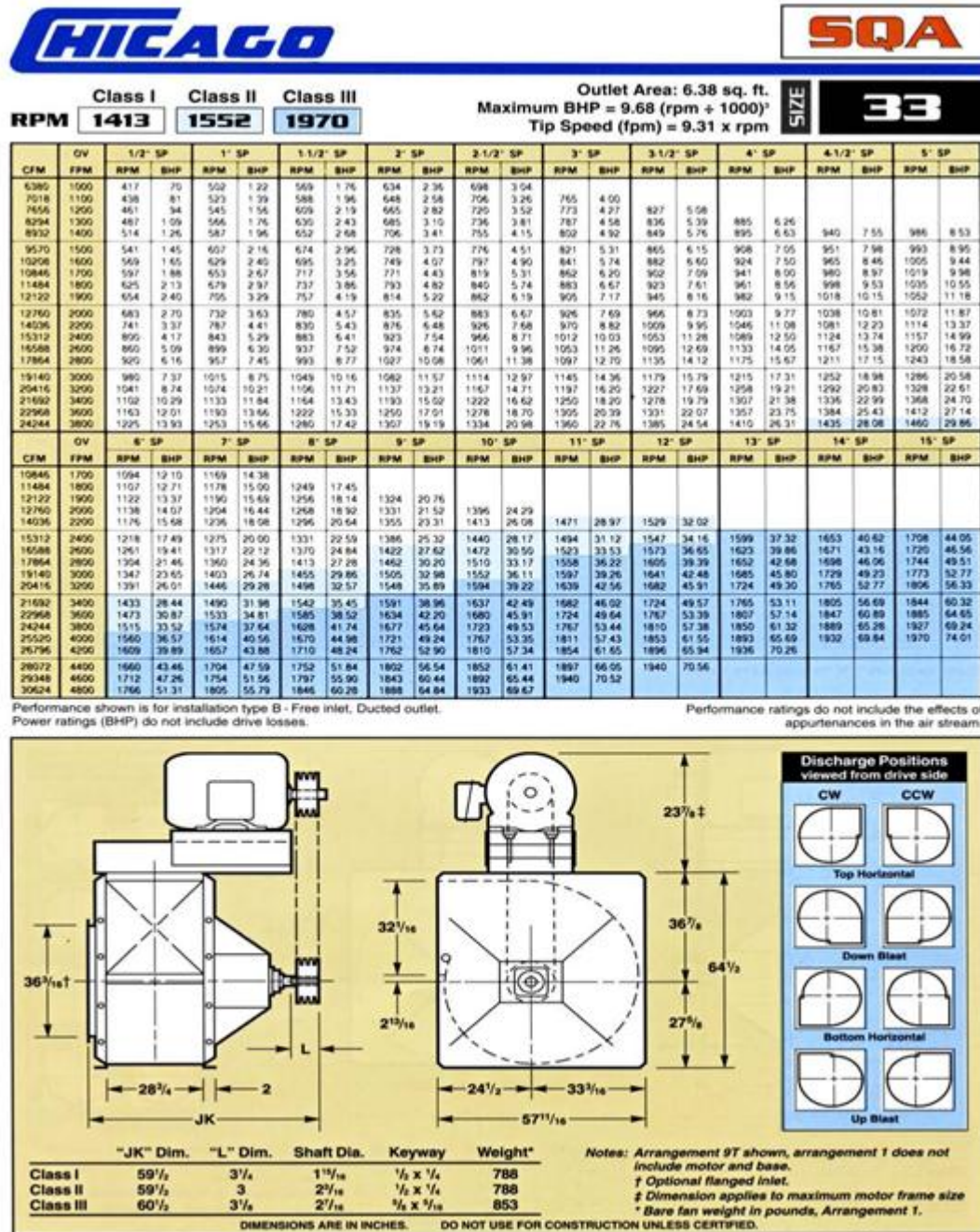
<www.chicagoblower.com>

Figura D7: Datos técnicos de un ventilador centrifugo chicago



Fuente: Catalogo SQA Airfoil centrifugal fans. Chicago Blower corporation.
www.chicagoblower.com

Figura D8: Datos técnicos de un ventilador centrifugo chicago



Fuente: Catalogo SQA Airfoil centrifugal fans. Chicago Blower corporation.

<www.chicagoblower.com>

Figura D9: Datos técnicos de un ventilador centrifugo chicago



SQA

Class I Class II Class III

RPM **903** **1179** **1541**

Outlet Area: 9.48 sq. ft.

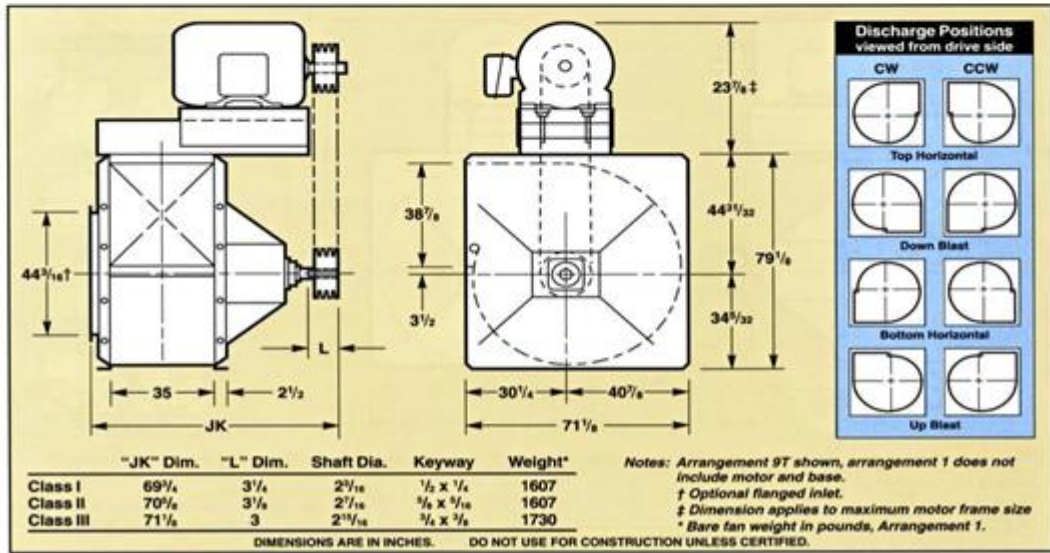
Maximum BHP = 30.8 (rpm ÷ 1000)[†]

Tip Speed (fpm) = 11.37 x rpm

SIZE
40 1/4

CFM	OV FPM	1/2' SP		1' SP		1.1/2' SP		2' SP		2.1/2' SP		3' SP		3.1/2' SP		4' SP		4.1/2' SP		5' SP	
		RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
9480	1000	323	1.0	394	1.8																
10428	1100	340	1.2	408	2.0																
11376	1200	358	1.4	423	2.3																
12324	1300	378	1.6	439	2.6																
13272	1400	398	1.9	454	2.9																
14220	1500	418	2.1	471	3.2																
15168	1600	439	2.4	489	3.6																
16116	1700	460	2.8	507	4.0																
17064	1800	480	3.1	527	4.4																
18012	1900	501	3.5	547	4.9																
18960	2000	522	4.0	567	5.4																
20856	2200	564	4.9	608	6.5																
22752	2400	607	6.1	649	7.5																
24648	2600	651	7.4	691	9.3																
26544	2800	695	8.9	732	10.9																
28440	3000	739	10.7	774	12.8																
30336	3200	784	12.7	817	14.9																
32232	3400	829	14.9	860	17.2																
34128	3600	874	17.4	904	19.8																
36024	3800	920	20.2	947	22.7																
37920	4000	966	23.1	990	25.8																
39816	4200	1012	26.2	1033	29.1																
41712	4400	1059	29.5	1074	32.5																
43608	4600	1106	33.0	1115	36.0																
45504	4800	1154	36.6	1156	39.6																

Performance shown is for installation type B - Free inlet, Ducted outlet. Power ratings (BHP) do not include drive losses. Performance ratings do not include the effects of appurtenances in the air stream.



Fuente: Catalogo SQA Airfoil centrifugal fans. Chicago Blower corporation.

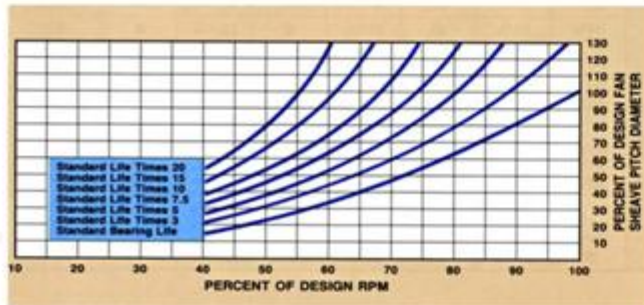
<www.chicagoblower.com>

Figura D10: Datos técnicos de un ventilador centrifugo chicago

FAN SIZE	FAN SPEED - RPM													
	700	800	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2400	2800	3200	3600	
8-3/4	—	—	—	—	41	45	49	53	56	58	63	67	71	74
10	—	—	—	44	49	52	56	59	61	67	71	75	77	
12-1/4	—	—	—	44	47	52	55	59	62	64	70	74	80	
13-1/2	—	45	47	50	55	58	62	65	68	73	77	82	—	
15	—	47	50	53	58	62	65	68	71	76	80	84	—	
16-1/2	—	51	53	56	61	65	69	72	73	79	83	—	—	
18-1/4	45	48	51	54	59	63	67	70	72	78	—	—	—	
20	48	51	54	57	62	66	70	73	76	82	—	—	—	
22-1/4	51	55	58	60	66	69	73	77	80	—	—	—	—	
24-1/2	54	58	61	64	70	74	78	81	—	—	—	—	—	
27	58	62	64	67	73	77	81	—	—	—	—	—	—	
30	61	65	68	71	78	80	—	—	—	—	—	—	—	
33	65	69	72	76	83	—	—	—	—	—	—	—	—	
36-1/2	68	72	75	79	85	—	—	—	—	—	—	—	—	
40-1/4	71	76	79	82	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
44-1/2	75	79	82	85	—	—	—	—	—	—	—	—	—	

FAN SIZE	CLASS I		CLASS II		CLASS III	
	RPM	Pitch Dia.*	RPM	Pitch Dia.*	RPM	Pitch Dia.*
8-3/4	5000	3.1	NA	NA	NA	NA
10	4962	3.1	NA	NA	NA	NA
12-1/4	4046	3.8	4280	3.7	NA	NA
13-1/2	3675	4.2	3884	4.0	NA	NA
15	3302	4.6	3586	4.3	NA	NA
16-1/2	2992	5.1	3509	4.4	NA	NA
18-1/4	2706	5.6	3173	4.8	NA	NA
20	2469	6.2	2895	5.3	3559	4.8
22-1/4	2155	7.1	2483	6.2	2943	5.2
24-1/2	2215	7.6	2306	6.6	2674	5.7
27	1829	8.4	2087	7.3	2425	6.3
30	1647	9.3	1807	8.5	2166	7.1
33	1413	10.8	1552	9.9	1970	7.8
36-1/2	1344	11.4	1497	11.4	1700	9.0
40-1/4	903	9.9	1179	9.9	1541	9.9
44-1/2	817	11.0	1066	11.0	1394	11.0

* Fan Sheave Pitch Diameter



SOUND LEVELS

Table lists estimated sound levels (dBA) for each size at various speeds within the fan's normal operating range. To determine dBA for a selected fan, locate the intersection of the fan size and the closest RPM.

NOTES:

1. Sound levels are based on tests conducted in accordance with AMCA Standard 300, Set-Up No.1.
2. Sound level computations are based on a distance of 10' from the fan's open inlet in a free field environment.
3. Specific octave band sound power levels and sound pressure levels available on request.
4. Sound levels of installed fans can vary greatly from laboratory tests. The dBA ratings are only to be used as estimates. Any comparisons and any detailed calculations should be based upon sound power levels, which are independent of the installation.
5. AMCA Certified Ratings Seal applies to air performance only.

BEARING LIFE

Bearing life may be substantially increased or decreased by variations in the operating speed or changes in the V-belt drive. The table at left lists the design speeds (RPM) and fan sheave pitch diameters. The graph below plots the increase or decrease in bearing life when the RPM or fan sheave pitch diameter is changed from the values in the table. Minimum average bearing life is 75,000 hours.

EXAMPLE:

Determine the increased bearing life of a Size 22-1/4 Class I fan operating at 1510 RPM. Assume the fan sheave pitch diameter of 7.1 inches listed in the table.

1. Calculate operating RPM as a percent of the design RPM.

$$1510 \text{ RPM} \div 2155 \text{ RPM} = .701 \times 100 = 70.1\% \text{ (Use 70\%)}$$
2. Calculate actual fan sheave pitch diameter as a percent of the design fan sheave pitch diameter in the table.

$$7.8" \div 7.1" = 1.1 \times 100 = 110\%$$
3. Locate the intersection of 70% of design RPM and 110% of design fan sheave pitch diameter in the graph. The increased bearing life is 10 times the design minimum bearing life or 750,000 hours minimum average life.

Fuente: Catalogo SQA Airfoil centrifugal fans. Chicago Blower corporation.

<www.chicagoblower.com>

ANEXO E
DATOS DE DESEMPEÑO DE LOS DIFUSORES FABRICADOS POR AIR
DIFFUSION COUNCIL

Figura E1: Especificaciones de la rejilla de techo suministro por la Air Diffusion

Air Diffusion

Circular Ceiling Diffusers

Model DE Circular Ceiling Diffuser



Model DE

Description

Model DE has a versatile inner cone providing 5 adjustment positions, where the air pattern can be altered from horizontal throw to vertical projection. In addition the inner cone is easily removed for access or cleaning.

To complement the usual Model DE circular diffuser format the assembly can be incorporated into a square ceiling panel, to act as a tile replacement and co-ordinate with a 600 x 600mm ceiling grid system.

Fabricated in steel as standard with aluminium available as an extra cost option. Finished in White polyester powder as standard. Other colours are available as an optional extra.



Model DE100P

Specification

Material
Steel as standard, Aluminium on special request.

Construction
Fabricated from pressed steel conical sections with inner cones joined by mechanical device located in diffuser neck.

Standard Installation Method
Using rigid duct, screw fix through diffuser neck direct to duct with inner cone removed.

Installation Options
When using flexible duct, diffuser supports required (by others), with diffuser neck fixed and sealed to flexible duct.

An extension spigot required to allow clearance to ensure damper not obstructed when core in highest position using vertical projection.

Accessories

Optional radial opposed blade damper accessed through diffuser face, steel construction, painted black to (RAL 9005).

Finish

Standard is White polyester powder coat to RAL 9010 (20% gloss) alternative finishes to BS or RAL colours also available as an optional extra.

Standard Model Types

Model DE100 – Circular diffuser only

Model DE103 – Circular diffuser with radial opposed blade damper

Model DE100P – Circular diffuser only in square tile replacement panel

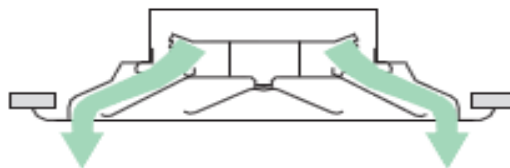
Model DE103P – Circular diffuser with radial opposed blade damper in square tile replacement panel

Size Range

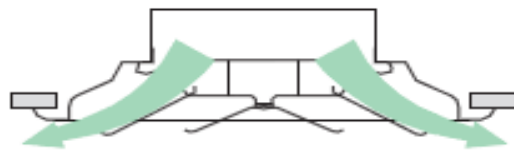
Model DE100	Model DE100P
Size 160	Size 160 - 594
Size 200	Size 200 - 594
Size 250	Size 250 - 594
Size 315	Size 315 - 594
Size 355	
Size 400	
Size 450	
Size 500	
Size 630	

Discharge Positions

Vertical Air Diffusion Pattern
(core in highest position)



Horizontal Air Diffusion Pattern
(core in lowest position)



Fuente: Air diffusion. Catálogos de rejilla. [En línea]. Ruskin Air Management Limited. 2005. [Citada 29 de abril 2010]. Disponible en internet: <<http://www.airdiffusion.co.uk/catalogues.htm>>

FiguraE2: Datos de desempeño de los difusores de techo marca Air Diffusion

Circular Ceiling Diffusers

Air Diffusion

Performance Guide

Model DE

Selection Procedure

Method

Selections are made by means of a straight read-off the tabulated data.

1. Determine the air volume flow rate per outlet.
2. Establish required throw.

See note (b) if ceiling effect is not being utilised.

Opposing diffusers: maximum throw for each diffuser should be no more than 75% of half of the distance between them.

Example

Select a diffuser to handle 0.4³/s with a throw of 4.1m when mounted in a 3.3m high ceiling.

From the selection table it can be seen that a 355mm neck diameter diffuser throws 4.5m when installed in a 2.7m high ceiling.

Applying the factor from the Ceiling Height Correction Factor chart: $4.5 \times 0.9 = 4.05\text{m}$, an acceptable throw figure is obtained, with a pressure drop of 14Pa and noise of NC40.

A 355mm DE diffuser therefore meets the duty required.

Notes to Selection Data

The selection data is based on the following parameters:

- a. Terminal velocity within occupied zone of 0.35m/s when influenced by ceiling effect.
- b. If ceiling effect is not being utilised in a particular application, throw data should be reduced by 40%. (The actual throw $\times 1.67$ enables a direct selection to be made).
- c. Throw data is based on diffusers being mounted in a 2.743m high false ceiling. For other ceiling heights the following correction factors should be applied to the throws:
- d. Isothermal conditions – however, acceptable conditions within the occupied zone could be expected for heating and cooling temperature differentials up to 10k.
- e. Pressure drops indicated are for diffusers fitted with a damper (damper fully open).
- f. Sound ratings are given with fully open dampers and are based on an average room having a floor area approximately 98m².
- g. The NC values given in the Selection Data are based on an absorption of 9dB re 10⁻¹² Watts and diffuser fitted with a damper, fully open.

Ceiling Height Correction Factors

Height – m	Factors	Height – m	Factors
2.44	1.10	3.35	0.90
2.74	1.00	3.66	0.85
3.00	0.95		

Horizontal Supply

Air Volume m ³ /s	Neck Size mm	Neck Velocity m/s	Throw m	Pressure Drop Pa	Sound Level NC
0.04	160	2.16	1.10	4	–
0.06	160	3.24	1.50	7	–
0.07	160	3.78	1.90	14	36
0.08	160	4.32	2.20	16	40
	200	2.43	1.60	5	25
0.10	160	5.40	2.60	25	46
	200	3.04	2.00	8	32
0.125	200	3.79	2.60	13	37
	280	2.43	1.90	5	26
0.15	200	4.56	3.10	16	42
	250	2.92	2.60	8	32
0.175	200	5.32	3.40	24	46
	250	3.40	3.00	10	35
	315	2.35	2.20	5	27
0.20	250	3.89	3.20	13	37
	315	2.70	2.60	6	28
0.25	250	4.86	3.80	19	44
	315	3.37	3.20	10	35
	355	2.48	2.70	5	28
0.30	315	4.04	4.00	14	35
	400	2.27	3.00	5	26
0.35	315	4.72	4.50	19	44
	355	3.46	3.60	10	36
	400	2.65	3.20	6	31
0.40	315	5.39	5.00	25	47
	355	3.96	4.50	14	40
	400	3.03	3.70	8	34
0.45	355	4.45	4.80	17	42
	400	3.41	4.30	10	36
	450	2.69	3.80	6	27
0.50	355	4.95	5.40	20	46
	400	3.78	4.80	12	39
	450	2.99	3.90	8	34
0.60	400	4.53	5.50	18	38
	450	3.58	4.90	11	33
	500	2.68	4.50	7	34
0.75	450	4.49	6.50	16	45
	500	3.35	5.70	9	30
	630	2.53	4.90	6	34
1.00	500	4.47	7.90	17	48
	630	3.37	6.40	9	41
1.25	630	4.22	8.00	15	47
1.50	630	5.06	9.60	21	52

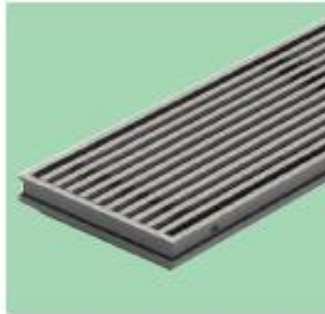
Fuente: Air diffusion. Catálogos de rejilla. [En línea]. Ruskin Air Management Limited. 2005. [Citada 29 de abril 2010]. Disponible en internet: < <http://www.air-diffusion.co.uk/catalogues.htm> >

Figura E3: Modelos de rejillas lineales de suministro por la Air Diffusion

Linear Floor Grilles Model FG

Air Diffusion

Model FG



Description

Model FG Light or Medium duty linear floor grille is designed to satisfy light or medium load requirements in recessed openings. Constructed from aluminium extrusions using a 6.5mm blade on a 13.5mm pitch with a flangeless border having a fixed core as standard or optional removable core. The Model FGL has a light duty inner blade whilst the Model FGM includes an 'I' Beam inner blade for added strength in medium duty applications. Model FG can be used on either supply or extract systems and may be fitted with an optional opposed blade damper.

Finish

Standard finish is brushed aluminium. A nylon coating to a standard RAL colour or a Shadow Line finish may also be provided, as special options.

Dimensions

Supplied as a single section to a maximum nominal length of 1800mm and up to a maximum overall width of 300mm. To form a continuous run, individual sections are supplied for bolting together on site, by others.

Standard Installation Method

For recessed installation, into prepared openings, by others.

Model Types

Model FGL-G-O is supplied as a Light Duty grille only, with a fixed core.



Front view



Rear view

Model FGL-R-O is supplied as a Light Duty grille, with a fixed core and complete with an aluminium opposed blade damper, which is adjusted through the grille core.



Rear view

Model FGL-G-RC is supplied as a Light Duty grille only, with a removable core.

Model FGL-R-RC is supplied as a Light Duty grille, with a removable core and complete with an aluminium opposed blade damper, which is adjusted through the grille core.

Model FGM is supplied as a Fixed Core, Medium Duty grille only.



Front view



Rear view

Model FGM-R is supplied as a Medium Duty grille, complete with an aluminium opposed blade damper, which is adjusted through the grille core.

Model FGM-G-RC is supplied as a Medium Duty grille only with a removable core.

Model FGM-R-RC is supplied as a Medium Duty grille with a removable core and complete with an aluminium opposed blade damper, which is adjusted through the grille core.

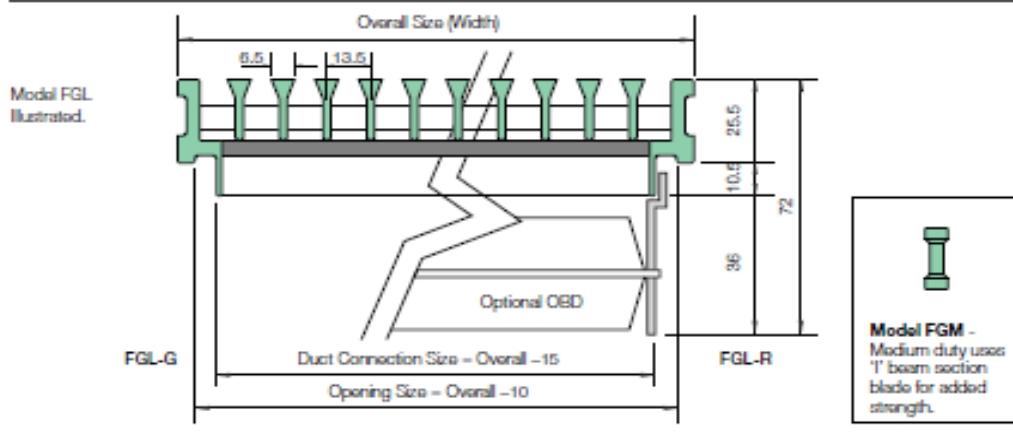
Fuente: Air diffusion. Catálogos de rejilla. [En línea]. Ruskin Air Management Limited. 2005. [Citada 29 de abril 2010]. Disponible en internet: < <http://www.air-diffusion.co.uk/catalogues.htm> >

Figura E4: Datos de desempeño de las rejillas lineales marca Air Diffusion

Air Diffusion

Linear Floor Grilles Model FG

Dimension, Performance and Ordering Information



Performance Table (Linear)

Model Width mm	Volume l/s/m	Duct Velocity m/s	Free Area Velocity m/s	Throw m	Total Pressure Pa	Sound Power NRLW
100	45	0.5	1.1	0.6	3	-
	90	1.0	2.2	1.8	8	22
	135	1.5	3.3	3.0	16	28
150	65	0.5	1.0	0.8	3	-
	130	1.0	2.0	2.4	7	24
	195	1.5	3.0	4.4	15	30
200	90	0.5	1.0	1.1	3	-
	180	1.0	2.0	3.0	7	25
	270	1.5	3.0	5.0	15	32
250	115	0.5	1.0	1.3	3	-
	230	1.0	2.0	3.7	7	25
	287	1.25	2.5	4.8	10	28
300	140	0.5	1.0	1.5	3	-
	280	1.0	2.0	4.5	7	26
	350	1.25	2.5	5.6	10	30

Note: All throws are based on 10°C cooling.

Ordering Information Example

Model Type	Damper	Core	Fixing	Finish	Size (nom length x overall width)
FGL	R	0	F0	5	1800 x 150mm
FGL - Linear Floor Grille, Light Duty. 6.5mm Recessed Frame	G - No Damper R - With Opposed Blade Damper	0 - Standard Fixed Core RC - Removable Core NOTE: It is important to state whether "lay in" or "dualc" method is required for removable core.	F0 - No Fixing F4 - Rear Fixing Strap	5 - Brushed Aluminium (Standard) For Special Finishes please refer to our Technical Sales Office	Maximum one piece length 1800mm Minimum overall width 50mm without OBD, 100mm with OBD. Maximum overall width 300mm. (Other sizes to special order)

Fuente: Air diffusion. Catálogos de rejilla. [En línea]. Ruskin Air Management Limited. 2005. [Citada 29 de abril 2010]. Disponible en internet: < <http://www.air-diffusion.co.uk/catalogues.htm>>

Figura E5: Especificaciones de la rejilla de pared para suministro de aire marca Air Diffusion

Air Diffusion

Wall and Ceiling Grilles

Model SD Single Deflection Grille



Model SD - No. 3 Finish

Description

Model SD single deflection grille incorporates a set of individually adjustable blades. The blades may be either horizontal or vertical. The grille is suitable for sidewall, soffit or ceiling mounting and may be used for supply or extract applications. Typical installations include offices, shops, hotels and most commercial or industrial buildings.

Available as standard in either white or silver stove enamel paint finish. Other paint finishes also available as an option.

Standard fixing is with No.8 countersunk headed screws (BY OTHERS) using prepared countersunk screw holes in flange.

An optional opposed blade damper can be fitted to the rear of the grille and adjusted through the grille core.

Specification

Material

Extruded aluminium sections

Construction

25mm wide flange frame with corners mitred and welded. Adjustable blades are 5mm wide, 21mm deep on a 20mm pitch and secured into the frame by starlock washers and securing wire.

Installation Methods

F0 - No fixing (fixing BY OTHERS).

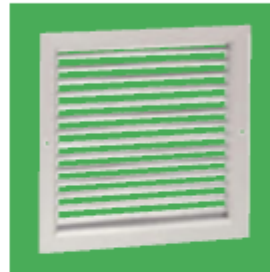
F1 - Countersunk Screw Holes in Flange (Standard).

F2 - Spring Clips (not recommended for ceiling or high sidewall installation).

F4 - Rear strap (concealed behind grille core) mating strap BY OTHERS.

F6 - Rear strap and Mating "U" bracket (requires hemmed duct BY OTHERS).

For Installation Guide see Page 37/38.



Model SD - No. 2 Finish

Accessories

Available fitted with opposed blade damper adjusted through the grille core.

Finish

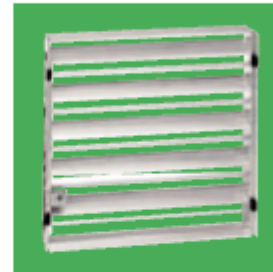
0 - Mill extruded aluminium.

2 - Silver (RAL9006) stove enamel paint (Standard).

3 - White (RAL9010) 20% gloss stove enamel paint (Standard).

4 - Black Eggshell stove enamel paint.

6 - Special stove enamel paint finish (Please state separately the RAL colour reference and finish type required).



Model OBD

Model Types

Model SDHG is supplied as a grille only with a single set of horizontal blades, along longest side.

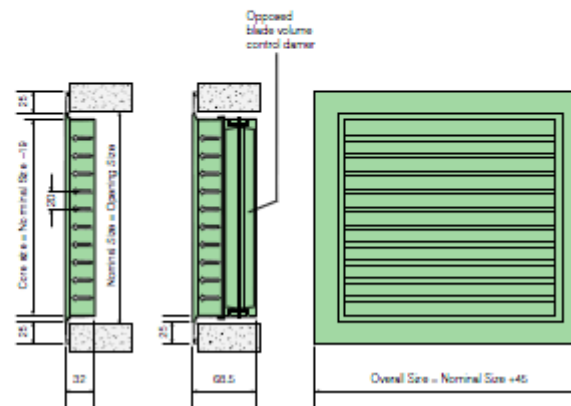
Model SDVG is supplied as a grille only with a single set of vertical blades, along longest side.

Model SDHR is supplied as a grille having a single set of horizontal blades, along longest side and fitted with an OBD.

Model SDVR is supplied as a grille having a single set of vertical blades, along longest side, and fitted with an OBD.

Dimensions

Minimum size is 100mm x 100mm up to a maximum single section of 1000mm x 1000mm. Special sizes also available.



Fuente: Air diffusion. Catálogos de rejilla. [En línea]. Ruskin Air Management Limited. 2005. [Citada 29 de abril 2010]. Disponible en internet: < <http://www.air-diffusion.co.uk/catalogues.htm> >

Figura E6: Guía de selección de las rejillas de pared Air Diffusion

Air Diffusion

Wall and Ceiling Grilles

Model SD Single Deflection Grille and Model DD Double Deflection Grille

Model SD and DD Selection procedure

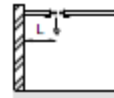
1. Determine air volume flow rate per outlet.
2. If a supply application, establish available throw – use SD/DD selection nomogram.
3. Establish required maximum noise and pressure values – for exhaust use SD/DD selection nomogram.
4. With a straight edge line across from the litres per second value through values within the maximum parameters established to the pivot line.
5. Retaining the position of intersection at the pivot line, pivot the straight edge until it meets acceptable values of size to its left and right.

Note:

The pivot line represents an area and by maintaining position on this line widths and heights can be selected of equal area. See note regarding effect of aspect ratio on throw for supply application.

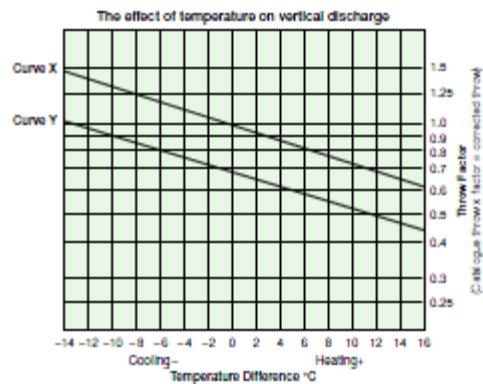
Vertical discharging airstreams are affected by temperature and the resulting density difference between the discharging air and ambient air. Throw is also affected by the proximity of surfaces. Use the graph above to provide a correction factor to apply to catalogue throws.

Note: The relative temperature values are based on downward discharge – for upward discharge reverse the heating and cooling effect.



