

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR  
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**PROPUESTA PARA EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE DE  
LA ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA E INGENIERÍA DE  
ALIMENTOS EN EL EDIFICIO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

PRESENTADO POR:

**RENÉ RODRIGO HENRÍQUEZ GRANADOS**

**MEDARDO JOSÉ ORELLANA MEJÍA**

**LUIS ENRIQUE ROSA CHÁVEZ**

PARA OPTAR AL TÍTULO DE:

**INGENIERO MECÁNICO**

CIUDAD UNIVERSITARIA, SEPTIEMBRE DE 2016

**UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR**

**RECTOR INTERINO :**

**LIC. JOSÉ LUIS ARGUETA ANTILLÓN**

**SECRETARIA GENERAL :**

**DRA. ANA LETICIA ZA VALETA DE AMAYA**

**FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA**

**DECANO :**

**ING. FRANCISCO ANTONIO ALARCÓN SANDOVAL**

**SECRETARIO :**

**ING. JULIO ALBERTO PORTILLO**

**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**DIRECTOR :**

**ING. RIGOBERTO VELÁSQUEZ PAZ**

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR  
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de Graduación previo a la opción al Grado de:

**INGENIERO MECÁNICO**

Título :

**PROPUESTA PARA EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE DE  
LA ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA E INGENIERÍA DE  
ALIMENTOS EN EL EDIFICIO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

Presentado por :

**RENÉ RODRIGO HENRRÍQUEZ GRANADOS**

**MEDARDO JOSÉ ORELLANA MEJÍA**

**LUIS ENRIQUE ROSA CHÁVEZ**

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Asesor :

**ING. FRANCISCO ALFREDO DE LEÓN TORRES**

San Salvador, septiembre de 2016

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Asesor :

**ING. FRANCISCO ALFREDO DE LEÓN TORRES**

## DEDICATORIA

A Dios todo poderoso, por acompañarme fielmente en mi vida, por regalarme salud y sabiduría para guiarme en esta etapa de formación y permitirme finalizarla de una forma satisfactoria, por regalarme tantas bendiciones y siempre poner ángeles a lo largo de mi vida para poder seguir adelante en los momentos difíciles, superando obstáculos y permitiéndome culminar de la mejor forma mis estudios.

A mis padres René Henríquez y Silvia de Henríquez, por su apoyo y sacrificio incondicional, por todo el esfuerzo y empeño que día a día pusieron para que yo culminara mi carrera; por su amor, consejos y comprensión, que me forjaron para ser un buen estudiante, pero sobre todo un buen ser humano.

A mis hermanos por todo el apoyo y tiempo que me dieron en el transcurso de mis estudios, por compartir de sus enseñanzas y virtudes más de alguna ocasión, por lo cual les guardo mucho cariño.

A Eva Ramírez por su amor incondicional desde el inicio hasta el final de esta etapa de formación, por su apoyo y consejos que siempre me animaron a seguir adelante y nunca caer en adversidades.

A mi familia en general, abuelas, tíos, primos que siempre me han apoyado en cierta forma y siempre creyeron en mis capacidades y triunfos, en especial a mi abuela Daisy Anabella que siempre fue un pilar fundamental para mi formación, apoyándome con sus cuidados y consejos, a ella, que desde el cielo, celebra con nosotros.

A mi madrina Ruth Soto por ser un pilar fundamental y necesario para mi formación, creyendo siempre en mis capacidades, motivándome a siempre ir adelante con mi carrera, y poniendo los consejos necesarios para ser un hombre de bien y temeroso de Dios.

A mis compañeros de carrera y amigos que me apoyaron en cada momento, por compartir y ayudarme cuando lo he necesitado, en especial a mis compañeros de tesis Medardo Orellana y Luis Rosa que siempre estuvieron ahí para poder llevar este trabajo adelante, a pesar de los contratiempos que tuvimos durante el camino y finalizar este trabajo de graduación.

***René Rodrigo Henríquez Granados***

## **DEDICATORIA**

A Dios todo poderoso, por el privilegio de permitirme finalizar mi trabajo de graduación de una forma satisfactoria, por darme la sabiduría suficiente y guiarme en tomar las mejores decisiones en la vida como en el ámbito académico, por darme los ánimos para seguir adelante en momentos difíciles y sobre todo que sin el esto no sería posible.