Curve Reference

- X L = Up to 0.5m
- Y L = More than 2.0m



SDH Maximum Free Area – Blades at 0°

Grille Height	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	700	800	900	1000	1100	1200
100	.0084	.0117	.0150	.0182	.0215	.0247	.0280	.0312	.0344	.0377	.0442	.0507	.0572	.0637	.0702	.0767
150	.0133	.0185	.0236	.0287	.0338	.0390	.0441	.0492	.0543	.0595	.0697	.0799	.0902	.1005	.1107	.1210
200	.0182	.0252	.0322	.0392	.0462	.0532	.0602	.0672	.0742	.0812	.0962	.1092	.1222	.1352	.1482	.1612
250	.0231	.0320	.0408	.0497	.0586	.0675	.0763	.0852	.0941	.1030	.1207	.1386	.1562	.1740	.1917	.2095
300	.0280	.0387	.0494	.0602	.0710	.0817	.0925	.1032	.1140	.1247	.1462	.1677	.1892	.2107	.2322	.2537
350	.0328	.0455	.0581	.0707	.0833	.0959	.1085	.1212	.1338	.1465	.1717	.1970	.2222	.2475	.2727	.2980
400	.0377	.0522	.0667	.0812	.0957	.1102	.1247	.1392	.1537	.1682	.1972	.2262	.2552	.2842	.3132	.3422
450	.0426	.0590	.0753	.0917	.1081	.1245	.1408	.1572	.1736	.1900	.2227	.2556	.2882	.3210	.3537	.3865
500	.0475	.0657	.0840	.1022	.1205	.1387	.1570	.1752	.1935	.2117	.2482	.2847	.3212	.3577	.3942	.4307
550	.0523	.0724	.0926	.1127	.1328	.1530	.1731	.1932	.2133	.2335	.2737	.3140	.3542	.3945	.4347	.4750
600	.0572	.0792	.1012	.1232	.1452	.1672	.1892	.2112	.2332	.2552	.2992	.3432	.3872	.4312	.4752	.5192

SDV Maximum Free Area – Blades at 0°

Grille Height	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	700	800	900	1000	1100	1200
100	.0082	.0112	.0142	.0172	.0202	.0232	.0262	.0292	.0322	.0352	.0412	.0472	.0532	.0592	.0652	.0712
150	.0133	.0182	.0231	.0280	.0328	.0377	.0426	.0475	.0523	.0572	.0670	.0767	.0865	.0962	.1060	.1157
200	.0185	.0252	.0320	.0387	.0455	.0522	.0590	.0657	.0724	.0792	.0927	.1062	.1197	.1332	.1467	.1602
250	.0236	.0322	.0408	.0494	.0581	.0667	.0753	.0840	.0926	.1012	.1185	.1357	.1530	.1702	.1875	.2047
300	.0287	.0392	.0497	.0602	.0707	.0812	.0917	.1022	.1127	.1232	.1442	.1652	.1862	.2072	.2282	.2492
350	.0338	.0455	.0581	.0707	.0833	.0959	.1085	.1212	.1338	.1465	.1717	.1970	.2222	.2475	.2727	.2980
400	.0390	.0522	.0667	.0812	.0957	.1102	.1247	.1392	.1537	.1682	.1972	.2262	.2552	.2842	.3132	.3422
450	.0441	.0602	.0763	.0925	.1086	.1247	.1408	.1570	.1731	.1892	.2215	.2537	.2860	.3182	.3505	.3827
500	.0492	.0672	.0852	.1032	.1212	.1392	.1572	.1752	.1932	.2112	.2472	.2832	.3192	.3552	.3912	.4272
550	.0543	.0742	.0941	.1140	.1338	.1537	.1736	.1935	.2133	.2332	.2730	.3127	.3525	.3922	.4319	.4717
600	.0595	.0812	.1030	.1247	.1465	.1682	.1900	.2117	.2335	.2552	.2992	.3432	.3872	.4312	.4752	.5192

Fuente: Air diffusion. Catálogos de rejilla. [En línea]. Ruskin Air Management Limited. 2005.

[Citada 29 de abril 2010]. Disponible en internet:

< <http://www.air-diffusion.co.uk/catalogues.htm>

Figura E7: Datos de desempeño de las rejillas de pared Air Diffusion

Air Diffusion

Wall and Ceiling Grilles

Quick Selection Performance Tables for Standard Sizes: Models SDHG - SDHR

Nominal Size W x H	Performance							
150 x 150	Air Volume	l/s	35	58	80	102	124	146
	Nock Velocity	m/s	2.0	3.2	4.5	5.8	7.0	8.2
	Noise Level	NR	-	18	28	35	41	46
	Pressure Loss	Pa	6	17	33	54	79	110
	Throw (0 deg)	m	4.9	6.1	7.3	8.2	9.2	9.8
200 x 200	Air Volume	l/s	63	102	141	181	220	259
	Nock Velocity	m/s	1.9	3.0	4.2	5.3	6.5	7.7
	Noise Level	NR	-	19	29	36	42	47
	Pressure Loss	Pa	6	15	28	46	69	95
	Throw (0 deg)	m	6.4	8.2	9.8	11.0	12.2	13.1
250 x 250	Air Volume	l/s	98	159	221	282	344	405
	Nock Velocity	m/s	1.8	2.9	4.0	5.1	6.3	7.4
	Noise Level	NR	-	20	29	37	43	48
	Pressure Loss	Pa	5	14	26	43	63	88
	Throw (0 deg)	M	8.2	10.4	12.2	13.7	15.3	16.5
300 x 300	Air Volume	l/s	141	230	318	407	495	584
	Nock Velocity	m/s	1.7	2.8	3.9	5.0	6.1	7.2
	Noise Level	NR	-	21	30	38	43	48
	Pressure Loss	Pa	5	13	25	40	60	83
	Throw (0 deg)	m	9.8	12.5	14.6	16.5	18.3	19.8
350 x 350	Air Volume	l/s	192	313	433	554	674	794
	Nock Velocity	m/s	1.7	2.8	3.8	4.9	6.0	7.0
	Noise Level	NR	-	21	31	38	44	49
	Pressure Loss	Pa	5	12	24	39	58	80
	Throw (0 deg)	m	11.3	14.3	17.1	19.2	21.0	22.9
400 x 400	Air Volume	l/s	251	408	566	723	880	
	Nock Velocity	m/s	1.7	2.7	3.8	4.8	5.9	
	Noise Level	NR	-	22	32	39	45	
	Pressure Loss	Pa	5	12	23	38	56	
	Throw (0 deg)	m	12.8	16.5	19.5	22.0	24.1	
450 x 450	Air Volume	l/s	318	517	716	915	1114	
	Nock Velocity	m/s	1.7	2.7	3.7	4.8	5.8	
	Noise Level	NR	-	23	33	40	46	
	Pressure Loss	Pa	4	12	23	37	55	
	Throw (0 deg)	m	14.6	18.6	22.0	24.7	27.1	

Fuente: Air diffusion. Catálogos de rejilla. [En línea]. Ruskin Air Management Limited. 2005.

[Citada 29 de abril 2010]. Disponible en internet:

< <http://www.air-diffusion.co.uk/catalogues.htm> >

ANEXO F
CATÁLOGOS DE UNIDADES MANEJADORAS

Figura F1: Catálogo unidades manejadoras de aire para agua fría Climatec MAV/MAH-CW



Unidades Manejadoras de Aire para agua Fría
Capacidad nominal de 1.500 a 18.000 CFM

SERIE MAV/MAH-CW

Las unidades manejadoras de aire de la línea MAV/MAH-CW se ofrecen en 9 modelos básicos vertical u horizontal multiarreglo, de producción en serie para aplicación con agua fría cubriendo el rango de 1.500 a 18.000 CFM y capacidad nominal de 3.0 a 40.0 toneladas de refrigeración destinadas al mercado comercial e industrial.

Cada unidad básica estandar se ofrece con 2 alternativas de serpentín de enfriamiento de 4 filas o 6 filas, para ajustarse eficientemente a sus necesidades de confort o proceso industrial.

Las unidades MAV/MAH de producción en serie, son de robusto, práctico y compacto diseño, fabricadas con materiales y componentes de primera calidad, para proporcionarle muchos años de servicio.



Fuente: Climatec servicios Ltda. Catálogos de unidades manejadoras. [En línea]. 2008.

[Citada 30 de abril 2010]. Disponible en internet:

<< http://climatecservicios.com/pdf/Modelo_MAV_MAHCW.pdf>>

Figura F2: Principales características de las unidades manejadoras de aire para agua fría Climatec MAV/MAH-CW

Características

GABINETE ESTANDAR

Consiste en las dos secciones básicas de ventilador y serpentín, formado por paneles tipo bandeja, fabricado de lámina galvanizada de grueso calibre, estando todo el conjunto integrado y soportado sobre base de perfiles estructurales galvanizados. De acuerdo a su arreglo, las unidades están equipadas con compuertas de servicio de fácil acceso, fácilmente removibles. Toda la unidad se encuentra aislada térmica y acústicamente con espuma de caucho de celdas cerradas.

Las unidades que requieran doble etapa de enfriamiento, pueden ser suministradas con sección de serpentín largo, con el fin de acomodar los serpentines de enfriamiento y/o vapor.

También se encuentran disponibles gabinetes especiales de doble pared para la aplicación hospitalaria de alta asepsia y gabinetes con empaquetadura para intemperie. El acabado final del gabinete es en pintura epoxipoliamida, aplicado sobre primer.

CONJUNTO MOTOR - VENTILADOR

El ventilador, se encuentra acoplado mediante poleas y correas a motor eléctrico trifásico a 1750 RPM localizado internamente en la unidad. El conjunto viene ensamblado sobre marco fabricado en perfiles estructurales de lámina galvanizada estando el motor montado sobre rieles tensores. Gran variedad de motores y transmisiones, permiten seleccionar rápida y eficientemente, el volumen de aire de acuerdo a los requerimientos de confort y presión estática.



VENTILADOR

Las unidades vienen equipadas con ventilador centrífugo de aletas inclinadas hacia delante, de doble ancho y doble entrada, seleccionado para una operación silenciosa y eficiente balanceados estática y dinámicamente. el ventilador viene montado sobre eje de acero calibrado 1045 y chumaceras de pedestal del tipo autoalineables, equipadas con boquillas para graseras internas o externas, opcionalmente.



SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO

Todas las unidades de la línea MAV/MAH-CW, de producción en serie se ofrecen con 2 alternativas de serpentín de enfriamiento para agua fría de 4 filas o 6 filas y 14 aletas por pulgada, fabricados en tubos de cobre y aletas de aluminio, fijadas por expansión mecánica, para máxima transferencia de calor, diseñadas para remover eficientemente el calor y la humedad del aire. La superficie de las aletas de los serpentines aumenta la turbulencia del aire sobre esta, para lograr máximo rendimiento.

Alternativamente las unidades MAV/MAH-CW, pueden ser equipadas con gran variedad de serpentines no estandar de 4, 6 y 8 filas, para cumplir condiciones específicas de diseño y trabajo, lo mismo que serpentines de vapor y serpentines condensadores.

Fuente: Climatec servicios Ltda. Catálogos de unidades manejadoras. [En línea]. 2008.

[Citada 30 de abril 2010]. Disponible en internet:

<< http://climatecservicios.com/pdf/Modelo_MAV_MAHCW.pdf>>

Figura F3: Principales características de las unidades manejadoras de aire para agua fría Climatec MAV/MAH-CW

Características

También pueden ser suministrados con las unidades manejadoras serpentines especiales cobre/cobre para aplicación en ambientes salinos y/o corrosivos.

albergar filtros absolutos del tipo cartucho, con espesores hasta 12" nominales.



FILTROS

Las unidades de la línea MAV/MAH-CW vienen equipadas de fabrica con rieles portafiltros para elementos de 1" de espesor, del tipo metálicos lavables. El gabinete básico, también puede ser acondicionado con rieles portafiltros para elementos de 2" de espesor, ambos de servicio frontal.

Para los casos en que se requiera la utilización de plenum de retorno y/o caja de mezcla, las unidades manejadoras pueden ser equipadas con sección independiente de filtros planos de alta velocidad de 1" o 2" de espesor, de servicio lateral, lo mismo que con sección de filtros de baja velocidad también de servicio lateral.

Todas las unidades de la línea MAV/MAH-CW, pueden ser equipadas con sección de filtros de alta eficiencia de servicio lateral y cierre hermético, para



PLENUM DE RETORNO

De acuerdo a las necesidades de servicio y aplicación, las unidades manejadoras pueden equiparse con plenum de retorno y/o caja de mezcla, cuya construcción en cuanto a materiales, calibres y refuerzos, será igual ala gabinete de la unidad básica. El Plenum de retorno puede ser suministrado con o sin aislamiento, de acuerdo a la temperatura de aplicación.



Fuente: Climatec servicios Ltda. Catálogos de unidades manejadoras. [En línea]. 2008. [Citada 30 de abril 2010]. Disponible en internet: << http://climatecservicios.com/pdf/Modelo_MAV_MAHCW.pdf>>

Figura F4: Especificaciones técnicas de las manejadoras de aire para agua fría Climatec MAV/MAH-CW

Especificaciones Técnicas											
Unidades estandar 4 y 6 Filas											
Modelo Unidad MAV/MAH		04	05	08	10	12	15	20	24	32	
CFM Nominal @ 500 FPM		2.000	3.100	4.000	5.000	6.000	8.000	10.000	12.000	16.000	
SECCION VENTILADOR	Diámetro Ventilador- Pulgadas	9	15	15	15	18	18	18	18	18	
	Cantidad - Tipo	1-FC	1-FC	1-FC	1-FC	1-FC	1-FC	1-FC	2-FC	2-FC	
	Velocidad Motor - R.P.M.	1.750 R.P.M.									
	Potencia Motor - H.P.	1.0	1.5	2.0	3.0	3.5	5.0	7.5	7.5	10.0	
	Area de Descarga - Pie ²	0.84	2.01	2.01	2.01	2.87	2.87	2.87	5.74	5.74	
	Velocidad Máxima Rotor - R.P.M.	2.000	1.400	1.400	1.400	1.200	1.200	1.200	1.000	1.000	
	Ø Eje y Rodamientos	3/4"	1"	1"	1"	1-3/16"	1-3/16"	1-3/16"	1-3/16"	1-3/16"	
Area Serpentin - Pie ²		4.0	6.2	8.0	10.0	12.0	16.0	20.0	24.0	32.0	
No. Tubos en la Cara		18	28	36	36	36	40	40	40	56	
Largo de los tubos - pulgadas		32	32	32	40	48	58	72	87	83	
SECCION SERPENTIN	SERPENTIN 4/14	Tipo de Circuito	Medio	Medio	Medio	Medio	Medio	Total	Total	Total	Total
		Tubos en Circuito	9	14	18	18	18	40	40	40	56
		Caudal de agua - G.P.M.	12.0	19.1	25.2	32.2	40.2	48.1	63.2	78.2	104.1
		Caída de Presión - Pies	5.0	5.2	4.8	10.6	11.1	4.9	7.4	11.2	10.1
	Capacidad Total * - M B H	60.2	95.4	26.0	61.0	201.6	240.8	316.0	391.2	520.6	
	Capacidad Sens. * - M B H	43.9	70.6	94.5	117.6	147.8	175.8	230.7	285.6	380.0	
	SERPENTIN 6/14	Tipo de Circuito	Medio	Medio	Medio	Medio	Medio	Total	Total	Total	Total
		Tubos en Circuitos	9	14	18	36	36	40	40	40	56
Caudal de Agua G.P.M.		16.2	25.5	32.8	40.5	49.4	62.2	83.2	101.7	56	
Caída de Presión - Pies		2.2	2.5	8.9	5.5	6.0	8.8	11.5	17.5	15.5	
Capacidad Total * - M B H	81.2	127.7	164.0	203.0	247.2	336.0	416.0	508.8	678.4		
Capacidad Sens. * - M B H	56.1	89.4	113.1	139.4	170.6	231.7	287.1	351.0	468.0		
* En condiciones 80° FDB/67°F WB aire de retorno - 45° F temperatura de entrada de agua 10° aumento de temperatura del agua - 500 FPM velocidad del aire - nivel del mar											
FILTROS	Tipo	PLANO 1" - METALICO LAVABLE									
	Area - Pie ²	4.1	6.9	9.1	11.5	13.3	17.5	20.8	24.6	35.3	
	Dimensiones - Pulgadas	40" x 15"	40" x 25"	40" x 33"	25" x 33"	29" x 33"	34" x 37"	27" x 37"	32" x 37"	32" x 53"	
	Cantidad	1	1	1	2	2	2	3	3	3	
CONEXIONES	Agua Fria - Serpentin 4/14 Pulgadas	1"	1-1/4"	1-1/2"	1-1/2"	1-1/2"	2"	2"	2-1/2"	2-1/2"	
	Agua Fria - Serpentin 6/14 Pulgadas	1-1/4"	1-1/2"	1-1/2"	1-1/2"	2"	2"	2-1/2"	2-1/2"	3"	
	Drenaje Ø M P T - Pulgadas	1"	1"	1-1/4"	1-1/4"	1-1/4"	1-1/4"	1-1/4"	1-1/4"	1-1/4"	
	Fuerza - Ø Pulgadas	1-1/2"									

Fuente: Climatec servicios Ltda. Catálogos de unidades manejadoras. [En línea]. 2008. [Citada 30 de abril 2010]. Disponible en internet: << http://climatecservicios.com/pdf/Modelo_MAV_MAHCW.pdf >>

Figura F5: Instrucciones de selección de unidades manejadoras de aire para agua fría Climatec MAV/MAH-CW

Instrucciones de Selección

Ejemplo:

Se requiere enfriar 6,000 CFM de aire estándar con temperatura de entrada al serpentín de 80° FDB / 66° FWB a una condición de salida del serpentín de 56° FDB / 55° FWB, usando un serpentín de agua helada con temperatura de entrada de 45° F y 10° F aumento de temperatura del agua.

- Determine la entalpia en las condiciones de entrada y salida de temperatura de bulbo húmedo del aire.

66°	FWB - EAA = 30.83
55°	FWB - LAE = 23.22
	AED = 7.61
- Determine la carga total de refrigeración.

C.T.	=	CFM × 4.5 × AED
C.T.	=	6,000 × 4.5 × 7.61
C.T.	=	205.470 BTU/H = 17.15 Tons.
- Determine el área del serpentín de acuerdo a la velocidad máxima permitida en la cara del serpentín de acuerdo a la velocidad máxima permitida en la cara del serpentín y efectuando, en caso de ser necesario, las correcciones por altura para obtener el caudal de aire estándar.

$$\text{AREA} = \frac{\text{SCFM}}{\text{VEL-FPM}} = \frac{6,000}{500} = 12 \text{Pies}^2$$
- Determine los GPM de aguas requeridas para un aumento de temperatura de 10° F en el agua.

$$\text{G.P.M.} = \frac{\text{Carga Total}}{500 \times 10} = \frac{205.470}{500 \times 10} = 41.1 \text{ GPM}$$
- De la tablado corrección de capacidad y de acuerdo a las condiciones de 66° F WB de entrada del aire y 45° F temperatura del agua, obtenga la capacidad total equivalente de acuerdo al factor de corrección de 0.95 obtenido.

$$\text{CAPACIDAD EQUIVALENTE} = \frac{205.47 \text{ MBH}}{0.95} = 216.28 \text{ MBH}$$
- Determine la capacidad equivalente corregida en MBH por pie de serpentín.

$$\text{CAP/PIE}^2 = \frac{\text{Cap. corregida}}{\text{Area Serpentin}} = \frac{216.3}{12} = 18.0 \text{ MBH/Pie}^2$$
- De acuerdo al número de tubos en la cara del serpentín y tipo de circuito seleccionado, determine la velocidad resultante del agua, utilizando para este ejemplo un serpentín de 36 tubos en la cara el cual tiene 36 tubos en la cara en circuito total ó 18 tubos en circuito medio. Seleccionando circuito total y aplicando la siguiente formula, obtenemos:

$$\text{Velocidad del Agua} = \frac{\text{GPM} \times 2}{\text{No. Tubos}} = \frac{41.1 \times 2}{36} = 2.28 \text{ FPS}$$
- de la tabla de rendimiento de serpentines en la columna de 10° F aumento de temperatura del agua a 500 FPM de velocidad del aire en la cara del serpentín y a 2.0 FPS velocidad del agua en los tubos se selecciona un serpentín de 6 filas, 14 aletas, con un rendimiento de 18.5 BTU/pie² que se acomoda a la capacidad requerida de 18.0 BTU/pie².
- De la tabla de fricción en el lado del agua, determine la perdida en el serpentín para un largo de los tubos de 48" a 3.0 FPS de velocidad y un factor de corrección de 0.65, correspondiente a 2.31 FPS de velocidad real, mas la perdida correspondiente a la fricción del múltiple distribuidor para 41 GPM y un diámetro del tubo de 1-1/2".
- obtenga las perdidas por fricción en el lado del aire para un serpentín de 6 filas / 8 aletas a una velocidad de 500 FPM de .59" WG, con un factor de corrección para 14 aletas de 1.55 para una perdida de .915" WG. Ejecute la misma operación en caso de que la aplicación requiera doble etapa de frío y/o calor.
- Obtenga la perdida correspondiente a los filtros de aire de acuerdo al tipo de filtro y a la velocidad del aire en la cara de estos.
- Adicione a los valores obtenidos anteriormente las perdidas por el gabinete básico de la unidad y el plenum de retorno, si aplica; tomando la misma velocidad en la cara obtenida para el serpentín seleccionado.
- De la curva de rendimiento del ventilador utilizado en la unidad manejadora seleccionada, obtenga las RPM requeridas y la potencia del motor para cumplir con el caudal de aire indicado a la presión estática total del sistema obtenido, incluyendo los conductos de aire.
- Calcule las poleas requeridas para el conjunto motor-ventilador, y obtener la velocidad del ventilador, así:

$$\frac{\text{RPM del motor}}{\text{Polea ventilador}} = \frac{\text{RPM ventilador}}{\text{Polea motor}}$$
- Las unidades tamaño 24-32, tienen 2 ventiladores de 18" Ø y por lo tanto los valores correspondientes a caudal de aire y potencia del motor, se multiplican × 2.

Fuente: Climatec servicios Ltda. Catálogos de unidades manejadoras. [En línea]. 2008. [Citada 30 de abril 2010]. Disponible en internet:

<< http://climatecservicios.com/pdf/Modelo_MAV_MAHCW.pdf >>

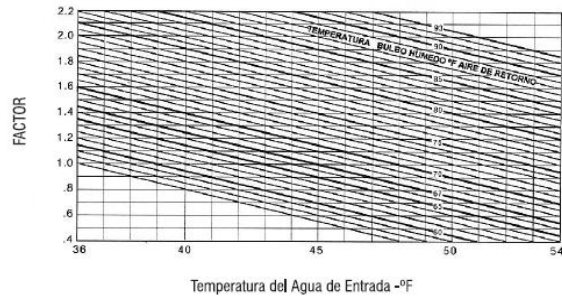
Figura F6: Selección de Serpentines para unidades manejadoras de aire para agua fría Climatec MAV/MAH-CW

Selección de Serpentines

Rendimiento en MBH por pies² de Serpentin en condiciones de 67°FWB temperatura de entrada del aire de retorno y 45° F Temperatura del agua entrando al serpentín. Nivel del mar.

VELOCIDAD DEL AIRE FPM	VELOCIDAD DEL AGUA	9 F AUMENTO DE TEMPERATURA DEL AGUA						10 F AUMENTO DE TEMPERATURA DEL AGUA						12 F AUMENTO DE TEMPERATURA DEL AGUA																							
		4 FILAS		6 FILAS		8 FILAS		4 FILAS		6 FILAS		8 FILAS		4 FILAS		6 FILAS		8 FILAS																			
		8	10	12	14	8	10	12	14	8	10	12	14	8	10	12	14	8	10	12	14	8	10	12	14												
300	2	8.9	9.4	10.1	11.4	11.2	11.8	12.2	13.8	12.8	13.1	13.4	15.1	8.8	9.2	9.7	11.2	10.8	11.3	11.8	13.5	12.2	12.7	13.1	14.9	8.1	8.7	9.2	10.5	10.3	10.9	11.3	13.0	11.7	12.3	12.7	14.4
3	9.6	10.4	10.9	12.6	11.7	12.4	12.9	14.6	13.0	13.6	13.9	15.7	9.2	10.0	10.5	12.1	11.3	12.0	12.5	14.3	12.7	13.3	13.8	15.4	8.7	9.5	10.0	11.3	10.9	11.6	12.1	13.8	12.2	12.9	13.3	15.0	
4	10.9	12.1	11.3	13.1	12.1	12.8	13.3	14.9	13.4	13.9	14.3	16.1	9.8	10.4	10.9	12.6	11.7	12.4	12.9	14.7	13.0	13.6	14.1	15.9	9.1	9.9	10.4	11.8	11.3	11.9	12.4	14.3	12.6	13.2	13.6	15.2	
5	10.2	11.1	11.7	13.4	12.3	13.0	13.4	15.2	13.5	14.0	14.3	16.1	9.8	10.6	11.3	12.9	11.6	12.3	12.7	14.5	13.2	13.7	14.1	15.9	9.3	10.1	10.8	12.2	11.4	12.2	12.7	14.5	12.8	13.4	13.8	15.5	
350	2	9.7	10.4	11.0	12.7	12.3	13.0	13.5	15.4	14.0	14.7	15.1	17.2	9.2	10.0	10.5	12.1	11.8	12.6	13.0	14.9	13.3	14.2	14.7	16.7	8.7	9.4	10.0	11.4	11.2	11.9	12.5	14.3	13.0	13.7	14.2	16.1
3	11.2	12.1	12.9	14.8	14.2	15.1	15.9	18.6	16.1	16.9	17.5	19.8	10.7	11.6	12.3	14.1	13.6	14.5	15.2	17.4	15.6	16.6	17.0	19.4	10.0	11.0	11.7	13.4	13.0	13.9	14.6	16.7	14.1	14.8	15.4	17.9	
4	10.9	11.6	12.5	14.4	13.4	14.3	14.9	16.7	15.1	15.7	16.1	18.3	10.4	11.3	12.1	13.8	13.0	13.6	14.1	15.9	14.6	15.3	15.8	17.6	9.9	10.8	11.5	13.3	12.4	13.3	13.9	15.8	14.1	14.8	15.3	17.4	
5	11.3	12.2	13.0	14.9	13.8	14.6	15.1	17.2	15.2	16.0	16.3	18.5	10.8	11.7	12.5	14.2	13.3	14.1	14.7	16.7	14.8	15.6	16.0	18.2	10.2	11.1	11.8	13.5	12.7	13.5	14.3	16.3	14.3	15.1	15.6	17.8	
400	2	10.4	11.1	11.7	13.6	13.3	14.1	14.7	16.8	15.3	16.1	16.6	18.8	9.8	10.6	11.3	13.0	12.7	13.6	14.2	16.2	14.7	15.6	16.1	18.4	9.2	10.0	10.6	12.2	12.0	12.9	13.5	15.6	14.1	14.9	15.5	17.6
3	11.7	12.6	13.6	15.6	14.7	15.7	16.4	18.6	16.8	17.4	18.0	20.3	11.2	12.2	13.0	14.9	14.1	15.1	15.6	18.1	16.0	17.0	17.4	19.8	10.0	11.0	11.7	13.4	13.0	13.9	14.6	16.7	15.0	15.8	16.4	18.5	
4	12.2	13.2	14.1	16.1	15.1	16.0	16.8	19.2	16.9	17.7	18.3	20.7	11.6	12.6	13.5	15.5	14.5	15.5	16.2	18.9	16.4	17.3	17.8	20.3	10.9	12.0	12.5	14.7	13.9	14.8	15.6	17.8	15.8	16.7	17.3	19.5	
450	2	10.9	11.7	12.5	14.4	14.2	15.1	15.8	18.1	16.5	17.4	18.0	20.4	10.3	11.2	11.8	13.6	13.5	14.4	15.1	17.4	15.9	16.8	17.4	19.8	9.7	10.5	11.2	12.9	12.6	13.7	14.3	16.5	15.1	16.0	16.7	19.0
3	11.9	13.0	13.7	15.8	15.7	16.3	17.0	19.4	17.5	18.4	19.1	21.5	11.3	12.3	13.1	15.0	14.6	15.6	16.4	18.7	16.8	17.8	18.5	21.1	10.8	11.8	12.4	14.2	13.9	14.9	15.6	17.9	16.1	17.0	17.8	20.3	
4	12.5	13.6	14.5	16.7	16.0	16.9	17.7	20.3	18.1	19.0	19.7	22.3	11.9	13.0	13.9	15.9	15.1	16.3	17.2	19.8	17.4	18.5	19.1	21.7	11.2	12.3	13.0	15.1	14.4	15.5	16.4	18.5	16.7	17.5	18.3	21.0	
5	12.9	14.1	15.1	17.3	16.2	17.4	18.2	20.7	18.4	19.6	20.1	22.8	12.3	13.5	14.4	16.5	15.6	16.7	17.7	20.2	17.8	18.8	19.5	22.1	11.8	12.8	13.7	15.7	14.8	15.9	16.9	19.1	17.1	18.1	19.0	21.5	
500	2	11.3	12.3	13.0	15.0	15.0	16.0	16.8	19.3	17.6	18.1	19.3	22.3	10.8	11.7	12.4	14.3	14.3	15.2	16.0	18.5	16.8	17.8	18.5	20.9	10.1	10.9	11.7	13.6	13.4	14.4	15.1	17.5	16.0	17.0	17.7	19.4
3	12.5	13.6	14.5	16.7	16.1	17.3	18.2	20.8	18.7	19.8	20.6	23.4	11.8	13.0	13.8	15.8	15.4	16.5	17.5	20.1	18.0	19.1	19.9	22.5	11.1	12.2	13.0	15.0	14.6	15.8	16.6	19.1	16.1	17.1	18.0	20.6	
4	13.1	14.4	15.4	17.6	16.8	18.1	19.0	21.8	19.4	20.5	21.3	24.2	12.5	13.7	14.7	16.8	16.1	17.4	18.3	21.0	18.7	19.8	20.7	23.4	11.7	13.0	13.9	15.9	15.3	16.5	17.5	20.1	17.0	18.0	19.0	21.7	
5	13.6	15.0	16.0	18.3	17.3	18.6	19.5	22.4	19.8	21.0	21.8	24.8	13.0	14.3	15.3	17.4	16.6	17.9	18.9	21.5	19.1	20.3	21.1	23.8	12.1	13.4	14.3	16.3	15.9	17.1	18.1	20.7	18.5	19.5	20.4	23.1	
550	2	11.7	12.8	13.5	15.6	15.6	16.8	17.6	20.3	18.6	19.7	20.5	23.5	11.2	12.3	13.0	14.6	14.9	15.6	16.4	18.7	16.4	17.3	18.1	20.4	10.4	11.3	12.1	14.0	14.0	15.1	15.9	18.3	16.8	17.8	18.7	21.2
3	13.0	14.2	15.1	17.6	17.0	18.2	19.2	22.1	19.2	21.1	22.0	25.1	12.3	13.4	14.4	16.7	16.2	17.5	18.4	21.1	18.9	20.3	21.2	23.5	11.6	12.7	13.6	15.8	15.3	16.5	17.5	20.1	18.8	19.7	20.7	23.3	
4	13.8	15.1	16.1	18.5	17.8	19.2	20.3	23.2	20.7	21.8	22.8	26.1	13.0	14.2	15.4	17.7	17.0	18.4	19.4	22.2	19.8	21.1	22.1	24.2	12.3	13.6	14.5	16.7	16.1	17.5	18.5	21.2	19.0	20.2	21.2	24.0	
5	14.3	15.7	16.8	19.4	19.2	19.9	20.9	23.9	21.1	22.4	23.3	26.5	13.6	15.0	16.0	18.3	17.6	19.0	20.1	23.0	20.3	21.7	22.7	25.0	12.9	14.3	15.1	17.5	16.8	18.1	19.2	22.0	19.4	20.7	21.6	24.5	
600	2	12.2	13.2	14.0	16.3	16.3	17.5	18.4	21.2	19.4	20.3	21.5	24.7	11.5	12.5	13.3	15.5	15.5	16.6	17.5	20.2	18.3	19.6	20.7	23.2	10.8	11.7	12.5	15.0	14.4	15.7	16.5	19.1	17.4	18.5	19.3	22.1
3	13.4	14.7	15.8	18.3	17.7	19.1	20.2	23.2	20.8	22.3	23.2	26.6	12.8	14.0	15.0	17.4	18.9	19.5	19.4	22.2	20.1	21.4	22.4	25.2	12.0	13.1	14.1	16.3	16.0	17.3	18.3	21.1	18.0	20.4	21.4	24.5	
4	13.8	15.7	16.8	19.6	19.8	20.5	21.3	24.5	21.8	23.2	24.2	27.6	13.9	14.9	15.9	18.5	17.8	19.2	20.4	23.4	20.9	22.4	23.4	26.1	12.7	14.0	15.1	17.4	16.8	18.3	19.4	22.3	19.5	21.4	22.4	25.5	
5	15.0	16.4	17.8	20.3	19.3	20.8	22.0	25.3	22.4	23.8	24.9	28.4	14.1	15.8	16.8	19.4	18.4	20.0	21.1	24.2	21.5	23.0	24.1	27.0	13.3	14.7	15.9	18.3	17.4	19.0	20.2	23.1	20.5	22.5	23.5	26.8	

Factor Corrección de Capacidad



Corrección por Altura

ALTURA ft	FACTOR
0	1.00
1000	0.96
2000	0.93
3000	0.90
4000	0.86
5000	0.83
6000	0.81
7000	0.78
8000	0.75
9000	0.70
10000	0.66

CFM en altura x Factor = CFM Sld a n.m.

ENTALPIA- Nivel del Mar

Fem. Humedad	DÉCIMAS DE GRADO									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
20	7.11	7.17	7.24	7.32	7.40	7.48	7.56	7.64	7.71	7.78
21	7.48	7.56	7.63	7.72	7.80	7.88	7.96	8.04	8.11	8.18
22	7.82	7.90	7.98	8.07	8.15	8.23	8.31	8.39	8.46	8.54
23	8.19	8.27	8.35	8.43	8.51	8.59	8.67	8.74	8.82	8.89
24	8.55	8.63	8.71	8.79	8.87	8.95	9.03	9.10	9.18	9.25
25	9.02	9.10	9.18	9.26	9.34	9.42	9.50	9.57	9.65	9.72
26	9.32	9.40	9.48	9.56	9.64	9.72	9.80	9.87	9.95	10.02
27	9.71	9.79	9.87	9.95	10.03	10.11	10.19	10.26	10.34	10.41
28	10.10	10.18	10.26	10.34	10.42	10.50	10.58	10.66	10.73	10.81
29	10.50	10.58	10.66	10.74	10.82	10.90	10.98	11.06	11.14	11.21
30	10.82	10.90	10.98	11.06	11.14	11.22	11.30	11.38	11.46	11.54
31	11.35	11.43	11.51	11.59	11.67	11.75	11.83	11.91	11.99	12.07
32	11.70	11.78	11.86	11.94	12.02	12.10	12.18	12.26	12.34	12.42
33	12.17	12.25	12.33	12.41	12.49	12.57	12.65	12.73	12.	

Figura F7: Datos para la determinación de las pérdidas por fricción para unidades manejadoras de aire para agua fría Climatec MAV/MAH-CW

Perdidas por Fricción - Lado del Agua

1. Serpentin

FILAS	TIPO DE CIRCUITO	CAIDA DE PRESION A 3 PIES / SEGUNDO DE VELOCIDAD (Pies de Agua)															
		LONGITUD DE LOS TUBOS DEL SERPENTIN															
		18"	24"	30"	36"	42"	48"	54"	60"	66"	72"	78"	84"	90"	96"	102"	108"
4	DOBLE	.49	.59	.69	.79	.88	.98	1.08	1.18	1.27	1.37	1.47	1.57	1.66	1.75	1.85	1.96
	TOTAL	1.18	1.38	1.57	1.77	1.96	2.16	2.35	2.55	2.74	2.93	3.12	3.32	3.52	3.72	3.91	4.11
	MEDIO	2.56	2.95	3.33	3.72	4.12	4.52	4.91	5.30	5.68	6.07	6.47	6.86	7.25	7.64	8.02	8.41
	CUARTO	5.29	6.10	6.90	7.70	8.50	9.31	11.11	10.92	11.68	12.44	13.25	14.06	14.86	15.66	16.45	17.42
6	DOBLE	.83	.98	1.07	1.27	1.42	1.57	1.71	1.86	2.01	2.16	2.30	2.45	2.59	2.73	2.88	3.02
	TOTAL	1.86	2.15	2.45	2.75	3.04	3.33	3.62	3.92	4.21	4.50	4.75	5.01	5.34	5.68	5.96	6.25
	MEDIO	3.94	4.53	5.11	5.70	6.28	6.86	7.45	8.04	8.62	9.20	9.79	10.38	10.96	11.55	12.14	12.73
	CUARTO	8.07	9.28	10.48	11.68	12.83	13.99	15.15	16.32	17.45	18.53	19.72	20.86	22.03	23.21	23.97	24.74
8	DOBLE	1.18	1.38	1.57	1.77	1.96	2.16	2.35	2.54	4.00	2.93	3.12	3.32	3.52	3.72	3.91	4.11
	TOTAL	2.55	2.94	3.33	3.72	4.11	4.51	4.9	5.29	5.68	6.07	6.46	6.86	7.25	7.64	8.02	8.41
	MEDIO	5.31	6.10	6.88	7.66	8.44	9.22	10.00	10.79	11.56	12.34	13.12	13.91	14.68	15.46	16.24	17.03
	CUARTO	10.72	12.32	13.89	15.47	17.00	18.53	20.11	21.69	23.24	24.80	26.31	27.82	29.37	30.92	32.40	33.89

Factor de corrección velocidad del agua en tubos

VELOCIDAD DEL AGUA - F.P.S.	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0
FACTOR DE CORRECCION	.14	.32	.54	.73	1.0	1.27	1.66	1.99	2.47	2.85	3.42	3.87	4.49	4.89	5.69

2. Perdidas por fricción en el multiple distribuidor

GALONES / MINUTO G. P. M.	DIAMETRO DE LA CONEXION Y MULTIPLE DISTRIBUIDOR - SCHEDULE 40											
	1- 1/4"		1- 1/2"		2"		2- 1/2"		3"		4"	
	P.D.	F.P.S.	P.D.	F.P.S.	P.D.	F.P.S.	P.D.	F.P.S.	P.D.	F.P.S.	P.D.	F.P.S.
10	.9	2.6	.3	1.6								
20	2.0	5.0	.9	3.2								
30	7.0	7.8	1.9	4.7								
40			3.1	6.3								
50			4.6	7.9	2.6	4.8						
60			6.4	11.0	3.7	5.7						
70					4.8	6.7	2.6	4.7				
80					6.1	7.6	3.3	5.4				
90					7.5	8.6	4.0	6.0				
100					9.1	9.6	4.9	6.7	2.4	4.3		
120							6.8	8.0	3.3	5.2		
140							8.9	9.4	4.4	6.1		
160									5.5	7.0		
180									6.8	7.8	2.0	4.5
200									8.2	8.7	2.4	5.0

Perdidas por Fricción - Lado del Aire

1- Serpentin

BASADA EN 8 ALETAS / PULGADAS - NIVEL DL MAR - 0.75 LBS./PIE.

VELOCIDAD DEL AIRE FPM	PULGADAS DE AGUA											
	FILAS DE TUBOS											
	1	2	3	4	5	6	8	10	12			
200	.02	.05	.06	.08	.11	.14	.20	.26	.32			
300	.05	.08	.13	.17	.20	.26	.30	.34	.39			
400	.08	.14	.20	.28	.34	.41	.47	.55	.63			
450	.09	.17	.26	.34	.41	.50	.55	.68	.76			
500	.10	.20	.30	.40	.48	.58	.69	.80	.87			
550	.12	.25	.36	.49	.58	.69	.80	.91	1.02			
600	.14	.28	.41	.54	.66	.80	.93	1.06	1.18			

FACTOR DE CORRECCION DE ALETAS / PULGADA.

FPI	FACTOR	FPI	FACTOR
2	.45	8	1.00
3	.54	9	1.09
4	.63	10	1.18
5	.72	11	1.27
6	.81	12	1.36
7	.90	14	1.55

2- Filtros de Aire (PULGADAS DE AGUA)

TIPOS FILTROS	FRICCION								
	VELOCIDAD EN LA CARA - F P M								
	250	300	350	400	450	500	550	600	650
PLANO - HV-1"	.04	.05	.06	.09	.11	.13	.16	.18	.21
PLANO - HV-2"	.08	.11	.15	.19	.24	.28	.34	.37	.43
ANGULAR - LV-2"	.07	.10	.13	.17	.27	-	-	-	-

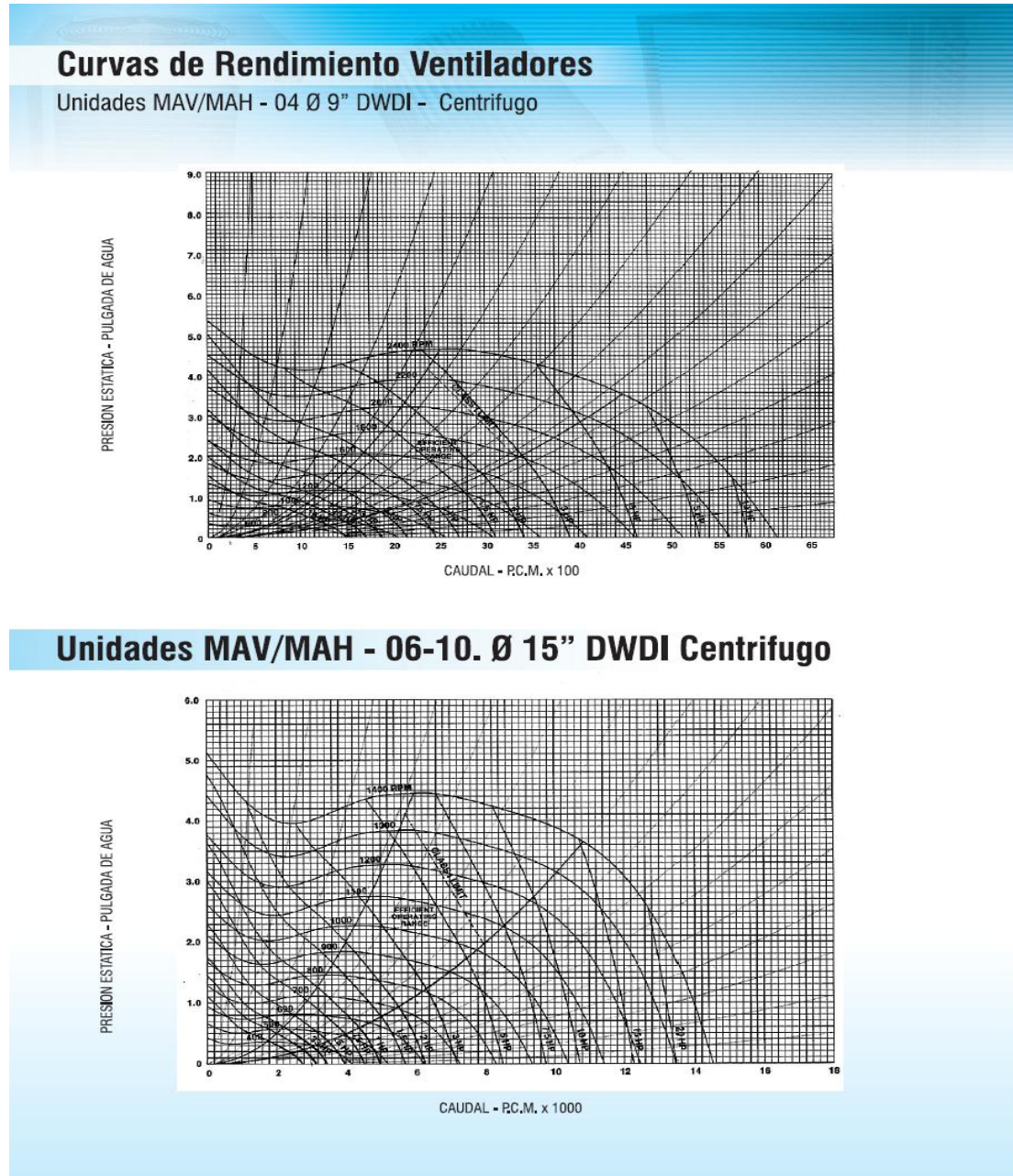
3- Gabinete (PULGADAS DE AGUA)

ACCESORIOS	VELOCIDAD EN LA CARA - FPM							
	300	350	400	450	500	550	600	
PLENUM	.02	.03	.03	.04	.05	.06	.07	
GABINETE	.08	.10	.13	.16	.20	.24	.29	
PLENUM DESCARGA	.35	@						

Fuente: Climatec servicios Ltda. Catálogos de unidades manejadoras. [En línea]. 2008. [Citada 30 de abril 2010]. Disponible en internet:

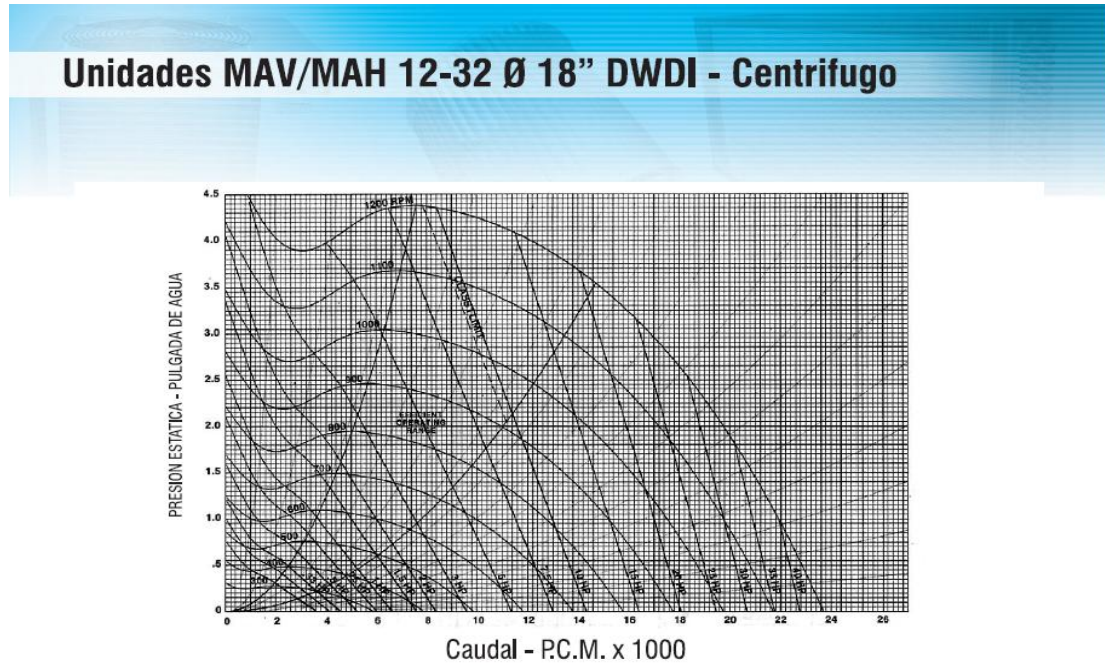
<< [http://climatecservicios.com/pdf/Modelo MAV MAHCW.pdf](http://climatecservicios.com/pdf/Modelo_MAV_MAHCW.pdf) >>

Figura F8: Curvas de rendimiento de ventiladores para unidades manejadoras de aire para agua fría Climatec MAV/MAH-CW. Continúa...



Fuente: Climatec servicios Ltda. Catálogos de unidades manejadoras. [En línea]. 2008. [Citada 30 de abril 2010]. Disponible en internet: << http://climatecservicios.com/pdf/Modelo_MAV_MAHCW.pdf>>

Figura F9: Curvas de rendimiento de ventiladores para unidades manejadoras de aire para agua fría Climatec MAV/MAH-CW. Conclusión



Especificaciones Constructivas

Calibres Constructivos -USG

MODELO UNIDAD MAV / MAH		04	06	08	10	12	16	20	24	32
BASICO	RIEL BASE	14	14	14	14	12	12	12	12	12
	REFUERZOS PANELES	14	14	14	14	12	12	12	12	12
	SOPORTE MOTOR - VENTILADOR	14	14	14	14	12	12	12	12	12
	PANEL VENTILADOR	18	16	16	16	16	16	16	16	16
	PANEL LATERAL	18	16	16	16	16	16	16	16	16
GABINETE	PANEL SUPERIOR	18	16	16	16	16	16	16	16	16
	PANEL INFERIOR	18	16	16	16	16	16	16	16	16
	BANDEJA DRENAJE	16	16	16	16	16	16	16	16	16
ACCESORIOS	RIELES FILTROS PLANOS 1"	18	18	18	18	18	18	18	18	18
	SECCION FILTROS PLANOS	16	16	16	16	16	16	16	16	16
	SECCION FILTROS ANGULARES	16	16	16	16	16	16	16	16	16
	SECCION FILTROS ALTA EFICIENCIA	16	16	16	16	16	16	16	16	16
	PLENUM DE RETORNO	18	16	16	16	16	16	16	16	16

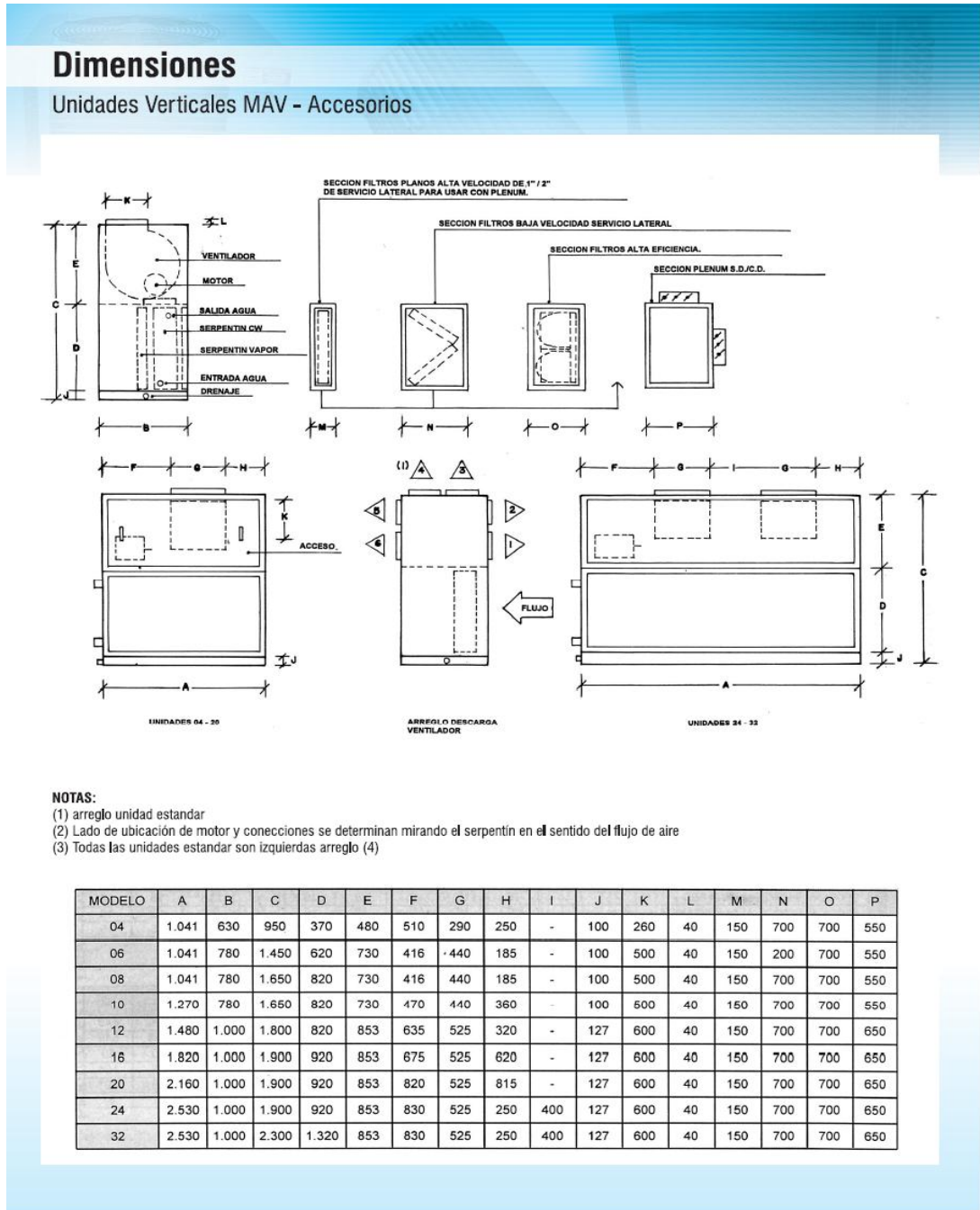
Peso Unidad Básica y Accesorios -KGS

UNIDAD /SECCION	04	06	08	10	12	16	20	24	32
UNIDAD BASICA V/H 4/14	118	17.2	201	220	260	316	335	390	440
UNIDAD BASICA V/H 6/14	128	190	227	255	299	370	402	468	546
SECCION FILTROS PLANOS H.V.	24	29	34	36	38	42	46	50	60
SECCION FILTROS ANGULARES	59	67	74	82	86	90	94	98	104
SECCION FILTROS ALTA EFICIENCIA	44	53	64	66	69	77	83	89	101
PLENUM DE RETORNO	35	43	51	53	55	62	66	71	81

Fuente: Climatec servicios Ltda. Catálogos de unidades manejadoras. [En línea]. 2008. [Citada 30 de abril 2010]. Disponible en internet:

<< http://climatecservicios.com/pdf/Modelo_MAV_MAHCW.pdf>>

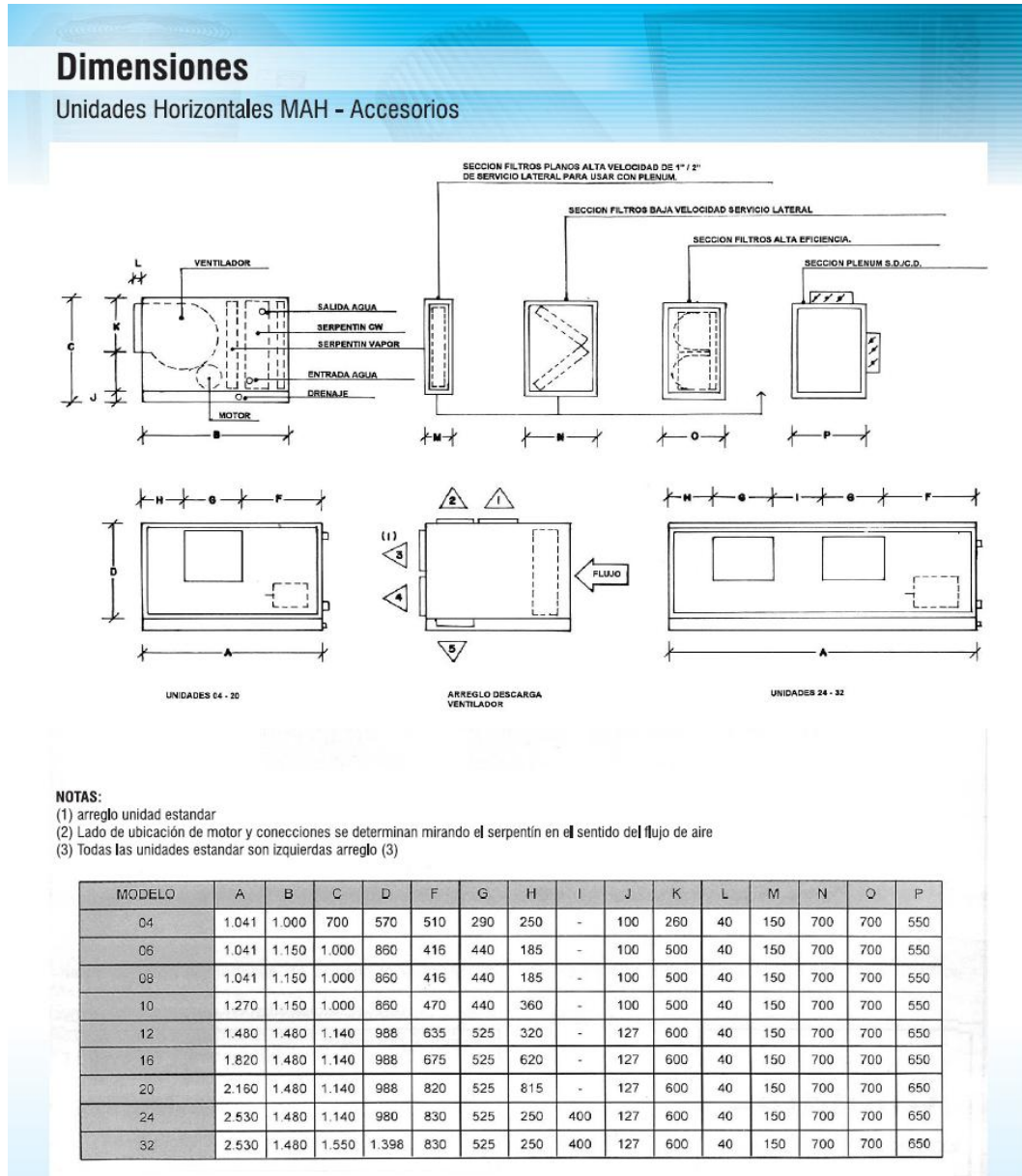
Figura F10: Principales dimensiones de las unidades manejadoras de aire para agua fría Climatec MAV/MAH-CW verticales



Fuente: Climatec servicios Ltda. Catálogos de unidades manejadoras. [En línea]. 2008. [Citada 30 de abril 2010]. Disponible en internet:


<< http://climatecservicios.com/pdf/Modelo_MAV_MAHCW.pdf>>

Figura F11: Principales dimensiones de las unidades manejadoras de aire para agua fría Climatec MAV/MAH-CW horizontales



Fuente: Climatec servicios Ltda. Catálogos de unidades manejadoras. [En línea]. 2008. [Citada 30 de abril 2010]. Disponible en internet: << http://climatecservicios.com/pdf/Modelo_MAV_MAHCW.pdf>>

Figura F12: Convenciones para el catálogo de manejadoras de aire para agua fría Climatec MAV/MAH-CW

Convenciones	Ecuaciones Utiles
<p>SCFM: Piés cúbicos por minuto aire estandar. CFM: Piés cúbicos por minuto. FPM: velocidad de aire en piés por minuto. MBH: Miles de BTUH. AED: Diferencia de entalpia el aire. DP: Punto de Rocio. EAE: Entalpia del aire de entrada a temperatura de bulbo húmedo. LAE: Entalpia del aire de salida a temperatura de bulbo húmedo. TEDB: Temperatura de entrada de bulbo seco. TLDB: Temperatura de salida de bulbo seco. TEWB: Temperatura de entrada de bulbo húmedo. TLWB: Temperatura de salida de bulbo húmedo. TD: Diferencia de temperatura de DB de entrada y salida de aire. RH: Humedad relativa. SH: Calor sensible. LH: Calor latente. TH: Calor total. FA: Area neta del serpentín. FPI: Aletas por pulgadas.</p>	<p>Calor Total: $(BTUH) = CFM \times \frac{60}{F/Lb} \times (EAE-LAE)$</p> <p>Calor Total: $(BTUH) = SCFM \times 45 \times (EAE-LAE)$</p> <p>Calor Sensible: $(BTUH) = CFM \times (LBS/HR) \times \text{Calor Especifico} \times (EDB-LDB)$</p> <p>Calor Sensible: $SCFM \times 1,085 \times (EDB - LDB)$</p> <p>Diferencial de Temperatura del DB del Aire: $= \frac{SH \text{ en BTUH}}{SCFM \times 1,085}$</p> <p>Diferencial en Entalpia del Aire: $= EAE - \frac{\text{Calor Total BTUH}}{SCFM \times 4,5}$</p>
<p>NOTAS:</p>	
<p>Fabrica y Oficinas</p> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; width: 60%;"> <p>PRINCIPAL BARRANQUILLA Carrera 45 No. 47 – 52 PBX : 3793533 - 3794205 http://www.climatecservicios.com Email : ventas@climatecservicios.com Barranquilla - Colombia</p> </div> <div style="text-align: right; width: 35%;"> <p>Especificaciones sujetas a cambios sin previo aviso</p>  </div> </div>	

Fuente: Climatec servicios Ltda. Catálogos de unidades manejadoras. [En línea]. 2008. [Citada 30 de abril 2010]. Disponible en internet: << http://climatecservicios.com/pdf/Modelo_MAV_MAHCW.pdf>>

Figura F13: Características generales de las unidades paquete de expansión directa York R1MX

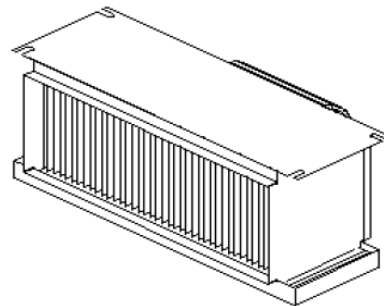
R1MX



UNIDADES FANCOIL DE EXPANSION DIRECTA

R1MX

Capacidad Nominal de
12.000 a 36.000 BTUHR, 60 Hz



CARACTERISTICAS GENERALES

La unidad R1MX básica de techo está diseñada para aplicaciones horizontales ocultas, suspendidas del techo interior, comúnmente utilizada dentro de armarios en hoteles, moteles y apartamentos.

El ensamble motor-ventilador está diseñado para su fácil remoción de la unidad básica para proporcionar facilidad de servicio a estos componentes. La remoción de este ensamble proporciona también acceso a la cara del serpentín por donde entra el aire, que es la cara que acumulara cualquier suciedad o basura que pase a través del filtro, por lo que la limpieza de esta cara del serpentín es sencilla.

Cada equipo R1MX está compuesto por: Ventilador Centrifugo, Motor, Serpentín y Aislamiento.

GABINETE Y ESTRUCTURA

El compacto y resistente gabinete esta fabricado en lamina de acero galvanizado. En la tapa superior está provisto de ranuras para su fácil fijación al techo interior. La bandeja de condensado está aislada internamente con lámina de poliuretano para evitar la exudación y aumentar la vida útil del equipo.

El gabinete se encuentra aislado internamente con fibra de vidrio de 12,7 mm. de espesor, con cubierta retardante al fuego que ayuda a la disminución del ruido transmitido al cuarto y evita la condensación de agua en la superficie del equipo.

ACCESORIOS

Las unidades pueden ser suministradas con el siguiente accesorio previo requerimiento ala fábrica.

- Plenum de retorno

SERPENTIN EVAPORADOR

El serpentín Evaporador YORK está construido de aletas curvadas de aluminio y tubos de cobre expandidos mecánicamente que permiten una mayor área de transmisión de calor en un mínimo espacio. Todos los serpentines son probados por fugas bajo presión sumergidos en agua.

VENTILADORES CENTRÍFUGOS

Los ventiladores son de aletas curvadas hacia adelante y doble entrada, construidos en lámina y manzana en acero para transmisión de potencia por acople directo.

MOTOR

Todos los motores tienen opción de tres velocidades, capacitor de marcha permanente y rodamientos del tipo cojinete con punto de fácil acceso para lubricación.

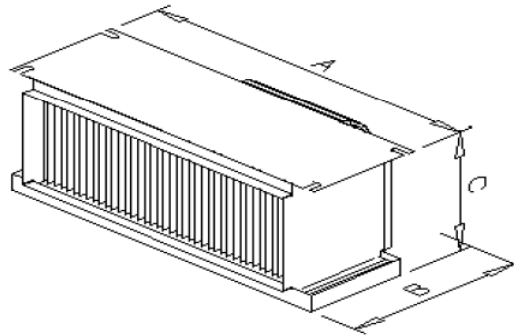
Fuente: York Colombia. Catálogos de unidades fancoil de expansión directa. Unitary Products Grups: 2002

Figura F14: Características técnicas de las unidades paquete de expansión directa York R1MX

R1MX

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS - R1MX															
Modelo	Cap. Nom. (btu)	VENTILADOR - CENTRIFUGO				MOTOR (208-230V)			SERPENTIN			CONECTORES			
		Cant.	Diam (pulg)	Ancho (pulg)	CFM Nom.	Trans	HP	RPM /VEL.	Area (pies2)	filas	aletas /pulg	Líquido	Vapor	Dren.	
R1MX012	14.551	1	5-3/4	8-1/2	400		0,20		1,5	1,56	2	11	3/8"	5/8"	1/2"
R1MX018	18.519	1	5-3/4	8-1/2	600		0,20		1,5	1,67	3	11	3/8"	5/8"	1/2"
R1MX024	24.166	2	5-3/4	8-1/2	800	Acople	0,20	1500/3	1,5	2,08	3	11	3/8"	5/8"	1/2"
R1MX030	29.398	2	5-3/4	8-1/2	1000	Directo	0,20		1,5	2,5	3	11	3/8"	5/8"	1/2"
R1MX036	35.865	2	5-3/4	8-1/2	1400		0,20		1,5	2,5	3	11	3/8"	5/8"	1/2"

(*) Las capacidades nominales están basadas en 40°F TES, 80°F Tbbe y 67°F Tbbe



DIMENSIONES R1MX			
GENERALES (pulg)			
R1MX	A	B	C
12	28	19	11,22
18	28	19	11,22
24	34	19	11,22
30	40	19	11,22
36	40	19	11,22

Fuente: York Colombia. Catálogos de unidades fancoil de expansión directa. Unitary Products Grups: 2002

Figura F15: Capacidades de enfriamiento de las unidades paquete de expansión directa York R1MX

R1MX

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO																
MODELO	CFM (°F)	TBSE (°F)	TBHE (°F)	TEMPERATURA DE EVAPORACION SATURADA/psig												
				40/68.5				45/76.0				50/84				
				CT	CS	TBSS	TBHS	CT	CS	TBSS	TBHS	CT	CS	TBSS	TBHS	
R1MX012	350	62	74.3	10.064	7.629	54.4	51.8	7.679	6.605	57.1	54.4	4.110	4.110	63.4	58.0	
		67	80.4	13.688	9.067	56.8	54.2	11.033	7.948	59.8	57.0	5.992	5.868	65.3	61.8	
		72	86.5	17.499	10.356	59.6	57.1	15.014	9.365	62.2	59.5	9.102	7.277	67.8	64.8	
	400	62	74.3	10.753	8.247	55.5	52.5	8.210	7.165	58.0	54.9	4.434	4.434	64.0	58.2	
		67	80.4	14.616	9.772	58.1	55.2	11.770	8.591	60.9	57.7	6.533	6.454	65.4	62.0	
		72	86.5	18.619	11.109	61.2	58.3	16.020	10.099	63.6	60.4	9.715	7.909	68.7	65.3	
	500	62	74.3	11.954	9.364	57.2	53.6	9.139	8.180	59.4	55.7	5.041	5.041	64.9	58.6	
		67	80.4	16.188	11.017	60.3	56.7	13.050	9.754	62.7	58.8	7.468	7.468	66.5	62.4	
		72	86.5	20.522	12.437	63.9	60.1	17.718	11.396	65.8	61.9	10.786	9.056	70.2	66.0	
	R1MX018	500	62	74.3	12.363	9.694	56.6	53.3	9.440	8.427	59.0	55.5	5.250	5.250	64.5	58.4
			67	80.4	16.977	11.541	59.4	56.1	13.550	10.121	62.0	58.5	7.660	7.655	66.2	62.3
			72	86.5	22.093	13.332	62.2	59.1	18.617	11.947	64.8	61.3	11.241	9.367	69.6	65.8
600		62	74.3	13.457	10.766	57.9	54.2	10.309	9.406	60.0	56.1	5.829	5.829	65.3	58.7	
		67	80.4	18.519	12.796	61.0	57.2	14.756	11.264	63.4	59.3	8.570	8.570	67.1	62.6	
		72	86.5	24.081	14.733	64.2	60.4	20.280	13.254	66.5	62.4	12.249	10.481	70.8	66.4	
700		62	74.3	14.412	11.739	59.0	54.9	11.065	10.290	60.9	56.6	6.349	6.349	65.9	58.9	
		67	80.4	19.833	13.912	62.3	58.1	15.788	12.293	64.5	60.0	9.373	9.373	68.0	62.9	
		72	86.5	25.765	15.971	65.8	61.5	21.693	14.420	67.8	63.3	13.123	11.490	71.7	66.8	
R1MX024		700	62	74.3	16.641	13.138	57.2	53.7	12.613	11.410	59.5	55.8	7.169	7.169	64.8	58.5
			67	80.4	22.777	15.583	60.1	56.6	18.143	13.683	62.6	58.9	10.418	10.418	66.6	62.5
			72	86.5	29.343	17.826	63.3	59.8	24.794	16.056	65.7	61.9	14.796	12.600	70.3	66.2
	800	62	74.3	17.717	14.184	58.1	54.3	13.461	12.363	60.2	56.2	7.731	7.731	65.3	58.7	
		67	80.4	24.166	16.738	61.3	57.4	19.297	14.782	63.6	59.5	11.272	11.272	67.3	62.7	
		72	86.5	31.125	19.106	64.8	60.8	26.333	17.284	66.9	62.7	15.717	13.651	71.1	66.6	
	900	62	74.3	18.670	15.143	59.0	54.8	14.224	13.244	60.9	56.6	8.247	8.247	65.8	58.9	
		67	80.4	25.430	17.813	62.4	58.1	20.317	15.792	64.5	60.0	12.056	12.056	68.0	62.9	
		72	86.5	32.679	20.261	66.0	61.6	27.685	18.405	68.0	63.3	16.608	14.664	71.8	66.9	
	R1MX030	900	62	74.3	21.117	16.636	57.4	53.8	16.351	14.683	59.4	55.7	9.312	9.312	64.7	58.5
			67	80.4	28.141	19.348	60.8	57.1	23.042	17.331	62.9	59.0	13.519	13.519	66.5	62.4
			72	86.5	35.327	21.669	64.6	60.7	30.789	20.019	66.3	62.3	19.183	16.198	70.3	66.1
1000		62	74.3	22.112	17.621	58.2	54.3	17.178	15.613	60.1	56.1	9.905	9.905	65.1	58.6	
		67	80.4	29.398	20.418	61.8	57.7	24.111	18.368	63.7	59.5	14.407	14.407	67.0	62.6	
		72	86.5	36.821	22.792	65.8	61.5	32.080	21.109	67.3	62.9	20.115	17.240	70.9	66.5	
1100		62	74.3	23.006	18.535	58.9	54.8	17.934	16.481	60.7	56.4	10.461	10.461	65.5	58.8	
		67	80.4	30.479	21.383	62.7	58.3	25.073	19.334	64.4	59.9	15.239	15.239	67.6	62.8	
		72	86.5	38.152	23.823	66.8	62.1	33.286	22.143	68.2	63.5	20.976	18.225	71.5	66.8	
R1MX036		1000	62	74.3	22.112	17.621	58.2	11.2	17.178	15.613	60.1	12.0	9.905	9.905	65.1	13.7
			67	80.4	29.398	20.418	61.8	10.7	24.111	18.368	63.7	11.4	14.407	14.407	67.0	13.0
			72	86.5	36.821	22.792	65.8	10.4	32.080	21.109	67.3	10.9	20.115	17.240	70.9	12.4
	1200	62	74.3	23.817	19.388	59.6	11.0	18.627	17.297	61.2	11.8	10.970	10.970	65.8	13.4	
		67	80.4	31.493	22.300	63.5	10.6	25.943	20.237	65.1	11.2	16.020	16.020	68.0	12.8	
		72	86.5	39.344	24.774	67.7	10.3	34.322	23.082	69.1	10.8	21.766	19.152	72.1	12.2	
	1400	62	74.3	25.234	20.943	60.7	10.9	19.860	18.792	62.1	11.7	11.929	11.929	66.4	13.2	
		67	80.4	33.250	23.958	64.8	10.5	27.461	21.887	66.2	11.1	17.455	17.455	68.8	12.6	
		72	86.5	41.400	26.485	69.3	10.2	36.204	24.828	70.4	10.7	23.169	20.859	73.1	12.1	

Nomenclatura

TBSE: Temperatura de bulbo seco a la entrada (°F) TBHE: Temperatura de Bulbo húmedo a la entrada (°F)
 CT: Capacidad Total (BTUHR) CS: Capacidad Sensible (BTUHR)
 TBSS: Temperatura de bulbo seco a la salida (°F) TBHS: Temperatura de bulbo Humedo a la salida en (°F)

Fuente: York Colombia. Catálogos de unidades fancoil de expansión directa. Unitary Products Grups: 2002

ANEXO G
MANUAL DE USUARIO

MANUAL DE USUARIO: HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PEDAGÓGICA PARA EL DISEÑO DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

En este anexo se presenta una explicación del modo de uso del software para que el usuario cuente con una herramienta que facilite una interacción rápida y correcta con el programa cuando vaya a realizar el diseño de un sistema de aire acondicionado.