A mis padres José Carlos Orellana y Ana Cecilia de Orellana, por su inmenso apoyo y sacrificio para poder sacarme siempre adelante; por confiar en mí, por su amor y comprensión. Ya que siempre en el transcurso de toda mi vida, han dado todo lo que ha estado a su alcance para cumplir mis metas.

A mis hermanos Carlos Jael Orellana y Josué Orellana por todo el apoyo y ánimos que me dieron en el transcurso de mis estudios por compartir de sus enseñanzas y virtudes de la vida de lo cual les guardo mucho cariño.

A mi familia tanto a tíos como a primos que en cierta forma aportaron de lo suyo para poder alcanzar esta meta y creyeron en mí, en especial a mi abuela Evila Mejía por su amor y consejos brindados que me ayudaron mucho para seguir adelante.

A mis amigos, los cuales siempre has estado a mi lado en las buenas y mala, que siempre me animaron a seguir y nunca caer en adversidades. Y que de una u otra manera siempre estuvieron allí para mí a la hora que necesite de ellos.

Por ultimo a mis compañeros de estudio de la universidad por brindarme su amistad y compartir de sus conocimientos, en especial a mis compañeros en este trabajo de graduación Rodrigo Henríquez y Luis Rosa con quienes a pesar de todos los problemas que enfrentamos, nos mantuvimos siempre firmes, para seguir adelante y finalizar este trabajo de graduación.

***Medardo José Orellana Mejía***

## DEDICATORIA

A Dios, dador de todas las cosas; por darme la satisfacción de llegar a mi meta, la oportunidad de plantarme muchas más y cada una de las segundas oportunidades que me ha prestado.

A mis padres Antonieta Chávez y Rolando Rosa por ser mis guías y mentores en la vida, por su amor y ejemplo.

A mi pareja Elena Siliézar por nunca desamparar mis ánimos por mantenerme en la lucha.

A mis hermanos; Jorge, José y Alex, por ser mis compañeros de interminables conversaciones, risa y llantos.

A mis abuelos, Ermelina y Ovidio, por estar en mi vida desde ese primer instante que se me confió la misión de vivir.

***Luis Enrique Rosa Chávez***

## **AGRADECIMIENTOS**

A Dios por iluminar cada paso y cada decisión en este proceso, a nuestros padres, familiares y amigos que nos permitieron llegar hasta etapa de nuestra formación como profesionales.

A la Universidad de El Salvador, por nuestra formación como ingenieros. A todos los Ingenieros Docentes, que contribuyeron en nuestra formación académica, que nos apoyaron y nos brindaron su ayuda durante nuestros estudios.

A nuestro asesor, Ing. Francisco Alfredo De León, por sus enseñanzas, ayuda y paciencia durante el trabajo de graduación. Por su interminable entusiasmo y esfuerzo por formarnos dentro de la ética profesional.

A todas las personas que hicieron posible la finalización de este a trabajo de graduación y contribuyeron en cada paso, para culminar con éxito esta etapa.

***Rodrigo Henríquez, Medardo Orellana & Luis Rosa***



**PROPUESTA PARA EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA E INGENIERÍA DE ALIMENTOS EN EL EDIFICIO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

PRESENTADO POR:

Br. René Rodrigo Henríquez Granados  
Br. Medardo José Orellana Mejía  
Br. Luis Enrique Rosa Chávez

DOCENTE ASESOR:

Ing. Francisco Alfredo De León Torres

**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA, FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA, UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR, SAN SALVADOR, EL SALVADOR, AÑO 2016.**

**RESUMEN**

Palabras clave: Carga térmica, Carga de enfriamiento, conductancia térmica.

Se presenta la propuesta para el acondicionamiento de aire de la Escuela de Ingeniería Química e Ingeniería de Alimentos por medio del cálculo de la capacidad de enfriamiento necesaria para la evacuación de la carga térmica que se genera en el local, para mantener un nivel de confort en el cual los ocupantes del local puedan realizar sus actividades cotidianas en un ambiente de bienestar y comodidad. Luego se realizó una etapa de rehabilitación de tres equipos que se encontraban en desuso en la Escuela de Ingeniería Mecánica, donde se colocaron dentro del local de la Escuela de Ingeniería Química e Ingeniería de Alimentos como proporción del equipo necesario para cumplir con la demanda de la carga de enfriamiento requerida. Se realizó, de igual manera, una hoja de cálculo para que cualquier persona interesada en conocer la carga de enfriamiento necesaria para un local, pueda hacer uso de ella y pueda realizar el cálculo de dicha carga, de una forma breve y sencilla.