Se detalla el modo de ingreso al programa, el acceso y la utilización de cada uno de los módulos que y la obtención de los resultados para el cual fue hecho este software. Aunque algunos de los módulos tienen la opción de ayuda donde se explica el uso del mismo, en el presente manual se muestra la utilización de todo el software por lo que se recomienda una lectura previa a la utilización del programa.

HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PEDAGÓGICA PARA EL DISEÑO DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

El software “Herramienta Computacional Pedagógica para el Diseño de Sistemas de Aire Acondicionado” es un programa desarrollado para agilizar los presentará correspondientes al diseño de un sistemas de aire acondicionado de una manera sencilla y educativa al mostrar la información de los procesos que está realizando internamente en cada uno sus módulos además de guiar al usuario a través del mismo.

En esta herramienta se podrá realizar el presentará de las cargas térmicas de enfriamiento del lugar a acondicionar, el diseño de los ductos y la selección de las rejillas y ventilador para la adecuada difusión del aire.

La presentación e inicio del software se tiene a través de la siguiente interfaz:

Figura 1. Presentación del software



Fuente: Los autores

Una vez se presiona el botón iniciar se desplegará sobre la pantalla el módulo de datos generales.

Datos generales

En esta interfaz el programa pedirá el ingreso y selección de datos que serán utilizados durante todo el desarrollo del presentará y por lo cual el programa los solicitara al inicio y no en cada uno de los módulos ya que sería incomodo para el usuario el ingreso repetido de los datos en cada uno de los módulos de presentará.

La interfaz para este formulario se presenta en la figura 2.

Figura 2. Interfaz datos generales

Datos Generales

Universidad Industrial de Santander

HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PEDAGÓGICA
PARA EL DISEÑO DE
SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

Datos Generales de Diseño

1. Ciudad
-Seleccione-

2. Tipo de Local

3. Ubicación del Local
Latitud -Seleccione-

4. Mes y Hora de Diseño
Mes -Seleccione-
Hora -Seleccione-

5. Condiciones Ambientales

5.1. Exteriores
Temperatura (°F) °F
Humedad Relativa (%)

5.2. Interiores
Temperatura (°F) °F
Humedad Relativa (%)

Continuar

Fuente: Los autores

En este formulario se pedirá la información en cinco partes:

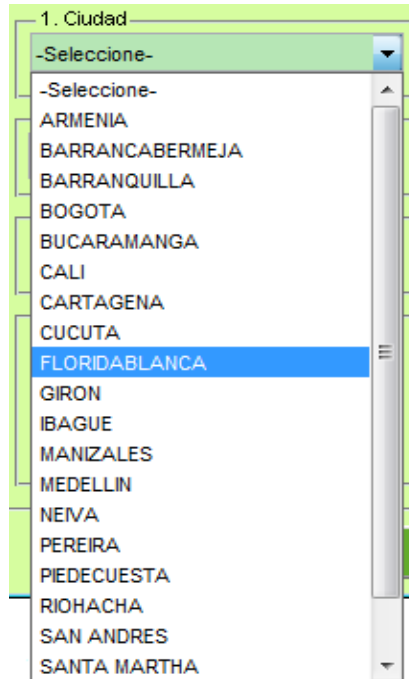
1. Ciudad donde está ubicado el local

Para la selección de la ciudad del lugar al cual se le realizará el estudio, la interfaz presenta un menú desplegable con las ciudades más importantes del país, ver figura 3.

2. Tipo de local

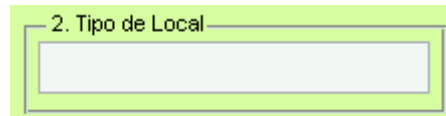
El usuario ingresa el tipo de local a acondicionar que se mostrará en el formulario de resultados como complemento de la información de los presentados hechos, ver figura 4.

Figura 3. Ciudad



Fuente: Los autores

Figura 4. Tipo de local

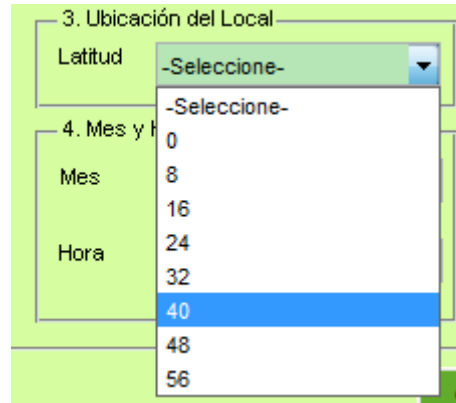


Fuente: Los autores

3. Ubicación

El software requiere para la obtención de los valores de carga de enfriamiento de sus bases de datos, la ubicación del local la cual se dará en función de su latitud. Para esto el programa presenta una lista con algunas latitudes, figura 5.

Figura 5. Latitudes



Fuente: Los autores

4. Mes y hora de diseño

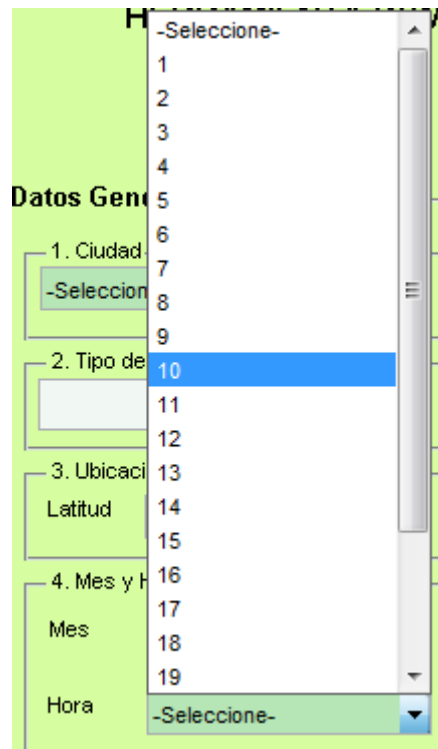
El programa solicita el mes y la hora de diseño para obtener los datos de los diferentes factores que se requieren para hallar los valores de la carga de enfriamiento por el método de CLTD.

Figura 6. Mes de diseño



Fuente: Los autores

Figura 7. Hora de diseño



Fuente: Los autores

5. Condiciones de diseño

Una vez seleccionados los datos de ciudad, mes y hora el programa tiene una base de datos donde automáticamente encontrará y presentará los datos de las condiciones ambientales exteriores del lugar.

El usuario debe ingresar los datos de temperatura y humedad de diseño, ver figura 8.

Una vez ingresados todos los datos en esta ventana el software permitirá continuar a la siguiente interfaz, de lo contrario enviará un mensaje de alerta informando que no ha ingresado o seleccionado un tópico requerido para el cálculo.

Figura 8. Condiciones ambientales

The image shows a software interface titled "5. Condiciones Ambientales". It is divided into two main sections: "5.1. Exteriores" and "5.2. Interiores".

5.1. Exteriores:

- Temperatura (°F): 87.8 (with a dropdown menu set to °F)
- Humedad Relativa (%): 75.1

5.2. Interiores:

- Temperatura (°F): 54 (with a dropdown menu set to °F)
- Humedad Relativa (%): 50

Fuente: Los autores

Proceso de diseño y selección

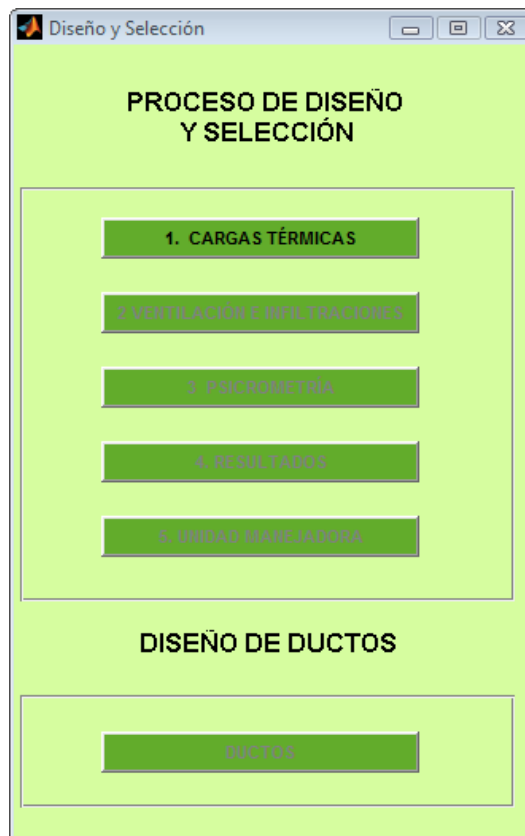
En esta interfaz el programa permite el acceso a cada uno de los módulos para el diseño del sistema. El primer botón es activado inmediatamente se muestra la interfaz, y una vez se usa, se abre el módulo correspondiente a cargas térmicas. Cada vez que se usa un botón y la respectiva interfaz que abre, se habilita el siguiente botón hasta completar el diseño

Las interfaces a las que se puede acceder son en su orden:

- Cargas térmicas
- Ventilación e infiltración
- Psicrometría

- Resultados
- Unidad manejadora
- Ductos

Figura 9. Proceso de diseño y selección



Fuente: los autores

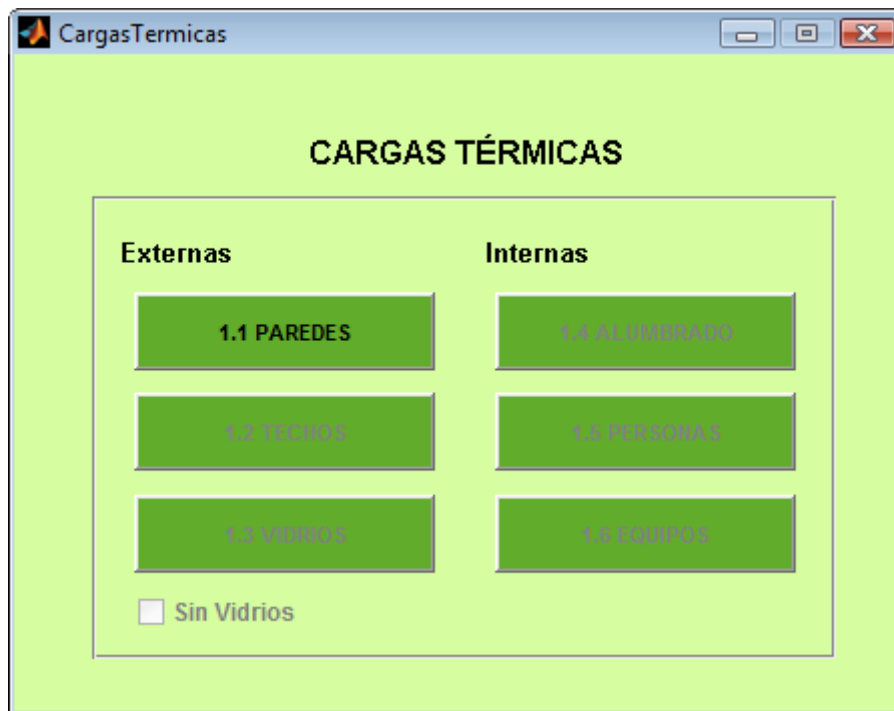
12 Cargas térmicas

Por medio de este formulario se puede ingresar a cada uno de los módulos para el cálculo de las cargas térmicas tanto internas como externas las cuales están ordenadas en dos columnas. La primera titulada cargas externas que permite la

obtención de la carga de enfriamiento debido a la ganancia de energía a través de paredes, vidrios y techo y la segunda denominada cargas internas en la cual se puede ingresar a los módulos de alumbrado, equipos y personas para el cálculo del aporte energético de cada uno de estos componentes.

Al igual que en el proceso de diseño y selección el software permite el acceso a cada uno de los módulos en forma secuencial empezando por el de paredes.

Figura 10. Cargas térmicas



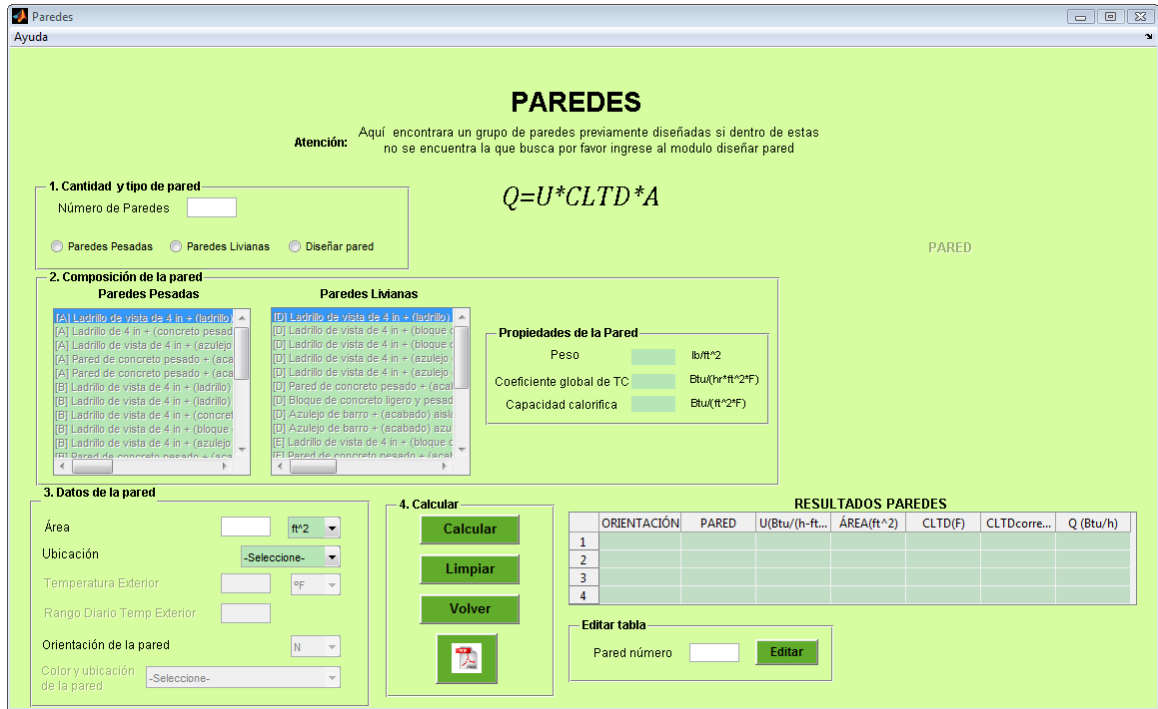
Fuente: los autores

12.1 Paredes

El módulo de paredes tiene la presentación que se puede observar en la figura 11.

Mediante este módulo se puede evaluar las cargas de enfriamiento por ganancias de calor hacia el interior del recinto a través de las paredes externas e internas.

Figura 11. Modulo de paredes



Fuente: Los autores

Para realizar lo anterior, el módulo cuenta con una buena cantidad de paredes que fueron clasificadas por la ASHRAE como livianas o pesadas de acuerdo a sus materiales constitutivos y a las propiedades térmicas de los mismos.

Para la estimación de dicha carga el módulo esta subdividido en 4 partes que facilitan el ingreso ordenado de los datos y se procede de la siguiente manera:

1. Cantidad y tipo de paredes

Se ingresa el número de paredes del recinto en estudio y seguidamente se selecciona el tipo de pared que se va a analizar. Para esto se tienen dos opciones que son: las paredes previamente diseñadas que se clasifican en livianas y pesadas, y aquellas paredes que no se encuentra dentro de esta gran variedad, las cuales se pueden diseñar de acuerdo a su composición.

Figura 12. Cantidad y tipo de pared



The image shows a software interface window titled "1. Cantidad y tipo de pared". Inside the window, there is a label "Número de Paredes" followed by a text input field containing the number "3". Below this, there are three radio button options: "Paredes Pesadas", "Paredes Livianas", and "Diseñar pared". All three radio buttons are currently unselected.

Fuente: Los autores

2. Composición de la pared

Si se seleccionan paredes pesadas o paredes livianas se habilitará un menú con la descripción de la composición de la pared dependiendo del tipo escogido, de esta manera se puede observar la composición de la pared del recinto en análisis. Hecho esto el programa muestra las propiedades de la misma con su respectiva imagen, ver figura 13.

Si dentro de estas dos clasificaciones de paredes no está una igual o similar a la del recinto de análisis se tiene la opción de diseñar la pared con materiales típicos de construcción en Colombia. El modo de uso de este módulo se presentará más adelante.

3. Datos de la pared

A continuación se seleccionan e ingresan los datos de la pared, si es sombreada o no, el color, ubicación y el área de la pared. Si esta es sombreada se deben ingresar además los datos de temperaturas exterior y su rango de variación.

La figura 14 ilustra el proceso descrito en el párrafo anterior.

- Área. Se ingresara el área de la pared a realizar el cálculo, se puede ingresar este valor en unidades internacionales o inglesas.

Figura 13. Selección de la pared

PAREDES

Atención: Aquí encontrara un grupo de paredes previamente diseñadas si dentro de estas no se encuentra la que busca por favor ingrese al modulo diseñar pared

$Q=U*CLTD*A$

1. Cantidad y tipo de pared
 Número de Paredes: 3
 Paredes Pesadas Paredes Livianas Diseñar pared

2. Composición de la pared

Paredes Pesadas

- [A] Ladrillo de vista de 4 in + (ladrillo)
- [A] Ladrillo de 4 in + (concreto pesad
- [A] Ladrillo de vista de 4 in + (azulejo
- [A] Pared de concreto pesado + (aca
- [A] Pared de concreto pesado + (aca
- [B] Ladrillo de vista de 4 in + (ladrillo)
- [B] Ladrillo de vista de 4 in + (concret
- [B] Ladrillo de vista de 4 in + (bloque
- [B] Ladrillo de vista de 4 in + (azulejo
- [B] Pared de concreto pesado + (anal

Paredes Livianas

- [D] Ladrillo de vista de 4 in + (ladrillo)
- [D] Ladrillo de vista de 4 in + (bloque c
- [D] Ladrillo de vista de 4 in + (bloque c
- [D] Ladrillo de vista de 4 in + (azulejo)
- [D] Ladrillo de vista de 4 in + (azulejo)
- [D] Pared de concreto pesado + (aca
- [D] Bloque de concreto ligero y pesad
- [D] Azulejo de barro + (acabado) aisl
- [D] Azulejo de barro + (acabado) azu
- [E] Ladrillo de vista de 4 in + (bloque c
- [F] Pared de concreto pesado + (anal

Propiedades de la Pared

- Peso: 71 lb/ft²
- Coeficiente global de TC: 0.261 Btu/(hr*ft²*F)
- Capacidad calorífica: 15.1 Btu/(ft²*F)

3. Datos de la pared

Área: ft²

Ubicación: -Selecione-

Temperatura Exterior: °F

Rango Diario Temp Exterior:

Orientación de la pared: N

Color y ubicación de la pared: -Selecione-

4. Calcular

Calcular
Limpiar
Volver

RESULTADOS PAREDES

	ORIENTACIÓN	PARED	U(Btu/(h-ft...	ÁREA(ft^2)	CLTD(F)	CLTDcorre...	Q (Btu/h)
1							
2							
3							
4							

Editar tabla

Pared número: Editar

Fuente: Los autores

Figura 14. Datos de la pared

3. Datos de la pared

Área ft²

Ubicación -Seleccione-

Temperatura Exterior °F

Rango Diario Temp Exterior

Orientación de la pared N

Color y ubicación de la pared -Seleccione-

Fuente: Los autores

Figura 15. Área de la pared

Área ft²

Fuente: Los autores

➤ Pared exterior o pared interior. En esta pestaña se establece si la pared está expuesta al sol o si pertenece al interior de la edificación y no recibe la radiación solar. A partir de esta selección se habilitan otros menús para el ingreso de los siguientes datos.

Figura 16. Ubicación de la pared

Ubicación -Seleccione-

Temperatura Exterior

Rango Diario Temp Exterior

-Seleccione-

Soleada

Particion

Fuente: Los autores

➤ Pared soleada. Si la pared está expuesta al sol se debe seleccionar la orientación y el color y ubicación.

Figura 17. Orientación, color y ubicación para pared soleada



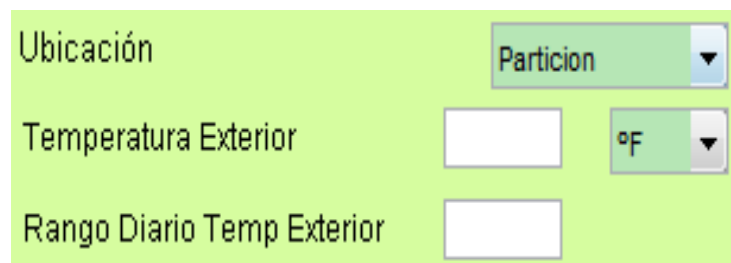
Orientación de la pared N ▼

Color y ubicación de la pared -Seleccione- ▼

Fuente: Los autores

- Pared sombreada. Si en el menú desplegable del panel de datos de la se escoge la opción partición, se desplegarán dos cajas de texto donde se deberán ingresar los datos de temperatura exterior y su valor de variación en el día.

Figura 18. Orientación, color y ubicación para pared sombreada



Ubicación Particion ▼

Temperatura Exterior °F ▼

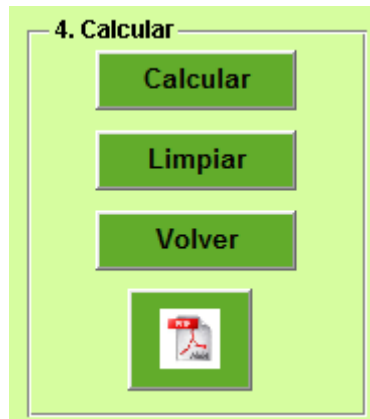
Rango Diario Temp Exterior

Fuente: Los autores

4. Calcular

En esta parte se muestran los diferentes posibilidades que se tienen con el módulo para el obtener información o borrar también la misma.

Figura 19. Calcular



Fuente: Los autores

- Calcular. Una vez ingresado y seleccionado los datos correctamente para la pared se procederá a darle la orden al software para que realice el cálculo de la carga, valor que se presenta en la tabla de resultados.
- Limpiar. Borra los datos de los valores calculados o seleccionados y limpia la interfaz.
- Volver. Retorna a la interfaz de cargas térmicas para continuar con el cálculo de la carga de enfriamiento.
- PDF. Presenta la información relacionada con la carga térmica por paredes y explica paso a paso los procesos que realiza el programa para arrojar los resultados adecuados.

5. Resultados

En esta sección se muestran los datos de cada una de las paredes que se seleccionaron o diseñaron así como la carga de enfriamiento debido al flujo de energía por la pared.

Figura 20. Resultados paredes

RESULTADOS PAREDES							
	ORIENTACIÓN	PARED	U(Btu/(h-ft...	AREA(ft^2)	CLTD(F)	CLTDcorre...	Q (Btu/h)
1	S-E	Soleada	0.1150	45	21	23.3000	120.5775
2	-	Particion	0.1595	34	9	20	108.4600
3	S-W	Soleada	0.1110	23	22	24.1300	61.6039

Fuente: Los autores

6. Si se ha completado el cálculo y se ha cometido un error con el ingreso de los datos en una de las paredes que se evaluó entonces el programa presenta la opción de editar la tabla para borrar los datos de este elemento e ingresar nuevamente datos de esta pared con los valores correctos.

Figura 21. Editar tabla

Editar tabla

Pared número

Fuente: Los autores

1.1.1 Diseñar pared

Si en el módulo de paredes no se encuentra la composición de la pared para la que se va a realizar el cálculo se puede ingresar las características de dicha pared en esta sección para la determinación de la carga a través de la misma.

En este módulo se podrá diseñar la pared con materiales de construcción utilizados en Colombia con el espesor requerido y en la cantidad deseada, y posteriormente se regresa al módulo de paredes para continuar con el ingreso de datos como se realiza para las paredes ya establecidas.

Figura 22. Ingreso del número de paredes



1. Cantidad y tipo de pared

Número de Paredes

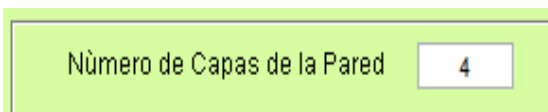
Paredes Pesadas Paredes Livianas Diseñar pared

Fuente: Los autores

El software despliega la interfaz mostrada en la figura 24.

- Numero de capas de la pared. Al iniciar el diseño se debe conocer el número de capas (materiales) por las que está compuesta la pared.

Figura 23. Número de capas de la pared



Número de Capas de la Pared

Fuente: Los autores

Figura 24. Módulo diseñar pared



Fuente: Los autores

Para el diseño de la pared se procede de la siguiente forma:

1. Tipo y espesor del material

Los materiales se encuentran clasificados por tipos dependiendo de su composición, sus características térmicas o su función en la construcción.

Una vez seleccionado el tipo de material, se habilita una lista donde se especifica la opción deseada. Además, en esta parte también el software solicita el espesor de la capa.

Figura 25. Tipo de material



Tipo de material

ESTRUCTURAL MADERAS AISLANTES FACHADA

Espesor del Material

Fuente: Los autores

2. Materiales

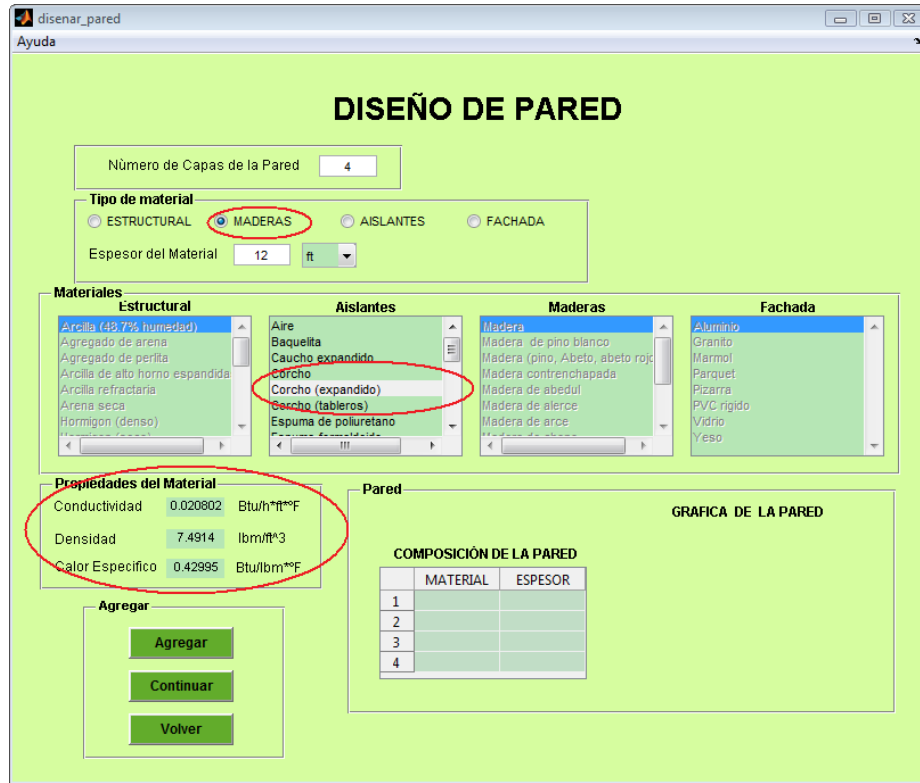
En la sección de materiales se puede seleccionar el material de acuerdo a la clase seleccionada. Hecho esto se muestra las propiedades térmicas del mismo, figura 26.

1. Agregar

En esta parte se presentan la opción de agregar continuar y volver que se explicaran a continuación, ver figura 26:

- Agregar. Seleccionado el material con el espesor adecuado se proseguirá a agregar el material para la composición de la pared, este material se mostrara en la tabla y grafica de composición de la pared
- Continuar. Luego de haber hecho la composición de la pared el software presenta un mensaje indicando que se debe presionar el botón continuar y seguir ingresando los datos en la interfaz de paredes para calcular la carga.
- Volver. Si no se quiere realizar la composición de la pared sino se decide por la selección de una de las previamente diseñadas el módulo paredes, figura 26.

Figura 26. Diseño de pared



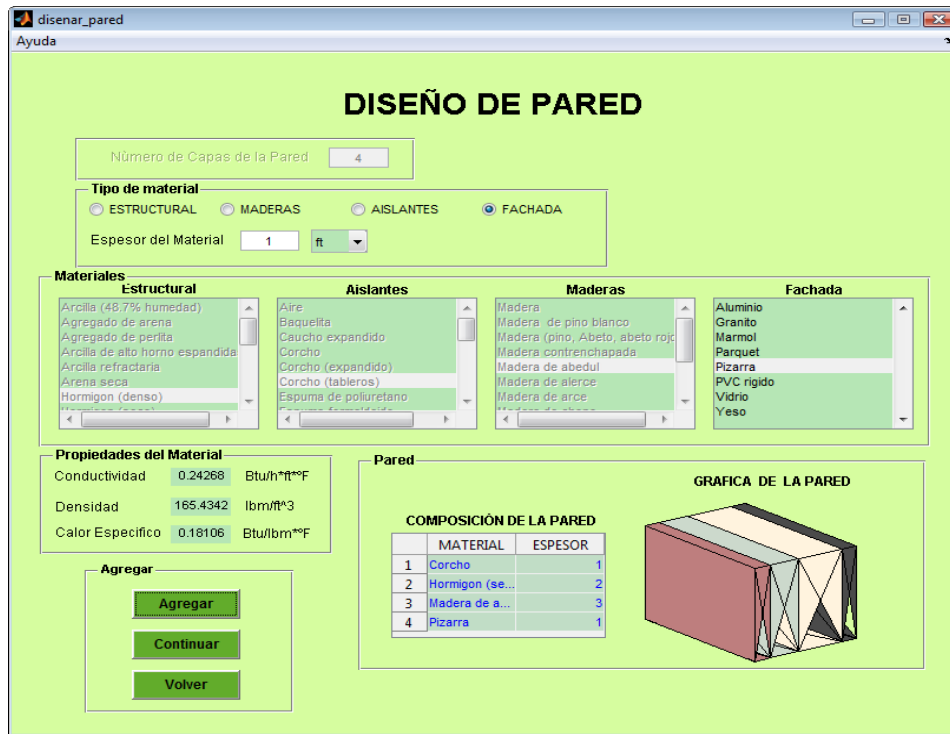
Fuente: Los autores

1.2 Módulo de Techos

En este módulo se puede seleccionar diferentes tipos de techos preestablecidos para los cuales se selecciona el tipo de techo mas congruente para el análisis. Para el cálculo de la carga térmica a través de los techos se debe ingresar el área, seleccionar el color, ubicación y si tiene cielorraso o no el techo. Este módulo tiene la presentación mostrada en la figura 28.

La interfaz de techos está constituida por 4 componentes los cuales son, ver figura 28:

Figura 27. Composición de la pared



Fuente: Los autores

1. Selección del techo

Es el primer paso para el cálculo de la carga por transferencia de calor vía techo, donde se muestra una serie de techos preestablecidos, que dependiendo de la composición tendrán una resistencia a la transferencia de calor y un retardo de la ganancia de la misma. Al seleccionar uno de estos se muestra en la interfaz una imagen del mismo, figura 29.

2. Datos del techo

Los datos requeridos además de la composición del techo para el cálculo de la carga de enfriamiento por el método CLTD son:

Figura 28. Interfaz para el módulo de techos.

TECHOS

$$Q=U*CLTD*A$$

1. Selección del techo
Composición del Techo
 Lámina de acero con 1 o 2 pulgadas de ai
 1 pulgada de madera con 1 pulgada de ais
 4 pulgadas de concreto ligero
 2 pulgadas de concreto pesado con 1 o 2
 1 pulgada de madera con 2 pulgadas de ai
 6 pulgadas de concreto ligero
 2.5 pulgadas de madera con 1 pulgada de
 8 pulgadas de concreto ligero
 4 pulgadas de concreto pesado con 1 o 2
 2.5 pulgadas de madera con 2 pulgadas de
 sistema de terrazas de techo
 6 pulgadas de concreto pesado con 1 o 2
 4 pulgadas de madera con 1 o 2 pulgadas

2. Datos del techo
 Área ft²
 Color y Ubicación
 Techo de color oscuro o iluminado en área industrial
 Techo de color claro área rural
 Cieloraso
 Techo con cielo raso
 Techo sin cielo raso

3. Calcular
 Calcular
 Limpiar
 Volver

4. Resultados
 Peso lb/ft²
 CLTD (°F)
 U (Btu/h*ft²*F)
 CLTDcorregido °F
 Q (Btu/h)

Fuente: Los autores

- Área. El área del techo puede ser ingresada en m² o ft².
- Color y ubicación del techo. Se presentan dos opciones para la selección del color y ubicación del techo, estas opciones están ligadas y clasificadas de forma general ya que por ejemplo el color está clasificado en claro y oscuro.
- Cielo raso. En esta sección el software le presenta al usuario la posibilidad de elegir si el techo tiene cielo raso o no.

Figura 29. Selección del tipo de techo



Fuente: Los autores

Si el techo de diseño del sistema de acondicionamiento de aire tiene cielo raso la interfaz despliega una opción para saber si tiene ventilación entre el cielo raso y el techo, si no tiene cielo raso el software no solicita mas información.

3. Calcular

Esta sección presenta cuatro botones que se expondrán seguidamente.

- Calcular. Luego de ingresar los datos, el usuario podrá calcular la carga térmica al oprimir el botón calcular.

Figura 30. Datos del techo

2. Datos del techo

Área ft² ▼

Color y Ubicación

Techo de color oscuro o iluminado en área industrial

Techo de color claro área rural

Cieloraso

Techo con cielo raso

Techo sin cielo raso

Ventilación entre el cieloraso y el techo

Fuente: Los autores

- Limpiar. Borra los datos de los valores calculados o seleccionados y limpia la interfaz.
- Volver. Retorna a la interfaz de cargas térmicas para continuar con el cálculo de la carga de enfriamiento.
- PDF. Presenta la información relacionada con la carga térmica por techos y explica paso a paso los procesos que realiza el programa para arrojar los resultados adecuados.

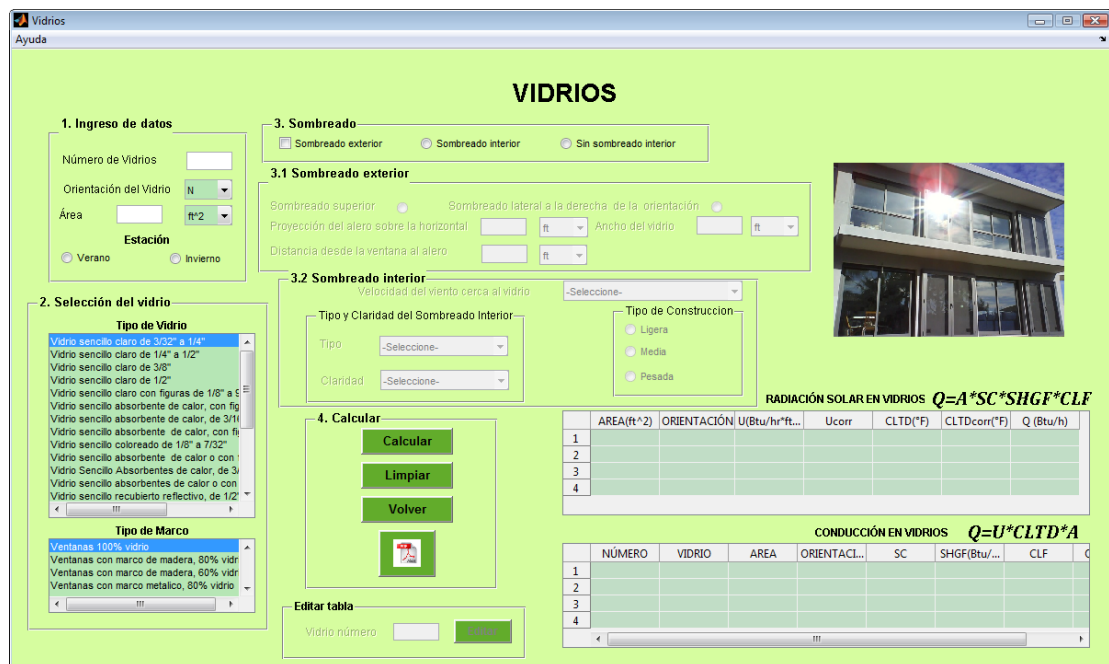
1.3 Módulo de vidrios

En este módulo se permite el cálculo de la carga de enfriamiento de un local debido a la transferencia de calor que se tiene en vidrios que hacen parte de la

cobertura del local y es sometido a la radiación del sol. Por este fenómeno se tiene dos tipos de cargas de enfriamiento, la de conducción y de la radiación.

Este módulo tiene en cuenta aspectos que afectan la carga de enfriamiento debido a la radiación como son el sombreado exterior e interior. Para el cálculo de esta carga el software presenta la interfaz mostrada en la siguiente figura.

Figura 31. Módulo de vidrios



Fuente: Los autores

El proceso a seguir para la obtención de la carga ganada por el recinto a través de los vidrios es:

1. Ingreso de datos

Como primer paso se tiene el ingreso de los datos generales de los vidrios los cuales son, ver figura 32:

- Número de vidrios. Se debe ingresar el número vidrios con los que cuenta el recinto para los cuales se quiere conocer la carga que se obtiene por medio de estos.
- Orientación. Se ha de seleccionar la orientación del vidrio debido a que esta influye en el calor de radiación sobre el vidrio a lo largo del día y es necesario para la obtención del factor de carga de enfriamiento.
- Área. Para el cálculo de la carga total a través del vidrio el programa solicita el área de la ganancia de energía.
- Estación. Debido a que la intensidad de la radiación solar es muy variable con la estación del año, se requiere la selección de la misma en el día en el que se está haciendo el cálculo.

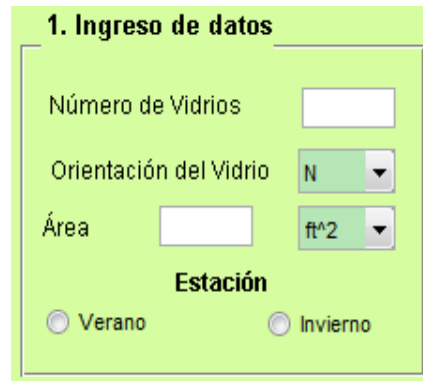
2. Selección del vidrio

En el módulo de vidrios se presenta una gran variedad vidrios y composiciones de vidrios para los cuales cambian los factores de máxima ganancia de calor por radiación así como el coeficiente global de transferencia de calor por conducción, igualmente se presentan tipos de marcos para los vidrios los cuales son de otro material que afectan el valor de la carga de enfriamiento, ver figura 33.

3. Sombreado

En esta parte el programa muestra la posibilidad de seleccionar el sombreado ya sea interno o externo, a lo cual, dependiendo de la opción seleccionada se habilitarán otros menús para ingresar los datos de estos sombreados.

Figura 32. Ingreso de datos para vidrio



1. Ingreso de datos

Número de Vidrios

Orientación del Vidrio N

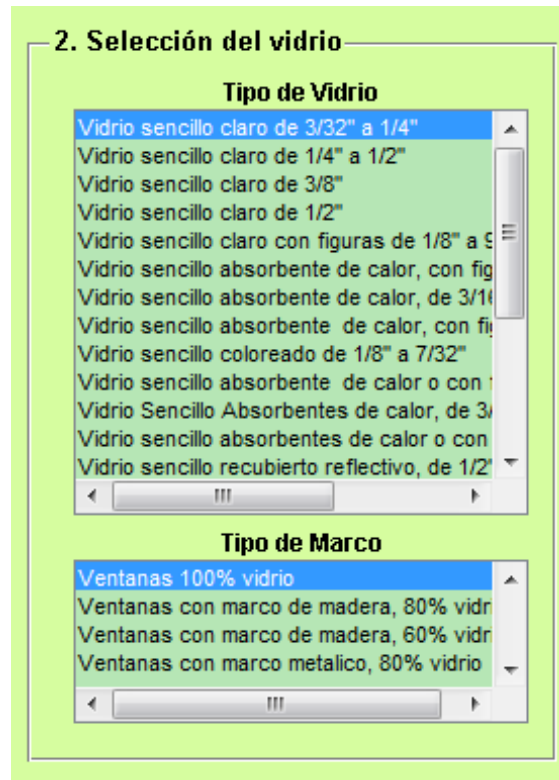
Área ft²

Estación

Verano Invierno

Fuente: Los autores

Figura 33. Selección del vidrio



2. Selección del vidrio

Tipo de Vidrio

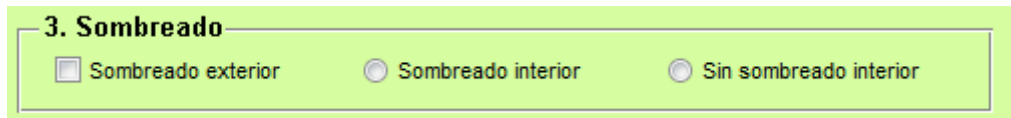
- Vidrio sencillo claro de 3/32" a 1/4"
- Vidrio sencillo claro de 1/4" a 1/2"
- Vidrio sencillo claro de 3/8"
- Vidrio sencillo claro de 1/2"
- Vidrio sencillo claro con figuras de 1/8" a 5/16"
- Vidrio sencillo absorbente de calor, con figuras de 1/8" a 5/16"
- Vidrio sencillo absorbente de calor, de 3/16" a 1/4"
- Vidrio sencillo absorbente de calor, con figuras de 1/8" a 5/16"
- Vidrio sencillo coloreado de 1/8" a 7/32"
- Vidrio sencillo absorbente de calor o con figuras de 1/8" a 5/16"
- Vidrio Sencillo Absorbentes de calor, de 3/16" a 1/4"
- Vidrio sencillo absorbentes de calor o con figuras de 1/8" a 5/16"
- Vidrio sencillo recubierto reflectivo, de 1/2"

Tipo de Marco

- Ventanas 100% vidrio
- Ventanas con marco de madera, 80% vidrio
- Ventanas con marco de madera, 60% vidrio
- Ventanas con marco metálico, 80% vidrio

Fuente: Los autores

Figura 34. Selección del tipo de sombreado



3. Sombreado

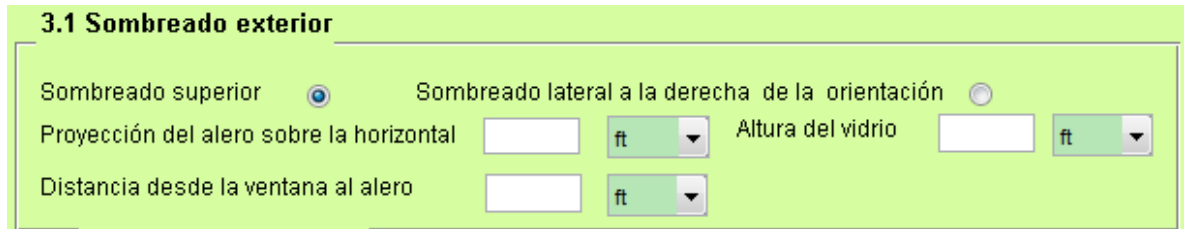
Sombreado exterior Sombreado interior Sin sombreado interior

Fuente: Los autores

3.1 Sombreado exterior

Si el vidrio tiene sombreado exterior se deben ingresar algunos datos geométricos que permiten hallar el coeficiente de sombra que se tiene en el vidrio para hallar el porcentaje del vidrio que se encuentra sombreado. Se tienen dos opciones sombreado lateral y sombreado superior, dependiendo de esta opción el software requiere unos datos para hallar este sombreado en el vidrio.

Figura 35. Sombreado exterior



3.1 Sombreado exterior

Sombreado superior Sombreado lateral a la derecha de la orientación

Proyección del alero sobre la horizontal ft Altura del vidrio ft

Distancia desde la ventana al alero ft

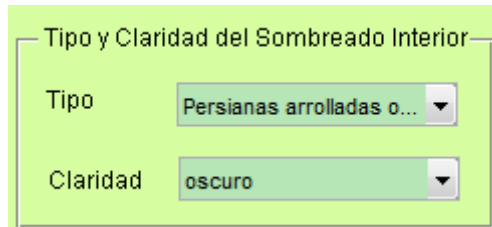
Fuente: Los autores

3.2 Sombreado interior

Además del sombreado exterior que existe sobre un vidrio, la carga de enfriamiento del local también se ve afectada por los tipos de cortinas, o si no se tiene este tipo de elementos, esta carga es muy afectada tanto por la velocidad del aire como por la construcción del recinto.

- Vidrio con sombreado interior. Si se tiene un vidrio con sombreado interior el programa permite la escogencia del tipo de persiana o cortina y la claridad que la misma genera en el local.

Figura 36. Tipo y claridad del sombreado interior

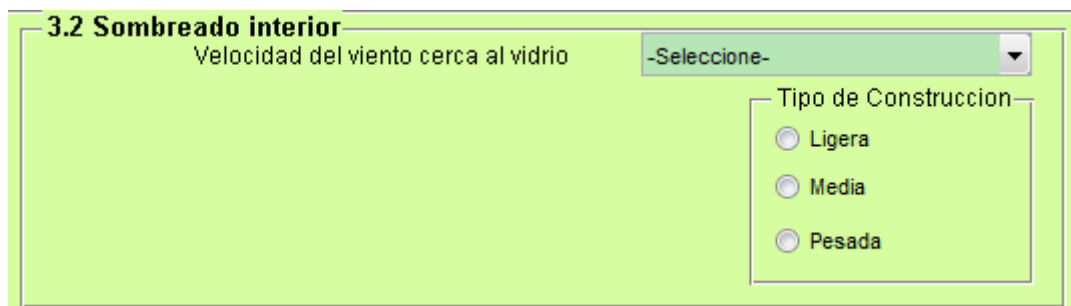


The screenshot shows a window titled "Tipo y Claridad del Sombreado Interior". It contains two dropdown menus. The first is labeled "Tipo" and has the selected value "Persianas arrolladas o...". The second is labeled "Claridad" and has the selected value "oscuro".

Fuente: Los autores

- Sin sombreado interior. En el caso de que no se tenga sombreado interior debido a algún elemento puesto sobre el vidrio el factor de ganancia de calor es función de la velocidad del viento y el tipo de construcción del local.

Figura 37. Sombreado interior



The screenshot shows a window titled "3.2 Sombreado interior". It contains a dropdown menu for "Velocidad del viento cerca al vidrio" with the selected value "-Seleccione-". Below it is a section titled "Tipo de Construccion" with three radio button options: "Ligera", "Media", and "Pesada".

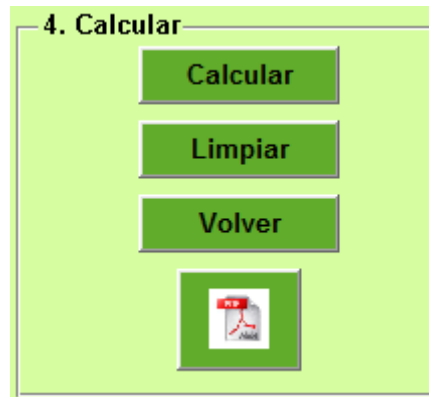
Fuente: Los autores

4. Calcular

Esta parte contiene los siguientes botones para ejecutar:

- Calcular. Luego de ingresados los datos del vidrio teniendo en cuenta todos los factores expuestos anteriormente. Se puede dar la orden al programa para que arroje los valores de la carga de enfriamiento.
- Limpiar. Si se quiere borrar los datos almacenados hasta el momento y limpiar la interfaz para empezar el cálculo desde cero se ejecuta el botón limpiar.
- Volver. Si ya se ha realizado el cálculo el usuario deberá presionar este botón para volver al módulo de cargas térmicas y seguir en el proceso.
- PDF. En este botón se presenta un documento con la explicación teórica del método de cálculo de la carga de enfriamiento para vidrios.

Figura 38. Calcular vidrios



Fuente: Los autores

- Resultados. En esta parte de la interfaz se presentan los resultados de los cálculos de la ganancia de calor por radiación y conducción por cada uno de los vidrios ingresados.

Figura 39. Ganancia de calor por radiación solar en vidrios

RADIACIÓN SOLAR EN VIDRIOS $Q=A*SC*SHGF*CLF$						
	AREA(ft^2)	HORIENTACION	SC	SHGF (Btu/hr*ft^2)	CLF	Q (Btu/h)
1	12 S		0.3900	40	0.0900	16.8480
2	34 S		0.9200	75	0.0800	187.6800
3	22 S		0.4500	75	0.0900	66.8250

Fuente: Los autores

Figura 40. Ganancia de calor por conducción en vidrios

CONDUCCIÓN EN VIDRIOS $Q=U*CLTD*A$							
	AREA(ft^2)	HORIENTACION	U(Btu/hr*ft^2*F)	Ucorr	CLTD(°F)	CLTDcorr(°F)	Q (Btu/h)
1	12 S		0.8300	0.6640	-2	49.4400	393.937
2	34 S		1.1200	1.0080	-2	49.4400	1.6944e+0
3	22 S		0.8300	0.6640	-2	49.4400	722.219

Fuente: Los autores

Si se ha completado el cálculo y se ha cometido un error en el ingreso de los datos en uno de los vidrios que se evaluó entonces el programa presenta la opción de editar la tabla para borrar los datos de este elemento e ingresar nuevamente los datos de este con los valores correctos.

Figura 41. Editar tabla de vidrios

Editar tabla

Pared número

Fuente: Los autores

1.4 Módulo de alumbrado

El módulo de alumbrado está dividido en 5 partes principales las cuales permiten ingresar, seleccionar, obtener y observar características, cantidades y/o resultados concernientes con el alumbrado y la carga térmica generada por éste como lo son el factor de carga de enfriamiento CLF, el factor de calor en uso F_s , el factor de balastro F_u , entre otros.

Las cinco partes principales del módulo de alumbrado, las cuales aparecen encerradas en círculos en la figura 42 son:

- Lámparas
- Uso
- Factores
- Calcular
- Resultados

Cada una de estas secciones contiene los elementos mediante los cuales el usuario ingresará y obtendrá los valores y las características del sistema de alumbrado del local que se está acondicionando y su aporte a la carga total del sistema.

Para determinar el calor que el alumbrado aporta al recinto, el cual es netamente sensible, se recomienda seguir los pasos que se presentan a continuación:

Figura 42. Interfaz para el módulo de alumbrado

Fuente: Los autores

1. Características, cantidad y potencia de las lámparas instaladas en el local.

En esta sección se introducen o seleccionan los datos correspondientes a las características del sistema de alumbrado del local a acondicionar.

- Tipo. Aquí se especifica la clase de iluminarias utilizadas: fluorescente (de balastro), incandescente (de resistencia) o ahorradoras. Esta elección determinará el factor de corrección para luces de balastro, el cual será 1.0 para luces de resistencia y un valor entre 0 y 1 para luces fluorescentes.

Figura 43. Sección para características de las lámparas

The image shows a configuration window titled "1. Lámparas" with a light green background. It contains five input fields:

- Tipo:** A dropdown menu with "Luces de Balast..." selected.
- Número de Portalámparas:** A text input field containing the number "1".
- Lámparas Por Portalámparas:** A dropdown menu with "1" selected.
- Potencia por Lámpara, q, (Watt):** A dropdown menu with "26" selected.
- Portalámparas en Uso:** A text input field containing the number "1".

Fuente: Los autores

Figura 44. Selección del tipo de lámparas

The image shows the same "1. Lámparas" configuration window, but with the "Tipo" dropdown menu open. The menu is expanded to show three options:

- Luces de Balastro (highlighted in blue)
- Luces de Resistencia
- Luces Ahorradoras

Fuente: Los autores

- **Número de portalámparas.** Es el número total de dispositivos donde se encuentran las lámparas, plafones en el caso de las luces de resistencia y balastos en el caso de las luces fluorescentes o en las ahorradoras.
- **Número de lámparas por portalámparas.** El software da la posibilidad de elegir este número dentro de las opciones más comunes del mercado: 1 o 2. Normalmente es 1 para luces de resistencia y 2 para luces fluorescentes.
- **Potencia por lámpara.** Es la potencia nominal de cada lámpara (Watt). El programa posibilita la selección de potencias desde 26 hasta 215 Watt para luces

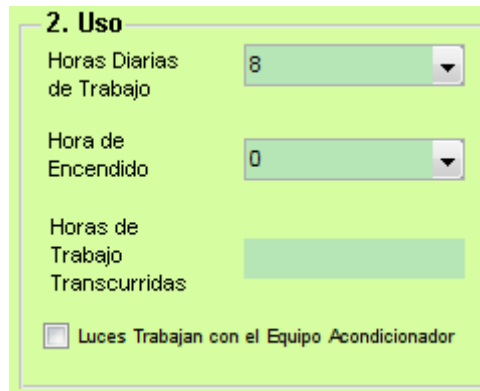
de resistencia y luces fluorescentes y desde 5 hasta 30 Watt para luces ahorradoras, cubriendo las más popularmente fabricadas.

➤ Número de portalámparas en uso. Es la cantidad de portalámparas que se están usando a la hora de diseño. Sirve para determinar la fracción de alumbrado que se está utilizando y debe ser menor o igual al número de portalámparas.

2. Definir el uso del alumbrado y del equipo acondicionador.

En esta sección el usuario introduce los datos relacionados con el uso del alumbrado del local y del acondicionador de aire con el fin de determinar los factores necesarios para el cálculo de la carga térmica por alumbrado.

Figura 45. Sección para ingreso de datos de uso del alumbrado



2. Uso

Horas Diarias de Trabajo: 8

Hora de Encendido: 0

Horas de Trabajo Transcurridas: [Empty]

Luces Trabajan con el Equipo Acondicionador

Fuente: Los autores

➤ Horas diarias de trabajo. Es la cantidad de horas durante las cuales se mantienen encendidas las luces durante el día. Este dato, junto con el número de horas de trabajo transcurridas, determina el valor del factor de carga de enfriamiento que el software busca en sus bases de datos al momento de realizar los cálculos correspondientes.

➤ Hora de encendido. Es sencillamente la hora a la cual se pone en funcionamiento el sistema de alumbrado del recinto. Esta lista desplegable muestra valores desde cero hasta veintitrés con incremento de 1. Cuando el usuario selecciona un valor de la lista, el programa calcula automáticamente el número de horas de trabajo transcurridas a partir del dato de hora de diseño ingresado en la interfaz de datos generales de diseño. Es indispensable usar este elemento ya que, de lo contrario, el programa no podrá realizar el cálculo del CLF para el diseño que se esté realizando.

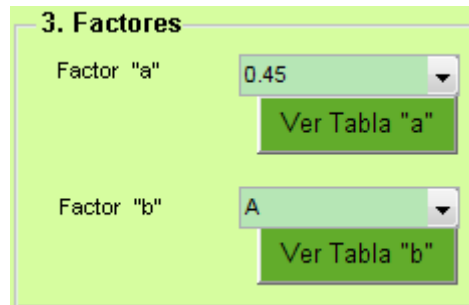
➤ Horas de trabajo transcurridas. Es el número de horas de uso del alumbrado hasta la hora de diseño seleccionada. Este valor se obtiene como se explicó en el párrafo anterior. Si no hay un valor calculado en este ítem, la carga térmica por alumbrado no podrá ser determinada.

Si el equipo de aire acondicionado trabaja conjuntamente con el alumbrado, es decir se enciende y apaga al mismo tiempo que el sistema de alumbrado, se resalta la opción *“Luces Trabajan con el Equipo Acondicionador”*, la cual deshabilitará los tres ítems anteriores y generará un CLF igual a 1.0.

3. Seleccionar los factores a y b para determinar, junto con los datos de uso, el CLF.

La selección de los factores a y b para alumbrado se puede realizar observando las tablas que el programa muestra al usar los botones correspondientes. Estos factores serán utilizados por el programa posteriormente para determinar factores relacionados con el calor generado por el alumbrado.

Figura 46. Sección para determinar los factores especiales para alumbrado



3. Factores

Factor "a" 0.45 Ver Tabla "a"

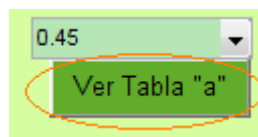
Factor "b" A Ver Tabla "b"

Fuente: Los Autores

➤ Factor "a". Este factor depende de la configuración del local, su piso y el tipo de ventilación del mismo. Para elegir la opción correcta se despliega la tabla de factores pulsando el siguiente botón:

Este factor depende de la configuración del local, su piso y el tipo de ventilación del mismo. Para elegir la opción correcta se despliega la tabla de factores pulsando el siguiente botón:

Figura 47. Determinación del factor "a" para luces



Fuente: Los Autores

La tabla que se despliega al pulsar el botón anterior se muestra en la figura siguiente.

Figura 48. Tabla para la selección del factor “a”

Tabla 4.2 "a" Clasificación Para Luces

Esta tabla está basada en locales con una cantidad promedio de mobiliario.

a	Lámparas y Dispositivos de Ventilación.
0.45	Luces empotradas que no estén ventiladas. Suministro de aire bajo - menos de 0,5 cfm por ft ² de superficie de suelo Difusores de suministro y retorno bajo techo.
0.55	Luces empotradas que no estén ventiladas. Rata de suministro de aire media a alta – más de 0.5 cfm por ft ² de superficie de suelo. Difusores de suministro y retorno bajo techo o a través del espacio de techo y rejilla
0.65	Lámparas ventiladas. Rata de suministro de aire media a alta – más de 0.5 cfm por ft ² de superficie de suelo. Suministro de aire a través de techo o pared pero los flujos de aire de retorno alrededor de las lámparas y a través del espacio del techo.
0.75	Suministro de aire a través de techo o pared pero los flujos de aire de retorno alrededor de las lámparas y a través del espacio del techo.

Fuente: "Cooling and Heating Load Calculation Manual".
American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

Fuente: Los autores

➤ Factor “b”. Para obtener este factor se sigue el mismo procedimiento del factor “a”. La tabla para selección se muestra en la figura 47.

1. Determinar la carga térmica debida al alumbrado

Los pasos anteriores preparan al software para obtener la carga térmica usando los datos seleccionados anteriormente. La cuarta sección del programa, aparte del

botón para realizar el cálculo, cuenta con tres botones más los cuales se muestran y explican a continuación.

Figura 49. Tabla para la selección del factor “a”

Tabla 4.3 "b" Clasificación Para Luces

Esta tabla está basada en un piso cubierto con alfombra y almohadilla de goma. Para piso cubierto con azulejo para piso, use la designación de letra de la siguiente fila de abajo con el mismo peso del piso.

Circulación del Aire en el Local y Tipo de Suministro y Retorno	Construcción del Piso y Peso del Piso en Libras por Pie Cuadrado de Área				
	2 in Piso de Madera 10 lb/ft ²	3 in Piso de Concreto 40 lb/ft ²	6 in Piso de Concreto 75 lb/ft ²	8 in Piso de Concreto 120 lb/ft ²	12 in Piso de Concreto 160 lb/ft ²
Baja tasa de ventilación – mínima requerida para manejar la carga de enfriamiento. Suministro a través de difusores de piso, pared o techo. Espacio de techo no ventilado.	B	B	C	D	D
Media tasa de ventilación. Suministro a través de difusores de piso, pared o techo. Espacio de techo no ventilado.	A	B	C	D	D
Alta circulación de aire en el local, inducido por la unidad de impulsión de aire primario o por el ventilador de la unidad enfriadora. Retorno a través del ciclorraso.	A	B	C	C	D
Muy alta circulación de aire usada para reducir los gradientes de temperatura en el local. Retorno a través del ciclorraso.	A	B	B	C	D

Fuente: "Cooling and Heating Load Calculation Manual".
American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

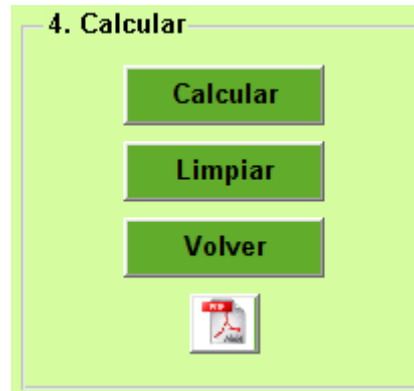
Fuente: Los autores

➤ **Calcular.** Una vez se han especificado todos los datos necesarios de en las secciones anteriores, el usuario puede determinar el calor generado por el alumbrado. Lo anterior se logra haciendo uso del botón calcular el cual mostrará el valor calculado al igual que los datos de los factores que ha extraído de sus bases de datos.

➤ **Limpiar.** Este botón colocará los valores que por defecto tiene la interfaz al momento de ser abierta.

- Volver. Una vez se han obtenido los valores que se quieren, el usuario puede continuar con el proceso de diseño pulsado el botón volver, lo que cerrará el módulo de alumbrado y retornará al módulo de cargas térmicas.

Figura 50. Sección para determinar la carga térmica y obtener información sobre el proceso.



Fuente: Los Autores

- PDF. Presenta la información relacionada con la carga térmica por alumbrado y explica paso a paso los procesos que realiza el programa para arrojar los resultados adecuados.

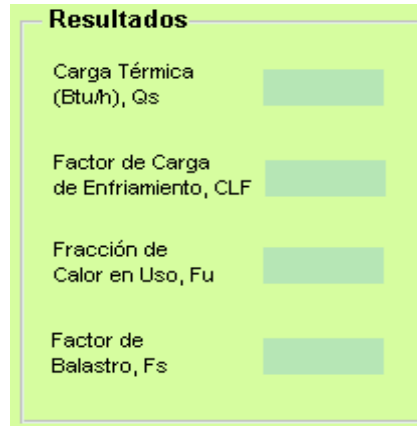
2. Resultados

En la sección de resultados se pueden observar los valores de los siguientes parámetros:

- Carga Térmica.
- Factor de carga de enfriamiento, CLF.
- Factor de calor en uso, Fu.

- Factor de Balastro, Fs.

Figura 51. Resultados arrojados por el módulo se alumbrado



Fuente: Los autores

1.5 Módulo de personas

En el presente módulo el usuario puede determinar las cargas térmicas sensible y latente que producen las personas que ocupan un local acondicionado.

Los factores que afectan esta producción de calor, como lo son el número de personas, la actividad realizada dentro del recinto por los ocupantes y la permanencia de los mismos pueden ser fácilmente ingresados al programa.

Una característica importante del Módulo de Personas es que en aquellos casos donde el diseñador no conoce el número de ocupantes que habitará el local, el usuario tendrá la posibilidad de obtener un valor aproximado de acuerdo a la actividad que se realizará en el local, basado en las recomendaciones que para tal fin provee el ANSI/ASHRAE STANDARD 62.1-2004.

La interfaz gráfica que el módulo de personas presenta al usuario la se muestra en la figura siguiente:

Figura 52. Interfaz del Módulo de Personas

Fuente: Los Autores

Se recomienda seguir la secuencia mostrada a continuación para usar el Módulo de Personas:

- 1 Determinar el número de personas dentro del recinto.

El primer paso en el uso del módulo de personas es la determinación del número de personas en el local.

Figura 53. Criterio para calcular el número de personas

1. Número de Personas

Conozco el Número de Personas No Conozco el Número de Personas

Fuente: Los Autores

- Conozco el número de personas

Esta opción se debe seleccionar cuando se tiene un alto grado de certeza con relación al número de personas que ocupan u ocuparán el local. Cuando se seleccione el criterio de número de personas conocido, el paso a seguir es digitar el número de personas discriminado entre hombres, mujeres y niños.

Figura 54. Número de personas conocido

NIÑOS

Niños

ADULTOS

Mujeres

Hombres

Fuente: Los Autores

- No conozco el número de personas. Si definitivamente no se puede hacer un estimativo del número de ocupantes del recinto, se toma el presente criterio y se continúa que se activa con esta opción.

Figura 55. Número de personas no conocido

Categoría	Centros Correccionales	▼
Espacio	Celda	▼
Densidad de Ocupantes # personas / 1000 ft2	25	
Área del Piso	1000	ft^2 ▼
Número de Personas	25	

Fuente: Los Autores

- Categoría y espacio. Engloba un conjunto de aplicaciones (espacios) relacionadas con ella. Por ejemplo, la categoría Centros Educativos contiene espacios como guarderías, salones, laboratorios, talleres, entre otros. El programa mostrará las densidades recomendadas al seleccionar una categoría o un espacio.
- Densidad de ocupantes. Una vez seleccionados la categoría y el espacio a acondicionar, el programa busca en sus bases de datos el número de ocupantes por cada mil pies cuadrados de área del piso del local y lo muestra automáticamente. Estas densidades son las recomendadas por ANSI/ASHRAE STANDARD 62.1-2004.
- Área del piso. Se ingresa el valor del área del piso del recinto en pies cuadrados para junto con la densidad determinada en el paso anterior, obtener el número de personas estimado para la aplicación.
- Número de personas. Es el resultado de todo el proceso anterior. Se obtiene multiplicando el área del piso por la densidad de ocupantes y es calculado por el programa.

2 Actividad realizada en el local por los ocupantes

Una vez se ha determinado el número de personas, se debe especificar el grado de actividad que estas personas realizarán en el local. El programa ofrece una lista de actividades típicas con su respectivo ejemplo.

Figura 56. Selección de la categoría y el espacio del recinto a acondicionar



The image shows a software window titled "2. Actividad". Inside the window, there is a label "Grado de Actividad" above a dropdown menu. The dropdown menu is open, showing the selected option "Sentado Descansando...". Below the dropdown menu, there is a label "Aplicación Típica" and the text "Teatro, Cine (Matinée)".

Fuente: Los autores

➤ Grado de actividad. El grado de actividad está relacionado con las labores o actos que realizan las personas dentro del espacio acondicionado y prefija un valor de generación de calor por individuo (ASHRAE. “*Handbook of Fundamentals. 2001, Cap. 29*”). Para cada grado de actividad que el usuario elija hay una aplicación típica y viceversa.

Por ejemplo, si el usuario selecciona como grado de actividad “*sentado, trabajo muy ligero o escribiendo*”, el programa da como resultado de aplicación típica “*Oficinas, Hoteles, Apartamentos*” y si el usuario selecciona la aplicación típica “*Oficinas, Hoteles, Apartamentos*”, el programa mostrará como grado de actividad “*sentado, trabajo muy ligero o escribiendo*”.

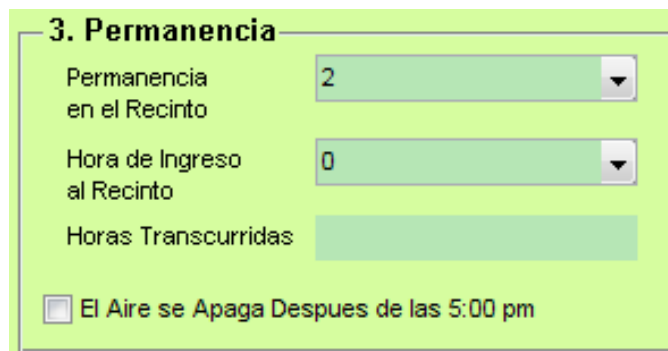
➤ Aplicación típica. Son ejemplos de tipos de locales para cada grado de actividad.

3 Permanencia de las personas en el recinto

Como la permanencia de las personas en el local influye en la ganancia térmica del local ya que afecta el almacenamiento de calor, el software permite seleccionar el número de horas que las personas permanecerán en el local y la hora de ingreso con lo cual se puede determinar el tiempo de estadía hasta la hora de diseño y el factor de carga de enfriamiento, CLF.

La figura siguiente muestra la sección de permanencia de los ocupantes en el local la cual permite la selección de las horas totales de permanencia y la hora de entrada de los ocupantes al recinto.

Figura 57. Sección para la permanencia de las personas en el recinto



3. Permanencia

Permanencia en el Recinto 2

Hora de Ingreso al Recinto 0

Horas Transcurridas

El Aire se Apaga Despues de las 5:00 pm

Fuente: Los autores

- Permanencia en el recinto. Es el número de horas que se proyectan para estancia de las personas. Por ejemplo si se cree que el local será usado desde las 8:00 hasta las 18:00 horas, entonces el número de horas de permanencia en el recinto será de 10 horas.
- Horas de ingreso al recinto. Es la hora a la cual las personas entran al local. La selección de una hora en particular genera automáticamente el valor del número de horas transcurridas.

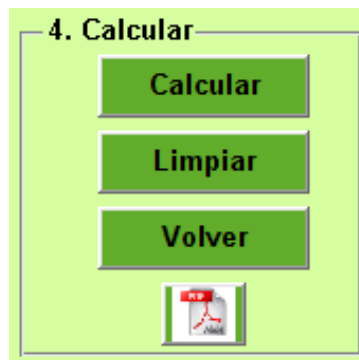
- Horas transcurridas. Es el número de horas que llevan los ocupantes a la hora de diseño seleccionada. Se calcula tan pronto como se selecciona la hora de ingreso al recinto.

El aire se apaga después de las 5:00 pm ó 17:00 horas. Si se cumple esta condición en el local estudiado, se selecciona esta opción la cual dará como resultado un factor de carga de enfriamiento, CLF, de 1.0 ya que el sistema deberá ser capaz de responder para una carga máxima debida a las personas sin el efecto de almacenamiento de calor.

4 Cálculos.

Cuando se han realizado los pasos anteriores, el usuario está listo para obtener los resultados que entrega el módulo de personas. La sección que permite realizar los cálculos correspondientes.

Figura 58. Sección de cálculos e información módulos de personas



Fuente: Los autores

- Calcular. Permite determinar las cargas térmicas sensibles y latentes debidas a los ocupantes del recinto estudiado. Estos valores junto con el del CLF y el calor total generado por las personas se muestran en la sección de resultados.

- Limpiar. Coloca los valores que por defecto trae la interfaz para las diferentes condiciones y criterios.
- Volver. Cierra el módulo de personas y retorna al módulo de cargas térmicas.
- PDF. Presenta la información relacionada con la carga térmica por personas y explica paso a paso los procesos que realiza el programa para arrojar los resultados adecuados así como un ejemplo de aplicación.

5 Resultados

Los resultados que entrega el módulo se presentan como se muestra a continuación.

Figura 59. Sección de resultados

Resultados	
Calor Sensible (Btu/h)	
Calor Latente (Btu/h)	
Factor de Carga de Enfriamiento, CLF	
Calor Total (Btu/h)	

Fuente: Los Autores

Calor sensible generado por las personas. Es la cantidad de calor aportado por los ocupantes que generará un cambio de temperatura en el aire.

Calor latente generado por las personas. Es la cantidad de calor aportado por los ocupantes que generará un cambio de humedad en el aire.

Factor de carga de enfriamiento (CLF). Factor para tener en cuenta el efecto de retardo en la ganancia de calor por el fenómeno de almacenamiento térmico.

Calor total generado por las personas. Es la suma de los calores latentes y sensibles debidos a los ocupantes.

1.6 Módulo de Equipos

El Módulo de Equipos no solamente facilita el cálculo de los calores aportados por los equipos y aplicaciones en un recinto sino que permite visualizar aquellos equipos listados en la norma ASHRAE, para los cuales se tienen valores de generación de calor sensible y latente preestablecidos. También permite adicionar equipos que no estén en la norma al igual que motores eléctricos con potencias nominales muy comunes en la industria. Además, se puede observar la lista de los elementos que se van añadiendo a la lista de equipos adicionados proporcionando un control en la determinación de la carga térmica.

La interfaz para el módulo de equipos se presenta en la figura 60.

Los pasos para usar el módulo de equipos son los siguientes:

1. Selección y adición de los equipo

La selección y adición de equipos en el módulo se realiza siguiendo estos pasos:

1.1 Escoger el tipo de equipo. Se selecciona dentro de las tres opciones disponibles: equipo listado en la norma, motores eléctricos y equipos no listados en la norma.

Figura 60. Interfaz del módulo de equipos.

Fuente: Los Autores

Figura 61. Selección del tipo de equipos

Fuente: Los Autores

Una vez seleccionado el equipo se activará la ventana correspondiente al tipo escogido donde se debe llenar la información correspondiente lo cual se explica a continuación.

1.1 Equipo listado. Si el equipo que se va a añadir está en la lista, el programa mostrará los calores sensible y latente que genera este equipo tan pronto como es seleccionado. La interfaz en la cual se definen los parámetros de los equipos listados se presenta en la figura 18.

Figura 62. Selección de equipo listado en la norma

Equipo Listado

Equipo: Electrodomésticos (Ac...
Aplicación: Eléctrico, Extractor O...
Extractor: Sin Extractor

Abrelatas
Asador (abierto), por libra de comida
Asador (presurizado), por libra de comida
Asador rotatorio pequeño, (300 hambu
Batidora (grande), por litro de capacidad

Calor Sensible (Btu/h): 580
Calor Latente (Btu/h): 0

Fuente: Los Autores

➤ **Equipo.** Es una lista desplegable que permite seleccionar un grupo general que contiene aparatos con características similares de aplicación. Algunos de estos grupos son, entre otros, electrodomésticos de cocina, equipo médico, equipo de laboratorio, etc.

➤ Aplicación. Una vez se escoge el grupo general, se procede a seleccionar la aplicación del mismo en aquellos casos en que se requiera.

- Electrodomésticos de cocina.
 - ✓ Eléctrico, requiere extractor
 - ✓ Eléctrico, extractor opcional
 - ✓ Gas, requiere extractor
 - ✓ Gas, extractor opcional
 - ✓ Vapor
- Equipo de cómputo típico.
 - ✓ Computadores
 - ✓ Monitores.
- Impresoras láser y fotocopiadoras:
 - ✓ Impresoras láser
 - ✓ Fotocopiadoras
- Equipos de oficina misceláneos.

- ✓ Equipo de procesamiento de correo
- ✓ Máquinas expendedoras

- ✓ Otros
 - Aplicaciones misceláneas.

- ✓ Eléctricas

- ✓ Aparatos a gas
 - Extractor. Esta opción se presenta para algunas aplicaciones y es complementaria a las mismas, como electrodomésticos de cocina, equipo de cómputo típico, para la cual se denomina plan de energía, impresoras láser y fotocopiadoras, donde se conoce como servicio.
 - Electrodomésticos de cocina: Extractor

- ✓ Sin Extractor

- ✓ Con Extractor
 - Equipo de cómputo típico: Plan de Energía
 - ✓ Normal
 - ✓ Modo ahorro de energía
 - Impresoras láser típicas y fotocopiadoras: Servicio

- ✓ Servicio continuo.
- ✓ 1 página por minuto
- ✓ En vacío

- Calores sensible y latente. Estos valores son presentados automáticamente por el programa, que los toma de sus bases de datos, de acuerdo a la selección del usuario y se dan en *Btu/h*.

1.2 Motores eléctricos. Esta opción permite añadir motores eléctricos que se pueden encontrar en las aplicaciones industriales más comunes. La sección de la interfaz que facilita la adición de estos motores se presenta en la figura 19.

- Ubicación del motor y la máquina que maneja. Es la posición relativa del motor y la máquina que maneja con respecto al local. Existen tres posibilidades:
 - Motor y máquina dentro del local
 - Motor fuera y máquina dentro del local
 - Motor dentro y máquina fuera del local

Figura 63. Selección de motores eléctricos

Motores Eléctricos

Motor y Máquina Dentro del Local (A)

Motor Fuera y Máquina Dentro del Local (B)

Motor Dentro y Máquina Fuera del Local (C)

Potencia Nominal del Motor (HP) 0.05

Tipo de Motor AC Abierto

Factor de Sobrecarga (FI) 1.4

Fuente: Los Autores

- **Potencia nominal del motor (HP).** Es la potencia que se especifica en la placa del motor. Se selecciona de la lista desplegable respectiva donde se encuentran disponibles potencias desde 0.05 hasta 250 HP en los valores más populares del mercado.

- **Tipo de motor.** Es una lista que permite seleccionar entre los tipos de motores eléctricos más comunes:
 - AC abierto

 - AC trifásico o DC

- **Factor de sobrecarga.** Depende del tipo de motor y la potencia nominal que consume. El programa lo muestra automáticamente.

1.3 Equipo no listado. Si el equipo que se quiere adicionar no es un motor eléctrico y no se encuentra dentro de los equipos listados, el software permite añadirlo. Las propiedades que se deben ingresar se muestran en la figura 62.

Figura 64. Selección de equipo no listado

Equipo No Listado	
Nombre	Otro
Tipo	Eléctrico o de Vapor, c...
Coeficiente para Calor Sensible, Cs	0.16
Coeficiente para Carga Latente, Cl	0.0
Calor Sensible (kW)	0.5
Calor Latente (kW)	0.2

Fuente: Los Autores

- Nombre (opcional). Es el nombre del equipo que se va a adicionar.
- Tipo. Es la clase de equipo y se selecciona de la lista desplegable junto al nombre.
 - Eléctrico o de vapor, con extractor
 - Gas, con extractor
 - Eléctrico o de vapor, sin extractor

- Gas, sin extractor
- Calores sensible y latente. Estos valores deben ser tomados de la placa del equipo o consultado con el fabricante del mismo. Se debe ingresar el dato en *Btu/h*.

2 Adicionar el equipo seleccionado. Cuando se ha seleccionado el equipo, se procede a agregarlo llenando los datos que se observan en la figura 63.

2.1.1.1 Horas operacionales. Es el número de horas de trabajo por día proyectadas para el equipo.

2.1.1.2 Hora de encendido. Es la hora a la cual se enciende el equipo. Cuando el usuario selecciona una hora de encendido, el programa calcula y muestra las horas transcurridas hasta la hora de diseño seleccionada.

Figura 65. Datos para adición de equipo

Adicionar Equipo

Horas Operacionales	2	Horas Trabajadas		Cantidad	1
Hora de Encendido	8	CLF	0.05	Adicionar	

Fuente: Los Autores

2.1.1.3 Horas trabajadas. Es el número de horas que lleva funcionando el equipo hasta la hora de diseño seleccionada. El programa calcula este valor automáticamente.

2.1.1.4 CLF. Factor de carga de enfriamiento del aparato. Depende de los dos ítems anteriores y el programa los selecciona y muestra automáticamente.

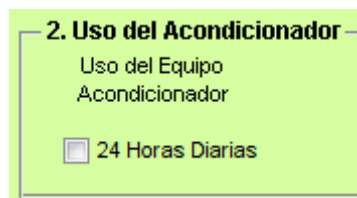
2.1.1.5 Cantidad. Es el número de equipos del tipo que se está introduciendo al programa.

2.1.1.6 Adicionar. Este botón permite añadir el equipo a la lista de elementos listados y suma sus respectivos calores sensible y latente a los correspondientes indicados en la sección de resultados.

3 Uso del equipo acondicionador.

Esta opción se debe usar cuando el equipo de acondicionamiento de aire se usa durante las 24 horas del día. Esta opción se ilustra en la figura 64.

Figura 66. Chequeo del uso del equipo acondicionador de aire



Fuente: Los Autores

4 Cálculos

Cuando se hayan seleccionado y agregado todos los equipos correspondientes, se procede a calcular la carga térmica total aportada por los equipos usando el botón calcular que sumará los valores de los calores sensible y latente totales. Se debe usar este botón ya que de lo contrario no se almacenarán los datos correspondientes

En esta sección se puede igualmente observar información sobre el proceso de cálculo y limpiar la interfaz. La figura 23 muestra la sección correspondiente a esta parte del módulo.

Los botones que se presentan en esta sección son los siguientes:

- **Calcular.** Una vez añadidos todos los equipos a la lista de equipos adicionados, se procede a calcular el calor total generado por los equipos. Este calor es simplemente la suma de los calores sensibles y latentes totales. El botón calcular realiza esta tarea y debe ser ejecutado antes de salir del Módulo de equipos.
- **Limpiar.** Coloca los valores prefijados para el módulo. Este botón borrará todos los elementos que se han adicionado a la lista así como los calores sensible, latente y total que se hayan calculado.
- **Volver.** Este botón cierra el Módulo de Equipos y retorna al módulo de cargas térmicas.
- **PDF.** Presenta la información relacionada con la carga térmica debida a equipos y explica paso a paso los procesos que realiza el programa para arrojar los resultados adecuados así como un ejemplo de aplicación.

Figura 67. Sección de cálculos e información para el módulo de equipos.

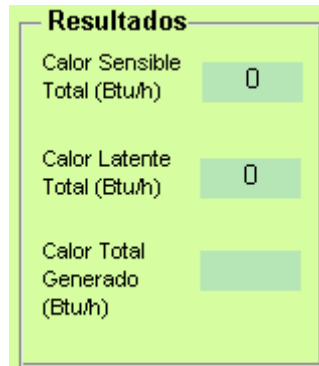


Fuente: Los Autores

5 Resultados

Los resultados que arroja el módulo de equipos se muestran en la figura 66.

Figura 68. Resultados dados por el módulo de equipos



Fuente: Los Autores

- Calor sensible total. Es la suma de todos y cada uno de los calores sensibles aportados por todos los equipos en el recinto. Este valor va cambiando a medida que se van añadiendo equipos. Tiene unidades de *Btu/h*.
- Calor latente total. Es la suma de todos y cada uno de los calores latentes aportados por todos los equipos en el recinto. Este valor va cambiando a medida que se van añadiendo equipos. Tiene unidades de *Btu/h*.
- Calor total generado. Es la suma de los dos calores anteriores y se obtiene al usar el botón calcular de la sección “Cálculos”. El usuario debe cerciorarse de que este valor ha sido calculado antes de salir del Módulo de Equipos.

13 Módulo de ventilación e infiltración

En el módulo de ventilación se puede determinar la cantidad de aire exterior mínima requerida en un recinto de acuerdo a la cantidad de personas que lo ocupen o al área del piso del local basado en las recomendaciones dadas en ANSI/ASHRAE STANDARD 62.1-2004.

Igualmente permite calcular la carga que el aire exterior le impone al equipo de aire acondicionado y establecer el valor del caudal de infiltraciones con su respectivo aporte calórico mediante el método del número de cambios de aire por hora (ACH) y las condiciones ambientales exteriores e interiores establecidas. La presentación de este módulo se puede observar en la figura 58.

Los pasos para usar el módulo de equipos son los siguientes:

1. Ventilación.

Se debe escoger un criterio para poder determinar la cantidad de aire exterior mínima que debe ser ingresado al local que se esté acondicionando. Posteriormente se determina la aplicación del local, es decir el fin para el cual se va a destinar el local y si es el caso, se ingresa un valor para el incremento de la rata de aire exterior.

Esta parte del módulo no determina la cantidad total de aire exterior que debe ingresar al local sino que permite fijar los criterios para tal fin.

➤ Criterio. Los criterios para determinar la ventilación mínima requerida son el número de personas en el recinto o el área del piso del local en ft^2 . La elección de un criterio para una determinada aplicación hará que el programa muestre una

rata de ventilación mínima en cfm por persona si el criterio escogido es el número de personas y, cfm por ft², si el criterio seleccionado es el área del recinto.

Figura 69. Interfaz para el módulo de ventilación e infiltración

MÓDULO DE VENTILACIÓN E INFILTRACIÓN

$Q_s = 1.10 \cdot DT \cdot CFM$ $Q_i = 4840 \cdot DW \cdot CFM$

Ambiente

Exterior		Interior	
Temperatura bs. (F)	Humedad Absoluta (lb/lb)	Temperatura bs. (F)	Humedad Absoluta (lb/lb)
73.04	0.0157755	71	0.00916842

1. Ventilación

1.1 Criterio

Número de Personas: 0

Área del Piso del Recinto: 1000 ft²

1.2 Aplicación

Categoría: Centros Correccionales

Espacio: Celda

Rata de Ventilación Mínima (CFM / Persona): 5

Porcentaje de Incremento (%): 0

2. Infiltración y Extracción

Recinto: Volumen del Recinto: 100 ft³

2.1 Infiltración

Ventanas y puertas exteriores sin sello especial

Ventanas y puertas exteriores con sello especial

Cuartos con ventanas ... ACH (0-2): 0.017

2.2 Extracción

Aplicación del local: Almacenamiento de Ali... ACH: 10

3. Calcular

Calcular

Limpiar

Volver

Resultados

Caudales	Calores
Ventilación (cfm)	Calor Sensible Total (Btu/h)
Infiltración (cfm)	Calor Latente Total (Btu/h)
Extracción (cfm)	Carga Térmica Total (Btu/h)
Ventilación e Infiltración (cfm)	

Fuente: Los autores

➤ **Aplicación.** Las aplicaciones son básicamente el uso que se le va a dar al local. Primero se debe seleccionar la categoría que agrupa unos espacios con características comunes y posteriormente se escoge un espacio, que es una aplicación más específica de la categoría seleccionada. Se debe tener en cuenta que para algunas aplicaciones específicas sólo existe un criterio disponible y, por tanto, si para el criterio que se ha seleccionado no hay una rata de ventilación

mínima, el valor que mostrará el programa es 0 y presentará el siguiente mensaje mostrado en la figura 69.

Figura 70. Sección para determinación de la ventilación

1. Ventilación

1.1 Criterio

Número de Personas

Área del Piso del Recinto

1.2 Aplicación

Categoría

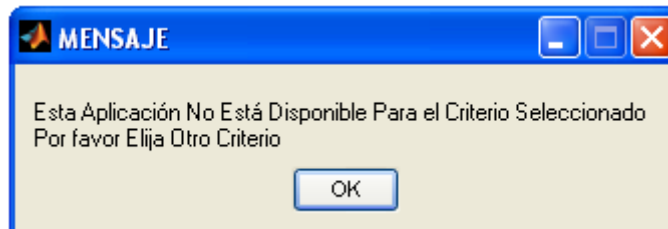
Espacio

Rata de Ventilación Mínima (CFM / Persona)

Porcentaje de Incremento (%)

Fuente: Los autores

Figura 71. Mensaje de no existencia de criterio de ventilación



Fuente: Los autores

En este caso se procede simplemente a cambiar el criterio y colocar los valores correspondientes.

➤ Rata de ventilación mínima. Es la cantidad de aire exterior mínima recomendada por el ANSI/ASHRAE STANDARD 62.1-2004. Esta cantidad

aparecerá, de acuerdo con el criterio para ventilación seleccionado, como cfm/persona o cfm/ft² y depende de la aplicación del local.

➤ Porcentaje de incremento. Si el diseñador considera que se debe suministrar una cantidad de aire mayor a la mínima recomendada, puede hacerlo digitando el porcentaje en el cual se quiere incrementar el flujo de aire. Por ejemplo, si se quiere doblar la cantidad de aire exterior, entonces se digita 100 en la casilla correspondiente, es decir se aumenta el suministro de aire exterior en un 100% de la rata mínima recomendada.

2. Infiltración

La sección de infiltraciones utiliza el método del número de cambios de aire por hora (ACH) para determinar el caudal de infiltración. Los datos que se deben ingresar y seleccionar son el volumen del recinto y el número de cambios de aire por hora respectivamente. Los números de cambios de aire por hora se muestran automáticamente al seleccionar el tipo de recinto que en este caso hace referencia a la cantidad de puertas y ventanas y a la calidad del sellado de las mismas.

Igualmente, en la sección de infiltración se dispone de un panel para calcular el caudal de extracción de aire viciado que se también se calcula mediante el método del ACH pero con valores muy diferentes para el mismo.

La sección de infiltración se presenta en la interfaz como se muestra en la figura 70.

➤ Volumen del recinto. Como su nombre lo indica, es la capacidad del recinto en ft³ o en m³.

Figura 72. Sección de infiltraciones

2. Infiltración y Extracción

Recinto

Volumen del Recinto

100 ft³

2.1 Infiltración

Ventanas y puertas exteriores sin sello especial

Ventanas y puertas exteriores con sello especial

Cuartos con ventanas ... ACH (0-2) 0.017

2.2 Extracción

Aplicación del local Almacenamiento de Ali...

ACH 10

Fuente: Los autores

➤ Ventanas y puertas. En esta sección se debe seleccionar el tipo de sello de las puertas y ventanas exteriores y posteriormente se selecciona el tipo de cuarto en la lista desplegable adjunta. Este proceso fija un valor de ACH para la infiltración.

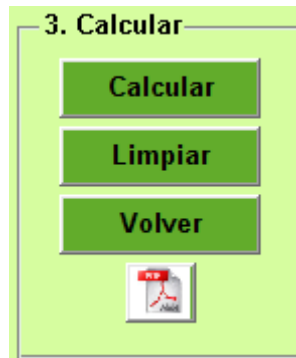
➤ Extracción. En esta sección se escoge la aplicación del local y esto determina un valor para el ACH para extracción.

3. Cálculos

➤ Calcular. Permite determinar los caudales y las cargas térmicas debidas a la ventilación y a la infiltración.

➤ Limpiar. Coloca los valores que por defecto trae la interfaz para las diferentes condiciones y criterios.

Figura 73. Sección de cálculo para el módulo de ventilación e infiltración



Fuente: Los Autores

- **Volver.** Cierra la interfaz de ventilación e infiltración y vuelve a la interfaz de diseño y selección.
- **PDF.** Presenta la información relacionada con la carga térmica por ventilación e infiltración y explica paso a paso los procesos que realiza el programa para arrojar los resultados adecuados así como un ejemplo de aplicación.

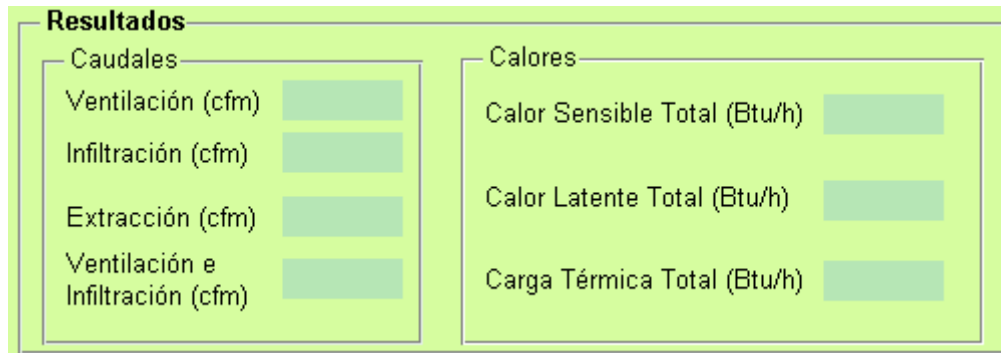
4. Resultados

En la sección de cálculos del módulo de ventilación se determinan los siguientes parámetros:

Ventilación. Es el flujo volumétrico de aire exterior que debe ingresar al local que se está acondicionado. Tiene unidades de pies cúbicos por minuto (cfm).

Infiltración. Es el flujo de aire exterior no deseado que entra al recinto por fallas en la hermeticidad. Tiene unidades de pies cúbicos por minuto (cfm).

Figura 74. Sección de resultados



Fuente: Los Autores

Extracción. Es el flujo de aire viciado que debe ser expulsado del local. Tiene unidades de pies cúbicos por minuto (cfm).

Calor sensible total. Es el calor sensible aportado por la ventilación y la infiltración.

Calor latente total. Es el calor latente aportado por la ventilación y la infiltración.

Calor sensible total. Es la suma de los calores sensible y latente causados por la ventilación y la infiltración.

14 Módulo de psicrometría

El Módulo de Psicrometría permite al usuario determinar la cantidad de aire que se debe impulsar a un local que se esté acondicionando de acuerdo a las cargas sensibles y latentes del cuarto y del aire exterior e igualmente muestra el proceso psicrométrico que se lleva a cabo con sus respectivos valores de temperatura y humedad para los puntos más representativos.

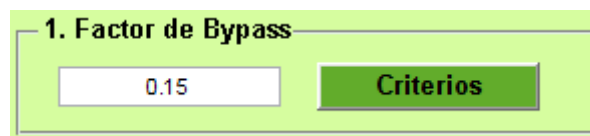
Los valores para las cargas térmicas que se deben vencer, así como el caudal de aire exterior y las condiciones medioambientales, humedad absoluta y temperatura, interiores y exteriores del proyecto son actualizados automáticamente al abrirse el módulo y son tomados del proceso de diseño seguido en el programa. Sin embargo, se puede hacer un análisis psicrométrico independiente mediante el uso del botón personalizar ubicado en la parte inferior izquierda de la interfaz.

Los pasos para usar el módulo de psicrometría son los siguientes:

1. Factor de bypass

El primer paso es fijar un valor de bypass para el proceso. El usuario puede ver los criterios para el bypass en el botón de la sección dispuesto para ello.

Figura 75. Ingreso del valor del factor de bypass

The image shows a software interface for setting the bypass factor. It features a light green background with a title '1. Factor de Bypass' at the top. Below the title, there is a white text input field containing the value '0.15'. To the right of the input field is a green button with the text 'Criterios' in white.

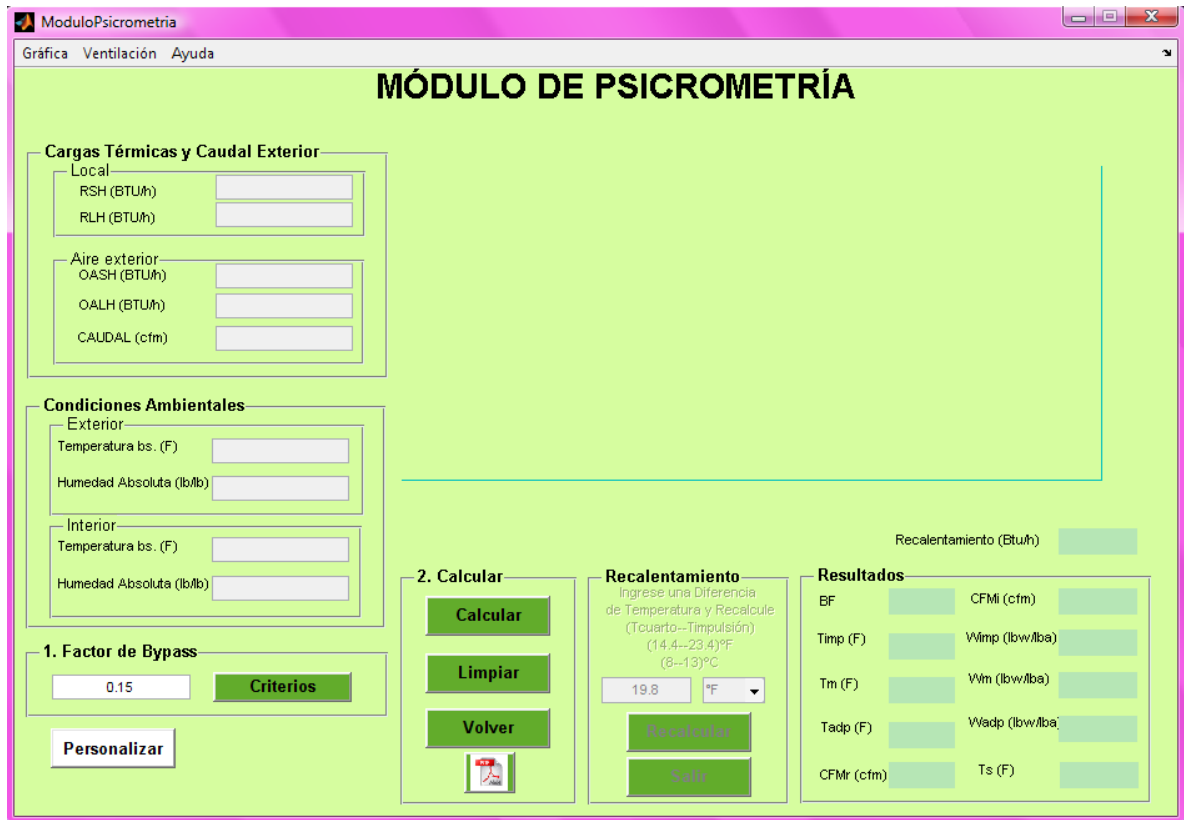
Fuente: Los Autores

2. Cálculos

Una vez se ha fijado el valor del factor de bypass, se procede a realizar el proceso psicrométrico. Para esto, simplemente hacemos uso del botón calcular de la segunda sección del módulo.

El ejercicio anterior puede arrojar una de las dos posibilidades siguientes:

Figura 76. Interfaz para el módulo de psicrometría



Fuente: Los autores

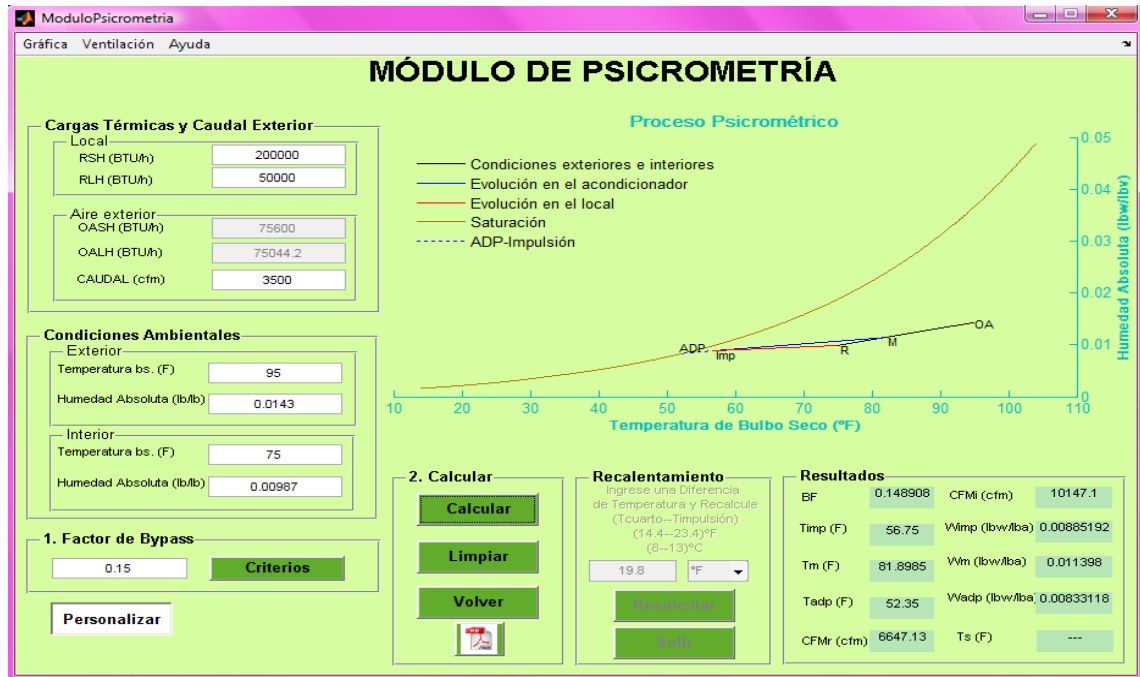
Figura 77. Sección de cálculos e información



Fuente: Los autores

- Muestra del proceso psicrométrico con sus respectivos valores principales. Si el proceso es posible para los datos ingresados, el programa mostrará los valores calculados en la sección de resultados y trazará la gráfica correspondiente ver figura a continuación.

Figura 78. Proceso psicrométrico trazado

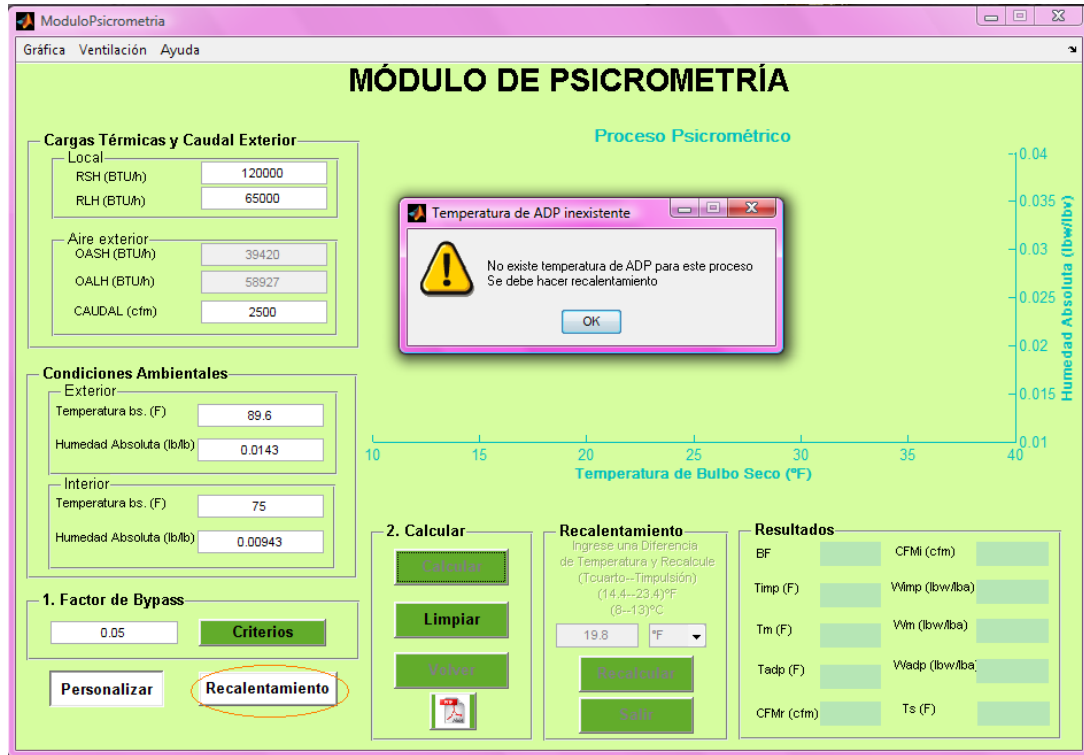


Fuente: Los autores

- Proceso de recalentamiento. Si no es posible trazar el proceso psicrométrico simple para los datos ingresados al módulo, este muestra un mensaje explicando por qué y habilita el botón de recalentamiento ubicado en la parte inferior izquierda de la interfaz.
- Cuando se debe hacer recalentamiento, se pulsa el botón resaltado en la figura anterior, el cual habilita la sección de recalentamiento. En la sección de

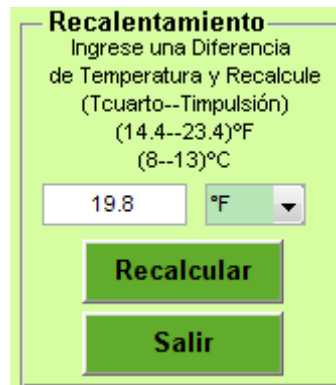
recalentamiento se debe ingresar un diferencial de temperatura entre el cuarto y la impulsión para posteriormente pulsar el botón para recalcul.

Figura 79. Mensaje y botón para recalentamiento



Fuente: Los autores

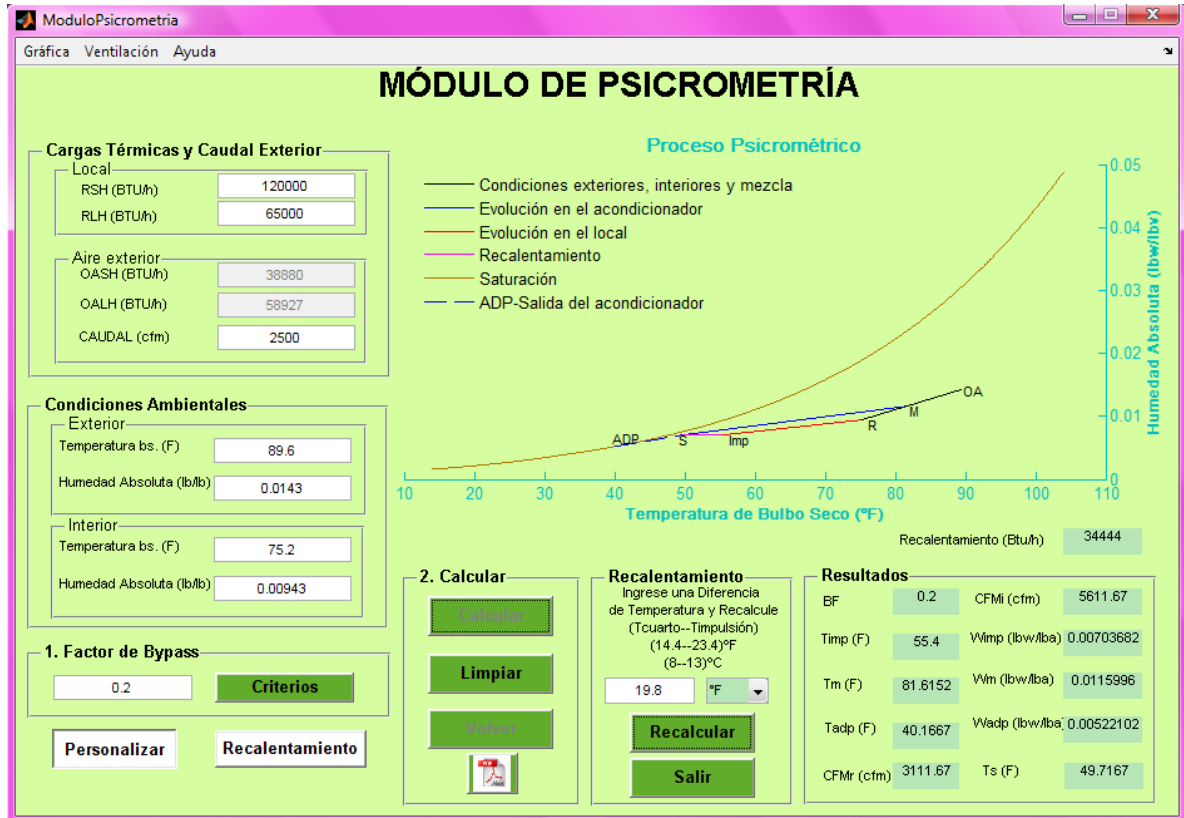
Figura 80. Sección para el proceso de recalentamiento



Fuente: Los Autores

Al usar el botón recalcular y si el proceso es posible de realizar, el programa traza la gráfica correspondiente y muéstralos valores de los cálculos.

Figura 81. Proceso psicrométrico con recalentamiento trazado en el módulo



Fuente: Los autores

1. Resultados

Los resultados que entrega el módulo de psicrometría se muestran en la figura mostrada a continuación.

Esta sección es idéntica para los casos con y sin recalentamiento exceptuando la temperatura de salida del evaporador T_s y el recalentamiento que es el calor que se debe añadir en el caso de recalentamiento.

Figura 82. Resultados mostrados por el módulo de psicrometría para el caso de recalentamiento

Recalentamiento (Btu/h)		36510	
Resultados			
BF	0.15	CFMi (cfm)	5611.67
Timp (F)	55.4	Wimp (lbw/lba)	0.00703682
Tm (F)	81.6152	Wm (lbw/lba)	0.0115996
Tadp (F)	42.6759	Wadp (lbw/lba)	0.00575508
CFMr (cfm)	3111.67	Ts (F)	49.3759

Fuente: Los autores

BF. Es el factor de bypass que calcula el programa en sus procesos iterativos

Timp. Es la temperatura seca del aire de impulsión.

Tm. Es la temperatura del aire de mezcla

Tadp. Es la temperatura de adp del evaporador.

CFMr. Es el caudal de aire de retorno del local

CFMi. Es la cantidad de aire que se debe impulsar al local.

Wimp. Es la humedad absoluta del aire de impulsión.

Wm. Es la humedad absoluta del aire de mezcla.

Wadp. Humedad absoluta del punto de adp del equipo acondicionador.

Ts. Temperatura de salida del equipo acondicionador. Aplica solamente para el proceso de recalentamiento.

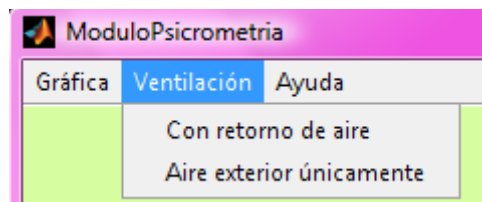
Recalentamiento. Es la cantidad de calor que se debe agregar al aire a la salida del equipo acondicionador.

2. Tipo de ventilación

Teniendo en cuenta que en algunas aplicaciones particulares no se permite retornar aire del local, es decir, el aire de impulsión debe estar constituido exclusivamente por aire exterior, el módulo de psicrometría cuenta con la capacidad de calcular el proceso requerido a partir de aire exterior exclusivamente.

Para utilizar la opción anterior, el usuario debe dirigirse a la parte superior de la interfaz y en el menú seleccionar la pestaña titulada ventilación, la cual le ofrece las dos posibilidades de ventilación.

Figura 83. Opciones de ventilación ofrecidas por el módulo de psicrometría



Fuente: Los autores

El módulo de psicrometría trae por defecto la opción de ventilación con aire de retorno, por lo que el usuario debe especificar el tipo de ventilación antes de realizar cualquier cálculo cuando se quiere trabajar con aire exterior únicamente.

15 Módulo de Resultados

Esta interfaz presenta una tabla de resultados de las carga de enfriamiento, indicando la hora y el mes de diseño, las condiciones ambientales y algunos factores de carga como el número de personas y el área del mismo.

En la tabla de resultados se muestra un resumen con cada uno de los componentes de cargas externas así como el valor de cada uno de los módulos de las cargas internas, infiltración y ventilación, todos estos discriminados dependiendo del tipo de calor que aporten sensible o latente y la carga total en el recinto. Desde esta interfaz se puede ingresar al módulo de perfiles de carga donde se muestra el aporte energético de cada uno de los factores hora-hora para el día de diseño.

15.1 Perfiles de carga

En esta interfaz se puede ver el aporte de carga de cada uno de los componentes tanto de cargas externas, cargas internas, cargas otras hora por hora para el día de diseño que el usuario realizó los cálculos en el software. También se puede obtener el valor y la hora de máxima carga o para la hora que se quiera conocer. Al ingresar al módulo de perfiles de carga desde el módulo de resultados se presenta la siguiente mostrada en la figura 83.

Esta interfaz se divide en dos partes las cuales son:

1. Graficar perfiles

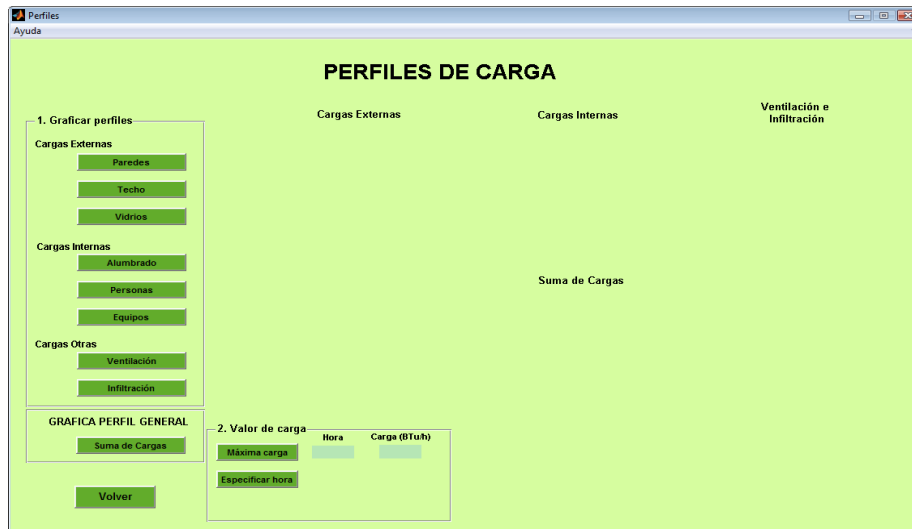
En esta primera parte se puede dibujar el perfil carga térmica de cada uno de los componentes para el día de diseño, presionando el que se quiera observar

Figura 84. Resultado del cálculo de las cargas térmicas del recinto



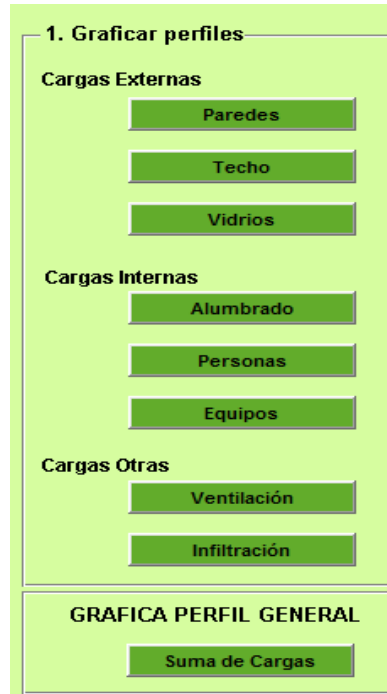
Fuente: Los autores

Figura 85. Perfiles de carga



Fuente: Los autores

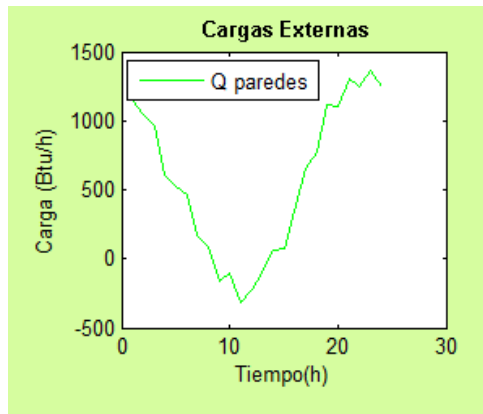
Figura 86. Graficar perfiles



Fuente: Los autores

Una vez presionado el botón del componente de carga del cual se quiere tener el perfil se mostrara la grafica de este perfil en la interfaz como se muestra a continuación donde se solicito el perfil de carga por paredes.

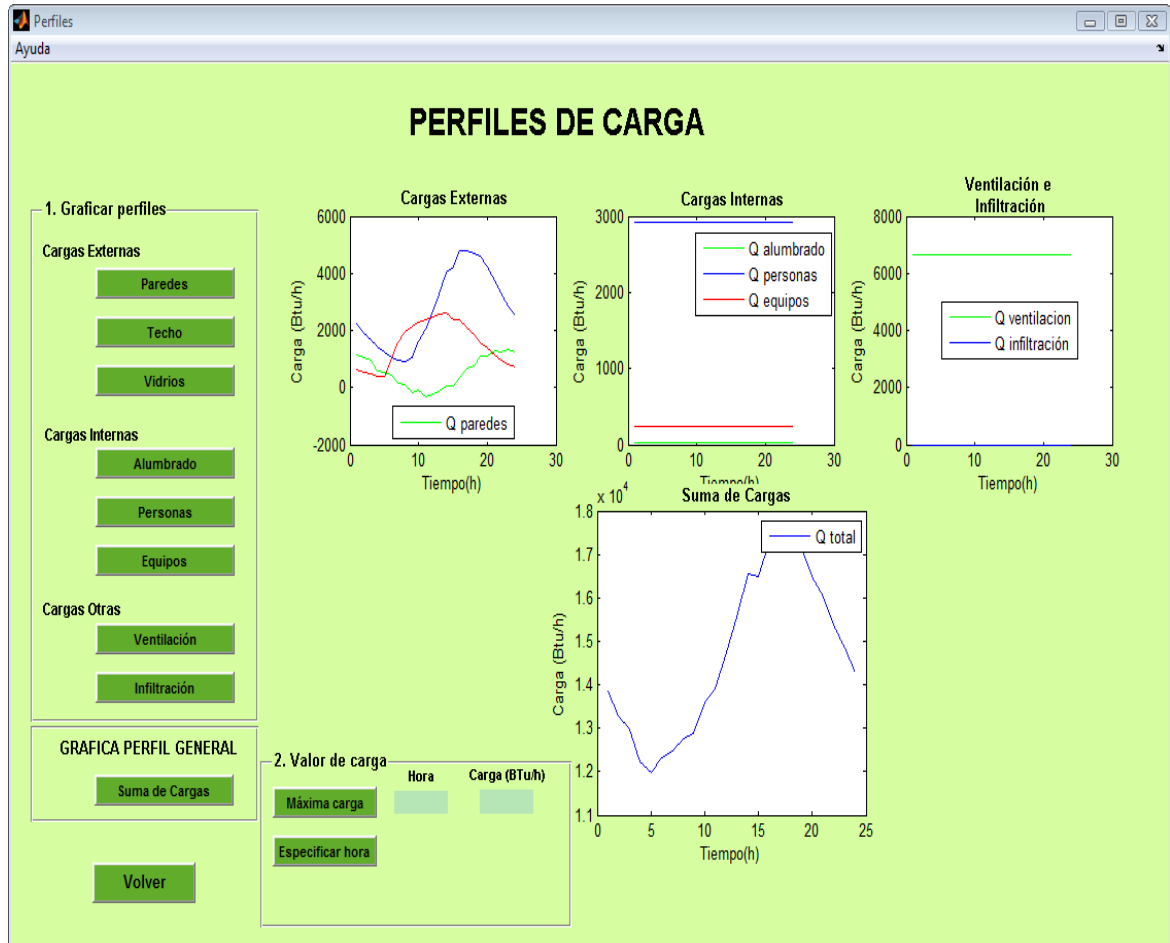
Figura 87. Perfil de carga térmica para paredes.



Fuente: Los autores

Hecho esto para cada uno de los componentes y la suma de todas las cargas la interfaz tendrá la siguiente imagen.

Figura 88. Graficas de perfiles de cargas térmicas



Fuente: Los autores

2. Valor de carga

Se podrá ver el valor de máxima carga y la hora a la cual ocurre presionando el botón de máxima carga. Igualmente se puede saber el valor de la carga de enfriamiento para la hora que el usuario necesite.

Esto se puede apreciar en la siguiente figura.

Figura 89. Hora y valor de la carga total de enfriamiento.

2. Valor de carga		
	Hora	Carga (BTu/h)
Máxima carga	17	17363
Especificar hora	16	
Ver carga	16	17330

Fuente: Los autores

16 Módulo de selección de la unidad manejadora

El módulo de selección de la unidad manejadora puede, a partir de los datos de carga térmica sensible, latente y el caudal de aire que se debe impulsar, los cuales se actualizan al momento de abrirse la interfaz, elegir un equipo acondicionador, ya sea una unidad paquete, una unidad manejadora de aire por expansión directa o una unidad manejadora enfriada por agua.

Este módulo cuenta, en sus bases de datos, con una serie de catálogos de empresas del medio colombiano de las cuales extrae los valores de las capacidades del tipo de unidad que el usuario ha seleccionado, y los compara con los que se obtienen del proceso de diseño que se ha llevado a cabo hasta este punto. Una vez encuentra una unidad capaz de suplir las necesidades de diseño la muestra en la sección de resultados.

Los pasos que se recomiendan para usar el módulo de selección de la unidad manejadora se resumen a continuación.

1. Tipo de unidad a seleccionar

El usuario debe tomar una de las tres opciones que ofrece el programa.

Las opciones de tipos de unidades son:

Unidad paquete

Unidad manejadora de aire de expansión directa

Unidad manejadora de aire enfriada por agua

Figura 90. Interfaz para el módulo de selección de la unidad manejadora

Módulo Selección

Ayuda

MÓDULO DE SELECCIÓN DE LA UNIDAD MANEJADORA

1. Tipo de Unidad

Paquete UMA Expansión Directa

UMA Agua de Enfriamiento
Número de filas: 4

2. Datos para Selección

Calor Sensible Total (Btu/h): 137662
Calor Latente Total (Btu/h): 92285
Calor Total (Btu/h): 229947
Caudal de Aire Impulsado (cfm): 1801.88

3. Criterio de Selección

CARGA TÉRMICA TOTAL
 CFM

4. Selección

Unidad(es) Seleccionada(s)

Marca Modelo Cantidad

Características de la(s) Unidad(es)

- CFM impulsados
- Carga Térmica Total (Btu/h)
- Carga sensible (Btu/h)
- GPM

Botones: Seleccionar, Limpiar, Volver

Fuente: Los Autores

2. Datos para selección

Los datos para selección se actualizan automáticamente en el momento en que se

abre la interfaz de selección. Estos valores se obtienen del proceso realizado en los módulos anteriores de cálculo de cargas térmicas, ventilación y psicrometría. La sección de datos para selección se presenta a continuación.

Figura 91. Datos para selección de la unidad manejadora

2. Datos para Selección	
Calor Sensible Total (Btu/h)	137662
Calor Latente Total (Btu/h)	92285
Calor Total (Btu/h)	229947
Caudal de Aire Impulsado (cfm)	1801.88

Fuente: Los Autores

3. Criterio de selección

Los criterios para selección de la unidad manejadora que presenta el programa son dos: carga térmica total (Btu/h) y caudal de aire impulsado (cfm). La escogencia de un criterio u otro es decisión del diseñador y puede que no haya diferencia en el resultado que arroje el uno o el otro.

4. Selección

La sección de selección permite determinar la o las unidades manejadoras más adecuadas para las condiciones de diseño. Al igual que en las demás interfaces, cuenta con botones para limpiar la interfaz y un botón que abre un documento informativo sobre el proceso interno realizado.

➤ **Seleccionar.** Al usar este botón el programa escoge la unidad más apropiada y muestra sus características en el módulo de resultados.

- Limpiar. Coloca los valores por defecto del módulo de selección.
- Volver. Cierra el módulo de selección y retorna al módulo de diseño y selección.

Figura 92. Sección de selección



Fuente: Los autores

- PDF. Presenta la información relacionada con la selección de la unidad manejadora y explica paso a paso los procesos que realiza el programa para arrojar los resultados adecuados así como un ejemplo de aplicación.

5. Resultados

Los resultados que presenta este módulo muestran las principales características de la o las unidades manejadoras seleccionadas. Dentro de los resultados que se obtienen se pueden destacar los siguientes:

- Marca. Nombre del fabricante de la unidad.
- Modelo. Serie de la unidad manejadora.

- Cantidad. Es el número de unidades necesarias.
- Caudal de aire impulsado. Es la cantidad de aire que es capaz de mover la unidad manejadora seleccionada en cfm.
- Carga térmica total. Es la capacidad de extracción de calor de la o las unidades, tanto sensible como latente y se da en Btu/h.
- Carga sensible. Es la capacidad de la unidad para retirar calor del aire sin tener en cuenta la carga latente. Se da en Btu/h.

17 Módulo de diseño de ductos

El módulo de diseño de ductos es la herramienta mediante la cual se puede acceder a los módulos para el diseño de los ductos de suministro y la selección de las rejillas de difusión de aire en el espacio a acondicionar así como la pérdida de presión máxima que se tiene en el trazado de los ductos de suministro de aire.

También permite el ingreso al módulo de ductos de retorno para obtener las secciones rectangulares de los tramos, las rejillas de retorno y la presión requerida para obtener este retorno de aire.

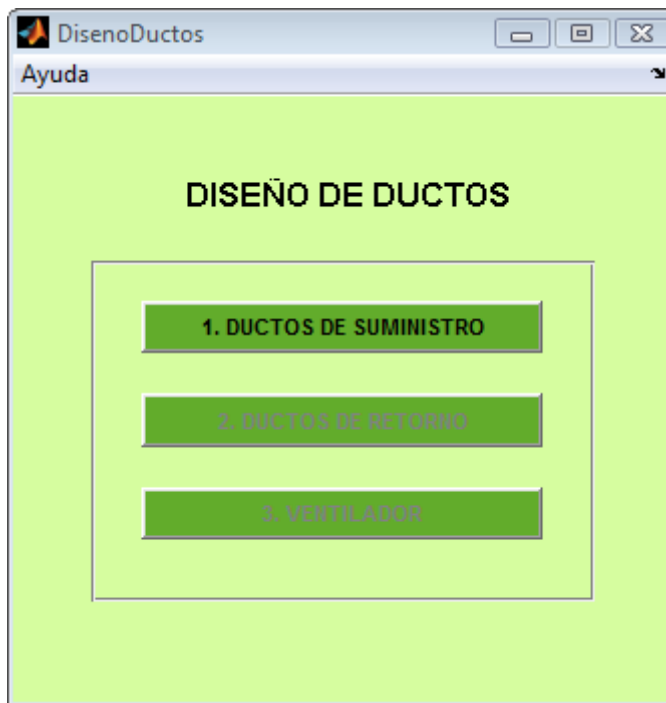
Luego de hacer esto se tendrán la presión total y el flujo de aire que se requiere para seleccionar el ventilador adecuado para el flujo de aire en el local.

En esta interfaz se puede ingresar al módulo de suministro de ductos y de manera secuencial acceder a los otros módulos.

17.1 Módulo de ductos de suministro de aire

Este módulo permite el diseño de los ductos de suministro de aire para el trazado que se trate teniendo en cuenta las diferentes direcciones de cada uno de los tramos del mismo ya que los conectores, derivaciones, etc. generan una gran pérdida de presión, la cantidad de puntos de difusión debido a la pérdida de presión que se tienen en las rejillas, el material de los ductos, la velocidad del aire en estos ductos entre otras.

Figura 93. Interfaz diseño de ductos



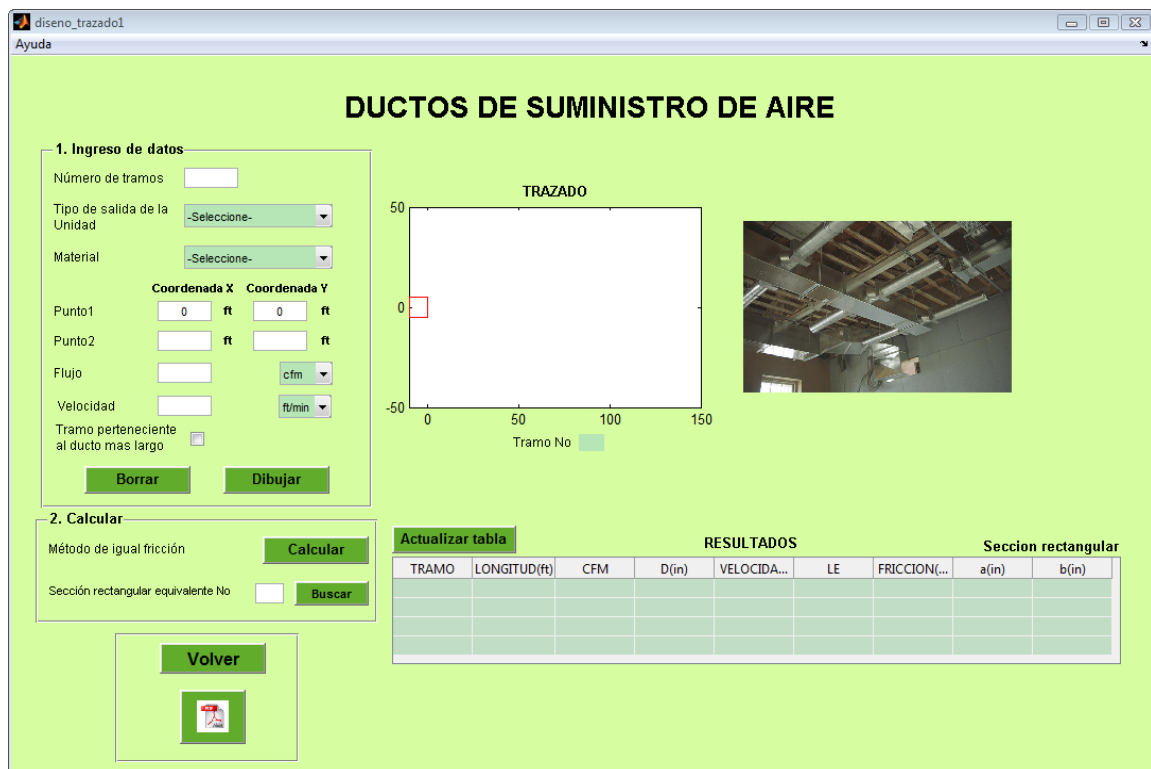
Fuente: Los autores

Igualmente se tiene la selección de las rejillas basados en los parámetros de flujo y alcance, para lo cual el software cuenta con bases de datos de algunos fabricantes de estas.

Para el diseño de los ductos de suministro el software presenta la interfaz mostrada en la figura 92.

Al ingresar en este módulo se requiere tener el dibujo del trazado claramente establecido con las coordenadas y los cfm de cada uno de los tramos, la velocidad del tramo a la salida del ventilador ya que presenta poca flexibilidad.

Figura 94. Interfaz de ductos de suministro de aire



Fuente: Los autores

En este módulo se deben ingresar los datos del trazado hasta completar el mismo para luego dar la orden de realizar los cálculos respectivos.

El módulo empieza requiriendo los datos del trazado de los ductos de suministro.

1. Ingreso de datos

En la parte de ingreso de datos el software requiere unos valores que son generales y por lo tanto solo los solicitará una vez al inicio del ingreso de datos como son el número de tramos, tipo de salida de la unidad, el material y la velocidad en el tramo de salida de la unidad.

Figura 95. Ingreso de datos

1. Ingreso de datos

Número de tramos

Tipo de salida de la Unidad

Material

	Coordenada X		Coordenada Y
Punto1	<input type="text" value="0"/>	ft	<input type="text" value="0"/>
Punto2	<input type="text"/>	ft	<input type="text"/>

Flujo

Velocidad

Tramo perteneciente al ducto mas largo

Fuente: Los autores

- Número de tramos. El primer dato solicitado por el módulo es el número de tramos que conforman el trazado. Se ha de denominar a un tramo a la sección recta por la cual circula un flujo de aire constante, el cual está delimitado por dos conectores o por un conector y una rejilla.

Figura 96. Ingreso del número de tramos

Número de tramos

Fuente: Los autores

➤ Tipo de salida de la unidad. El programa solicita el tipo de salida de la unidad manejadora dependiendo de la conexión que se quiera poner entre la unidad manejadora y el primer tramo del trazado así como el ángulo que se tiene en dicha conexión.

Figura 97. Selección del primer tramo de ventilación.

Tipo de salida de la Unidad
Material

Fuente: Los autores

Figura 98. Selección del tipo de campana

campana_conica

Campana conica



Angulo

0° 60°
 10° 100°
 20° 140°
 30° 180°
 40°

Fuente: Los autores

- Tipo de los ductos. El siguiente paso de ingreso de información es el material de los ductos del trazado para lo cual el módulo presenta una serie de materiales comercialmente utilizados.

Figura 99. Selección del material de los ductos

Material	-Seleccione-
Coord	-Seleccione-
Punto1	Acero galvanizado
Punto2	Poliester reforzado con fibra de vidrio
	Acero
	Aluminio

Fuente: Los autores

- Coordenadas del tramo y flujo de aire en el mismo. El usuario digitara las coordenadas del punto inicial y final que forman el tramo así como el flujo que circula por el mismo.

Figura 100. Ingreso de los datos de coordenadas de los tramos

	Coordenada X		Coordenada Y	
Punto1	0	ft	0	ft
Punto2	12	ft	23	ft
Flujo	450			cfm

Fuente: Los autores

- Velocidad. Para el primer tramo el usuario debe digitar la velocidad del flujo a la salida de la unidad dato necesario para que el software realice los cálculos del resto de los tramos.

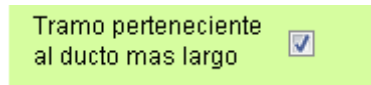
Figura 101. Ingreso del dato de velocidad para el primer tramo

Velocidad	800	ft/min
-----------	-----	--------

Fuente: Los autores

- Tramo perteneciente al ducto de mayor longitud. Si el tramo para el cual se están ingresando los datos pertenece al ducto de mayor longitud para el cual se cree que se tiene la mayor pérdida de presión.

Figura 102. Condición de tramo más largo



Fuente: Los autores

- Dibujar y borrar. Al ser el software didáctico este presenta una sección donde se muestra el dibujo del trazado que se va conformando cada vez que se ingresan los datos de un tramo. Por lo mismo se tienen estos dos botones el de dibujar que al oprimirlo va dibujando cada tramo y almacenado la información del mismo y el de borrar con el cual se puede eliminar la línea y los datos del mismo.

Figura 103. Botones para borrar y dibujar tramos



Fuente: Los autores

- Conectores. Una vez utilizado el botón de dibujar y siempre y cuando no sea el último tramo, se presenta una interfaz para que el usuario pueda seleccionar el tipo de conector que se requiera para unir este tramo con el siguiente o la rejilla si se trata de un tramo que tiene salida de aire al lugar.

Figura 104. Conectores



Fuente: Los autores

- Conectores (codos). El primer listado de selección que presenta la interfaz conectores son los codos los para los cuales hay diferentes opciones dependiendo del número de piezas de las cuales están constituidos, y el ángulo del mismo.

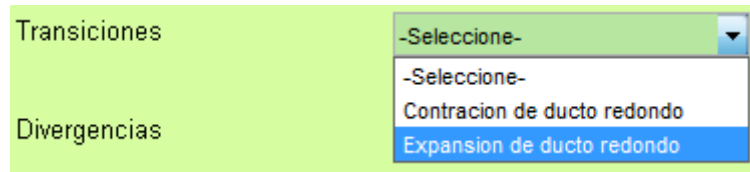
Figura 105. Selección del tipo de conector



Fuente: Los autores

- Conectores (transiciones). Si el trazado presenta reducciones o expansiones se tiene la opción para seleccionar este tipo de conector para unir dos tramos consecutivos.

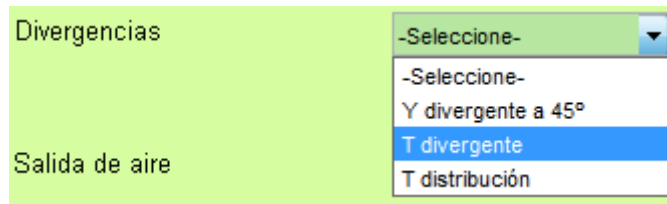
Figura 106. Selección de conectores para reducciones o expansiones



Fuente: Los autores

- Conectores (divergencias). Se puede tener ramificaciones del flujo del aire en el trazado para lo cual el usuario tendría que seleccionar una de las divergencias para hacer las conexiones de los ductos.

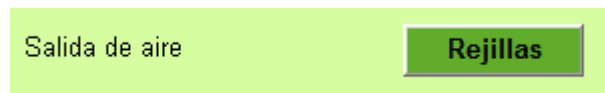
Figura 107. Selección de divergencias



Fuente: Los autores

- Salida de aire. Durante el diseño del trazado si el usuario no necesita un conector es porque tiene un suministro de aire a un local para lo cual precisara de una rejilla, entonces la interfaz conectores permite acceder a la interfaz de rejillas.

Figura 108. Botón para pasar al módulo de selección de rejillas



Fuente: Los autores

➤ Rejillas. En este módulo se tienen dos tipos de rejillas para la difusión de aire que son las rejillas de pared y las rejillas de techo. Según el tipo de rejilla seleccionada se requieren ingresar medidas geométricas para el cálculo del alcance requerido para una adecuada circulación del aire dentro del recinto.

Si el tipo de rejilla seleccionada es la de pared, una vez ingresado las dimensiones solicitadas, al oprimir el botón de pared el software mostrará la rejilla adecuada para los requisitos de cfm y alcance del aire.

▪ Rejillas de pared. Con los datos antes mencionados y pulsado el botón pared se presentará una interfaz con la información de la rejilla con su imagen para lo cual el usuario solo necesitara asignarla.

Figura 109. Módulo de selección de rejillas

Rejillas

Selección de rejillas

Rejillas de pared Rejillas de techo

Distancia a la pared perpendicular al chorro ft

Área del piso cubierto por la rejilla ft²

Pared

Fuente: Los autores

Figura 110. Rejilla de pared

Rejilla pared	
Tamaño (in)	24 *_24
CFM	1200
Deflexión (°)	45
Velocidad (fpm) salida	558
Perdida de presión (in H2O)	0.033
Tiro (ft)	27
Nivel sonoro (Db)	25
Cantidad	1

Asignar

Fuente: Los autores

- Rejillas de techo. Si se escoge la opción de rejillas de techo se presenta la siguiente interfaz con las rejillas de techo del catalogo que tiene el software en sus bases de datos para lo cual se requiere seleccionar la que se considere pertinente para la aplicación.

Figura 111. Rejillas de techo



Fuente: Los autores

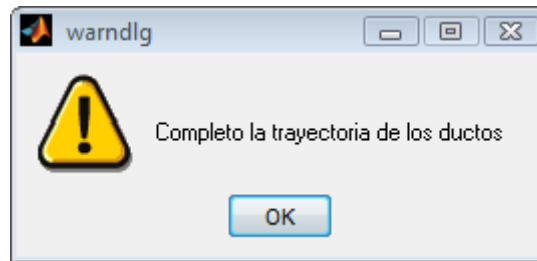
Figura 112. Rejilla de techo



Fuente: Los autores

Una vez realizado cada uno de los anteriores pasos en cada uno de los tramos, en el tramo final el software informará que culminó el trazado.

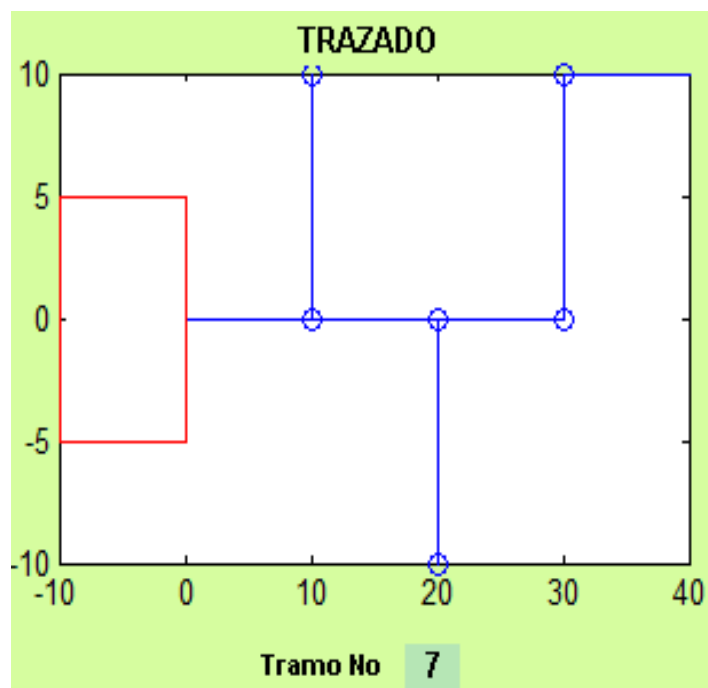
Figura 113. Mensaje de aviso para el final del trazado de tramos



Fuente: Los autores

➤ Trazado. La interfaz presenta un recuadro donde se va mostrando el trazado a medida que se vaya dibujando como ayuda para el correcto ingreso de los datos.

Figura 114. Gráfica de un diseño de trazado



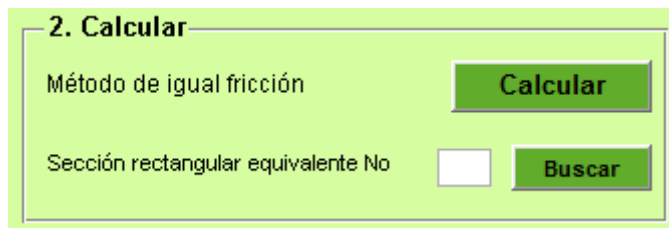
Fuente: Los autores

2. Calcular

En esta parte del software se puede realizar el cálculo de los diámetros de las secciones transversales y la pérdida de presión de cada uno de los tramos.

➤ Cuando el usuario termine de ingresar el trazado deberá seleccionar el botón de calcular para obtener las secciones transversales y la pérdida de presión en los ductos, para lo cual el software cuenta con el método de igual fricción.

Figura 115. Cálculo de la sección transversal de los ductos



Fuente: Los autores

A continuación el programa presentará los resultados de los cálculos hechos y una recopilación de la información ingresada en cada uno de los tramos.

Figura 116. Resultados

Actualizar tabla										
RESULTADOS										
	TRAMO	LONGITUD(ft)	CFM	D(in)	VELOCIDA...	LE	FRICCION(...)	Seccion rectangular		
								a(in)	b(in)	
1	1	15	1000	15	800	12.8117	5.6144e-04	0	0	▲
2	2	20	300	10	580	217	0.0048	0	0	☰
3	3	5	700	13	726	8	2.6243e-04	0	0	▼
4	4	30	350	10	612	109	0.0028	0	0	
5	5	10	350	10	612	6	3.2299e-04	0	0	

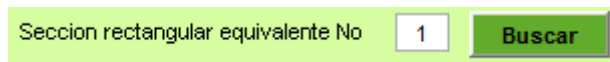
Fuente: Los autores

➤ Sección rectangular. Debido a que los resultados mostrados por el programa en el dimensionamiento de los ductos presentan el diámetro de la sección circular, si el usuario necesita saber la sección rectangular equivalente a

la sección circular calculada el software presenta la opción de obtener estas equivalencias.

Para saber la sección equivalente rectangular el usuario ingresará el número de la sección para la cual quiere conocer las dimensiones de esta sección y oprime el botón buscar como se presenta a continuación.

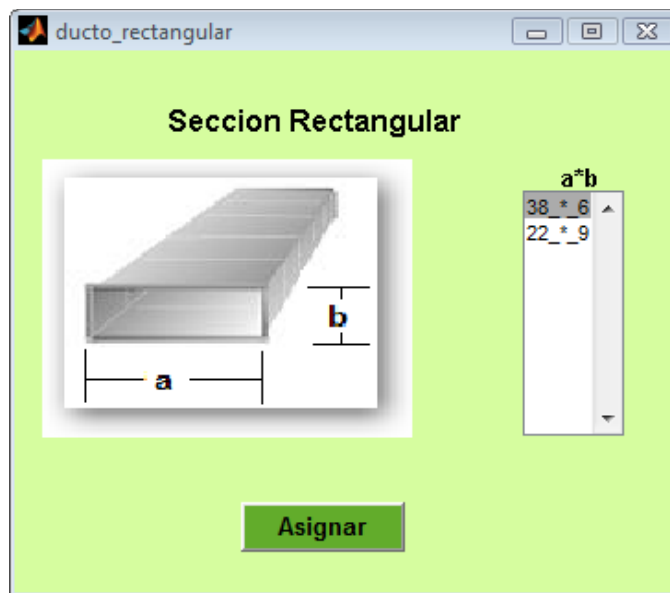
Figura 117. Botón para determinar la sección rectangular equivalente



Fuente: Los autores

Hecho esto se presentará una interfaz con las dimensiones de la sección rectangular equivalente a la circular para que este seleccione la que considere.

Figura 118. Sección rectangular equivalente



Fuente: Los autores

A continuación el usuario tendrá la opción de actualizar la tabla de los resultados con los valores de estas dimensiones.

Figura 119. Resultados

Actualizar tabla										
RESULTADOS									Seccion rectangular	
	TRAMO	LONGITUD(ft)	CFM	D(in)	VELOCIDA...	LE	FRICCION(...)	a(in)	b(in)	
1	1	15	1000	15	800	12.8117	5.6144e-04	38	6	
2	2	20	300	10	580	217	0.0048	0	0	
3	3	5	700	13	726	8	2.6243e-04	0	0	
4	4	30	350	10	612	109	0.0028	0	0	
5	5	10	350	10	612	6	3.2299e-04	0	0	

Fuente: Los autores

Esto lo puede realizar con cada uno de los tramos y así tener las dimensiones de las secciones rectangulares del trazado.

Figura 120. Resultados con las secciones rectangulares equivalentes

Actualizar tabla										
RESULTADOS									Seccion rectangular	
	TRAMO	LONGITUD(ft)	CFM	D(in)	VELOCIDA...	LE	FRICCION(...)	a(in)	b(in)	
1	1	15	1000	15	800	12.8117	5.6144e-04	38	6	
2	2	20	300	10	580	217	0.0048	22	9	
3	3	5	700	13	726	8	2.6243e-04	13	11	
4	4	30	350	10	612	109	0.0028	13	11	
5	5	10	350	10	612	6	3.2299e-04	15	6	

Fuente: Los autores

3. Volver

La parte de volver se presenta a continuación:

Figura 121. Sección de información y salida de la interfaz



Fuente: Los autores

- Volver. Una vez realizado los cálculos por parte del usuario se tiene la opción de volver para retornar al módulo de diseño de ductos.
- PDF. Presenta la información relacionada con la carga térmica por techos y explica paso a paso los procesos que realiza el programa para arrojar los resultados adecuados.

6.2 Módulo de ductos de retorno

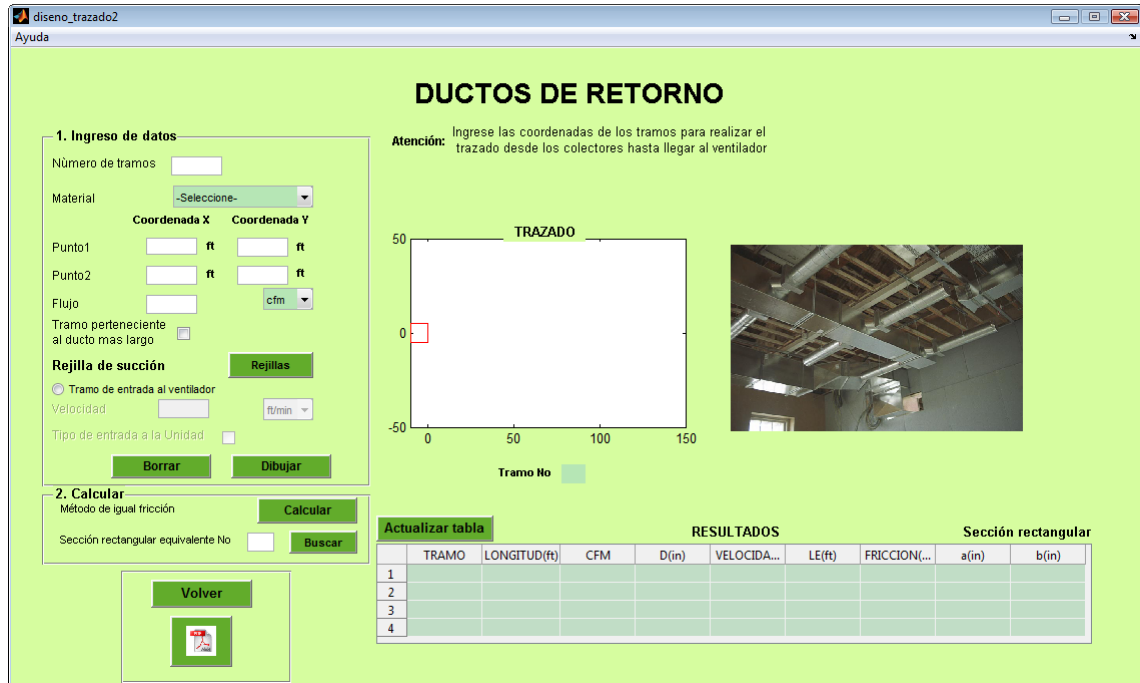
El módulo de ductos de retorno es la parte del programa encargada del dimensionamiento de los ductos del aire que se reinyectarán al local y del cálculo de la pérdida de presión en cada uno de los tramos que conforman el mismo.

Para este cálculo el usuario ingresa los datos de las coordenadas de cada uno de los tramos con su respectivo flujo. También deberá seleccionar el material del cual está constituido cada ducto, entre otros datos.

En el encabezado de la interfaz se tiene una sugerencia para el ingreso de datos 'Ingrese las coordenadas de los tramos para realizar el trazado desde los colectores hasta llegar al ventilador', lo cual lleva a un correcto funcionamiento del software.

Al ingresar en este módulo se requiere tener el dibujo del trazado claramente establecido con las coordenadas y los cfm de cada uno de los tramos, la velocidad del tramo a la entrada del ventilador ya que presenta poca flexibilidad y un error luego de haber hechos los cálculos significaría volver a realizar el ingreso de toda la información.

Figura 122. Módulo de ductos de retorno



Fuente: Los autores

El módulo empieza solicitando los datos del trazado de los ductos de retorno. Se deben ingresar todos los datos del trazado y luego se le da la orden al software para que realice los cálculos para el dimensionamiento de los mismos.

El módulo esta dividido en dos grandes secciones: la parte del ingreso de datos y la del cálculo respectivo una vez se completa el ingreso de los datos del trazado.

1. Ingreso de datos

El ingreso de datos especifica una buena cantidad de información, la parte de la interfaz que muestra esto es la que se puede observar a continuación.

Figura 123. Ingreso de datos de ductos de retorno

1. Ingreso de datos

Número de tramos

Material

Coordenada X Coordenada Y

Punto1 ft ft

Punto2 ft ft

Flujo

Tramo perteneciente al ducto mas largo

Rejilla de succión

Velocidad

Tipo de entrada a la Unidad

Fuente: Los autores

En la parte de ingreso de datos se requieren unos datos que son generales y por lo tanto solo los solicitara una vez, los cuales son el número de tramos, tipo de entrada a la unidad, el material y la velocidad en el tramo de entrada a la unidad.

- Número de tramos. El primer dato solicitado por el módulo es el número de tramos que conforman el trazado. Se ha de denominar a un tramo a la sección recta por la cual circula un flujo de aire constante.

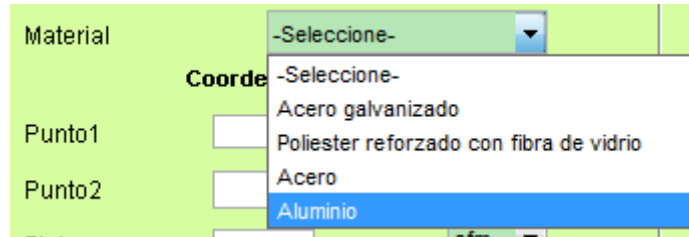
Figura 124. Ingreso del número de tramos de retorno

Número de tramos

Fuente: Los autores

- Material de los ductos. El siguiente paso de ingreso de información es el relacionado con el material de los ductos del trazado necesario para el cálculo de la pérdida de presión en los ductos.

Figura 125. Selección del material del tramo de retorno



Fuente: Los autores

- Coordenadas inicial y final y flujo de aire del tramo. El usuario debe digitar las coordenadas del punto inicial y final que forman el tramo así como el flujo que circula por el mismo. Este proceso se repetirá para cada uno de los tramos que conforman el trazado.

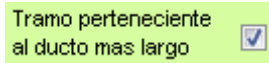
Figura 126. Ingreso de las coordenadas inicial y final y flujo de aire para un tramo de retorno

	Coordenada		Coordenada	
Punto1	<input type="text" value="40"/>	ft	<input type="text" value="10"/>	ft
Punto2	<input type="text" value="30"/>	ft	<input type="text" value="10"/>	ft
Flujo	<input type="text" value="500"/>		<input type="text" value="cfm"/>	

Fuente: Los autores

- Tramo perteneciente al ducto de mayor longitud. Si el tramo del cual se está ingresando la información pertenece al ducto de mayor longitud se selecciona el icono respectivo con el fin de que el software obtenga la pérdida de presión en este ducto dato necesario para la selección del ventilador.

Figura 127. Chequeo de tramo perteneciente al ducto más largo.



Fuente: Los autores

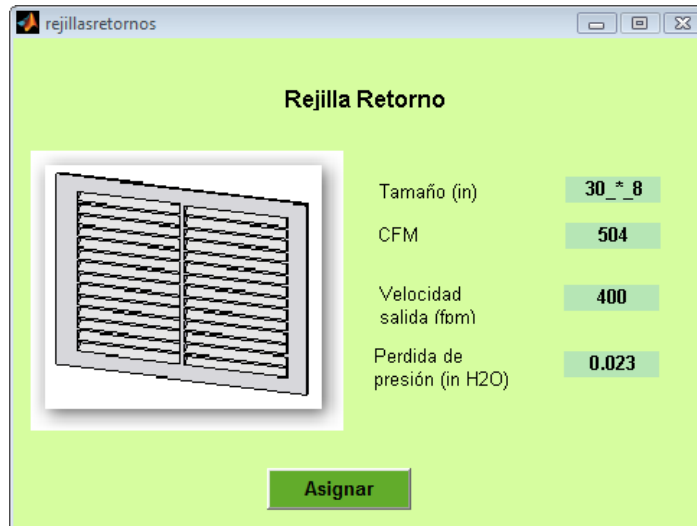
➤ Rejilla de succión. Debido a que se debe realizar el ingreso de datos desde los colectores hasta la llegada a la unidad, para el primer tramo así como para los que tengan recolección de aire desde el ambiente se debe oprimir este botón para que el software haga la respectiva selección de la misma y sume su pérdida de presión.

Figura 128. Botón para pasar a la interfaz de rejillas de succión.



Fuente: Los autores

Figura 129. Módulo de rejillas de retorno



Fuente: Los autores

➤ Dibujar y borrar. Al ser el software didáctico este presenta una sección donde se muestra el dibujo del trazado que se va conformando cada vez que se

ingresan los datos de un tramo. Por lo cual se tienen estos dos botones, el de dibujar que al oprimirlo se va dibujando cada tramo y almacenando la información del mismo y el de borrar que puede borrar el último tramo del gráfico y la información del mismo.

Figura 130. Botones de dibujar y borrar tramos de retorno

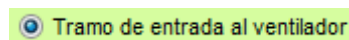


Fuente: Los autores

Este proceso se realiza con cada tramo hasta el último, momento en el cual se debe seleccionar el tramo de entrada al ventilador para habilitar el ingreso de los datos de la velocidad del aire del tramo que llega al ventilador y el conector de este con la entrada de la unidad.

- Tramo de entrada al ventilador. En el último tramo se debe seleccionar el tramo de entrada al ventilador, hecho esto el programa solicita la velocidad del flujo en este tramo y el tipo de conector entre el ducto y la unidad.

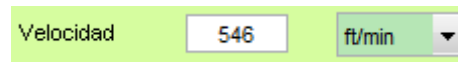
Figura 131. Selección del último tramo de retorno



Fuente: Los autores

- Velocidad de entrada al ventilador. Se ingresa la velocidad de entrada del aire a la unidad de acuerdo a las recomendaciones que se tienen para cada aplicación debido al nivel de ruido que se puede generar.

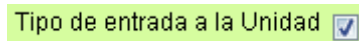
Figura 132. Ingreso del valor de la velocidad del aire a la entrada del ventilador



Fuente: Los autores

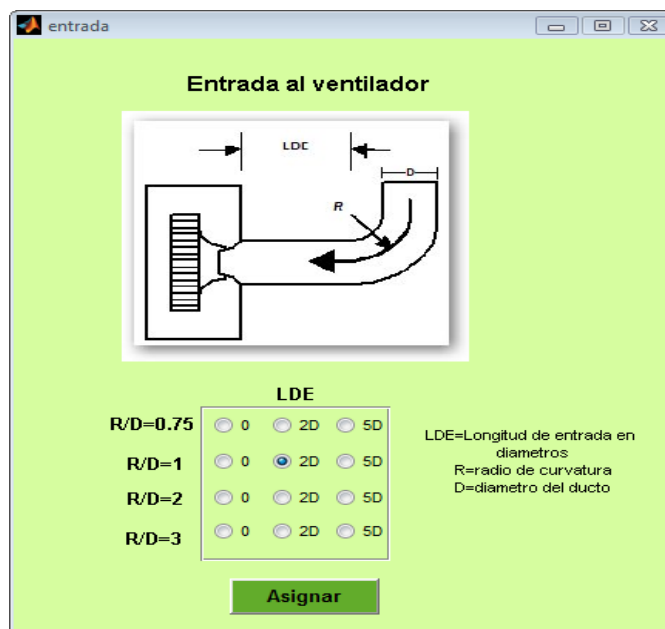
➤ Tipo de entrada a la unidad. Al usuario habilitar el tipo de entrada a la unidad se despliega una interfaz para que escoja el conector más apropiado para su diseño en función de las pérdidas que se tienen debido a la relación del diámetro del ducto y el radio de conexión a la unidad.

Figura 133. Selección del tipo de entrada a la unidad



Fuente: Los autores

Figura 134. Selección del tipo de entrada al ventilador.



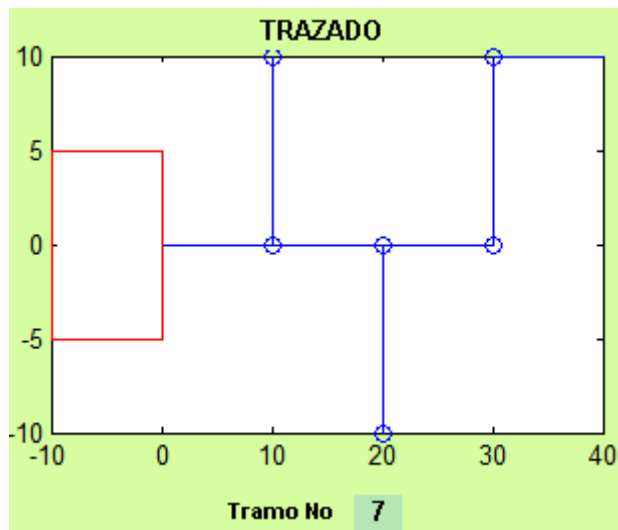
The screenshot shows a software window titled "entrada" with a light green background. At the top, it says "Entrada al ventilador". Below this is a diagram of a duct system. The duct enters a fan-like component on the left. The duct then curves 90 degrees to the right. Labels in the diagram include "LDC" for the length of the straight section, "R" for the radius of the curve, and "D" for the duct diameter. Below the diagram is a section titled "LDE" with four rows of radio buttons for R/D ratios: 0.75, 1, 2, and 3. Each row has three options: 0, 2D, and 5D. The "2D" option for R/D=1 is selected. To the right of these options is a legend: "LDE=Longitud de entrada en diametros", "R=radio de curvatura", and "D=diametro del ducto". At the bottom center is a green button labeled "Asignar".

Fuente: Los autores

Una vez ingresada la información para el número de tramos, el programa informa para que se realice el cálculo.

- Trazado. La interfaz presenta un cuadro donde se irá mostrando el trazado a medida que se vaya dibujando, como ayuda para el correcto ingreso de los datos.

Figura 135. Dibujo del trazado para ductos de retorno



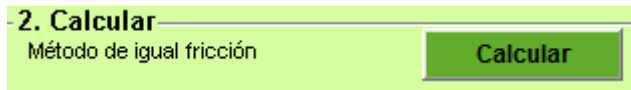
Fuente: Los autores

2. Calcular

En este panel se presenta el botón de calcular y el de obtener la sección rectangular equivalente para la sección circular calculada.

- Calcular. Terminado el ingreso de datos se debe pedir la realización de los cálculos al software por medio del botón calcular.

Figura 136. Botón para calcular del trazado de retorno



Fuente: Los autores

A continuación el software presenta en la tabla de resultados la información de los ductos ingresados y los cálculos hechos por el software.

Figura 137. Resultados del diseño de ductos de retorno

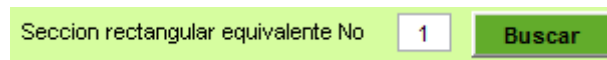
Actualizar tabla		RESULTADOS							Sección rectangular	
	TRAMO	LONGITUD(ft)	CFM	D(in)	VELOCIDA...	LE(ft)	FRICCION(...)	a(in)	b(in)	
1	1	10	500	12	628	0	0.0010	0		
2	2	10	500	12	628	12	0.0234	0		
3	3	10	500	12	628	2	2.0716e-04	0		
4	4	10	800	14	714	2	2.0716e-04	0		

Fuente: Los autores

➤ Sección rectangular. Debido a que los resultados mostrados por el programa el dimensionamiento de los ductos presenta el diámetro de la sección circular, si el usuario necesita saber la sección rectangular equivalente a la sección circular calculada el software presenta la opción de obtener estas equivalencias.

Para saber la sección equivalente rectangular, el usuario ingresa el número de la sección para la cual quiere conocer las dimensiones de esta sección y oprime el botón buscar como se presenta a continuación.

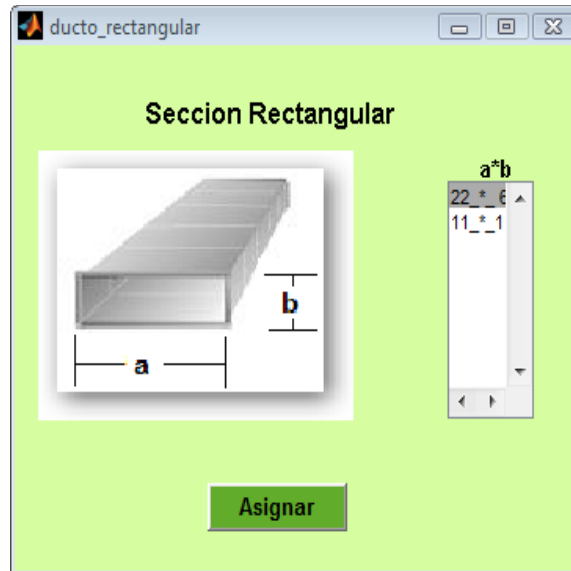
Figura 138. Botón para determinar el tramo rectangular equivalente



Fuente: Los autores

Hecho esto se presentará una interfaz con las dimensiones de la sección rectangular equivalente a la circular para que el usuario seleccione la que considere.

Figura 139. Sección rectangular equivalente



Fuente: Los autores

A continuación el usuario tendrá la opción de actualizar la tabla de los resultados con los valores de estas dimensiones.

Figura 140. Resultados de los ductos de retorno

		RESULTADOS							Sección rectangular	
Actualizar tabla		TRAMO	LONGITUD(ft)	CFM	D(in)	VELOCIDA...	LE(ft)	FRICCION(...)	a(in)	b(in)
1	1	10	500	12	628	0	0.0010	22	6	
2	2	10	500	12	628	12	0.0234	22	6	
3	3	10	500	12	628	2	2.0716e-04	22	6	
4	4	10	800	14	714	2	2.0716e-04	15	11	

Fuente: Los autores

4. Volver

- La sección volver presenta la siguiente interfaz:

Figura 141. Sección volver para ductos de retorno



Fuente: Los autores

- Volver. Una vez realizados los cálculos por parte del usuario se tiene la opción de volver para retornar al módulo de diseño de ductos.
- PDF. Presenta la información relacionada con el diseño de los ductos de retorno y explica paso a paso los procesos que realiza el programa para arrojar los resultados adecuados.

17.2 Módulo de selección del ventilador

A este módulo se ingresa desde el módulo de diseño de ductos una vez realizados los dos procesos de diseño anteriores ya que el software va calculando la pérdida de presión para cada uno de los tramos que conforman el ducto más largo de los ductos de suministro y retorno donde se supone se tienen las mayores pérdidas de presión dinámica y con la presión estática calcular la pérdida de presión total, para con este parámetro y el flujo seleccionar el ventilador adecuado para la correcta circulación del aire.

Esta selección se realiza de la base de datos del programa donde se tienen catálogos de ventiladores centrífugos con diferentes capacidades y desempeño.

El módulo presenta la siguiente interfaz gráfica:

Figura 142. Interfaz para el módulo de ventilador



Fuente: Los autores

En esta interfaz se muestra el resumen de los cálculos hechos de los ductos de suministro y de retorno y las especificaciones del ventilador que cumple con las condiciones necesarias para la succión del aire de retorno así como de la impulsión del aire de suministro.

Igualmente tiene el botón volver que permite salir de la interfaz y volver a la interfaz de diseño de ductos.