## ÍNDICE GENERAL

	Pág.
INTRODUCCIÓN .....	1
1. MARCO TEÓRICO .....	2
1.1. Historia del aire acondicionado .....	3
1.2. Acondicionamiento de aire.....	5
1.3. Aplicaciones del aire acondicionado .....	8
1.4. Confort humano: acondicionamiento de espacios .....	10
1.4.1. Condiciones de confort.....	10
1.4.2. Sensación de comodidad .....	11
1.4.3. Temperatura efectiva.....	12
1.5. Estándares de confort.....	15
1.6. Campo de acondicionamiento del aire .....	16
1.7. Conceptos de aire acondicionado.....	17
1.8. Tipos de sistemas de aire acondicionado .....	23
1.8.1. Sistema todo agua.....	24
1.8.2. Sistema todo aire.....	25
1.8.3. Sistemas aire-agua.....	25
1.8.4. Sistema de refrigerante o expansión directa .....	25
1.9. Ciclo inverso de Carnot.....	26
1.10. Ciclo de refrigeración .....	28
1.10.1. Válvula de expansión (3-4) .....	30
1.10.2. Evaporador (4-1).....	30
1.10.3. Compresor (1-2) .....	30
1.10.4. Condensador (2-3).....	30
1.11. Componentes de sistemas de aire acondicionado.....	32

1.11.1. Compresor .....	32
1.11.2. Compresor hermético .....	32
1.11.3. Compresor semi-hermético .....	33
1.11.4. Compresor abierto .....	34
1.11.5. Evaporador .....	34
1.11.5.1. Evaporador de tubo descubierto.....	35
1.11.5.2. Evaporador de placa .....	35
1.11.5.3. Evaporador aleteado .....	36
1.11.6. Elementos de expansión .....	37
1.11.6.1. Tubos capilares .....	37
1.11.6.2. Pistones de restricción .....	38
1.11.6.3. Válvulas de expansión.....	39
1.11.7. Condensador .....	39
1.12. Carga térmica de enfriamiento.....	40
1.12.1. Estudio del local características del local y fuentes de carga térmica	41
1.12.2. Cargas externas .....	42
1.12.3. Cargas internas .....	43
1.13. Tipos de transmisión de calor .....	44
1.13.1. Conducción.....	45
1.13.2. Convección .....	45
1.13.3. Radiación.....	46
1.14. Uso de la carta psicrométrica.....	47
1.15. Motores eléctricos.....	49
1.15.1. Potencia de un motor eléctrico .....	50
1.15.2. Uso de los motores eléctricos.....	50
1.15.3. Partes de los motores eléctricos.....	51

1.15.4. Motor monofásico .....	54
1.15.5. Motores de arranque por capacitancia .....	55
1.15.6. Motor de arranque y funcionamiento por capacitancia .....	56
1.15.7. El conmutador centrífugo.....	56
1.15.8. Relé de potencial y relé para corriente .....	57
1.15.9. Motor trifásico de inducción .....	60
1.16. Sistema de control en el aire acondicionado.....	60
1.16.1. Termostato.....	62
1.16.2. Contactor .....	63
1.16.3. Transformador .....	64
1.16.4. Presostato de alta presión y presostato de baja presión .....	65
2. CÁLCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO .....	67
2.1. Método de total del diferencial de temperatura equivalente (TETD/TA) ....	68
2.2. Método de función de transferencia (TFM) .....	68
2.3. Método de diferencia de temperatura para carga de enfriamiento, factor solar para carga de enfriamiento y factores internos para carga de enfriamiento (CLTD/SCL/CLF) .....	70
2.4. Consideraciones de diseño iniciales para el desarrollo de la carga de enfriamiento .....	71
2.4.1. Recopilación de datos .....	71
2.5. Procedimiento de cálculo de carga térmica .....	73
2.6. Desarrollo de la carga de enfriamiento .....	78
2.6.1. Condiciones iniciales .....	78
2.6.2. Caracterización de materiales .....	80
2.6.3. Zonificación del local .....	82
2.7. Ganancia de calor por fuentes externas .....	83
2.7.1. Ganancia de calor por paredes.....	83

2.7.2. Factores CLTD para paredes .....	87
2.7.3. Cálculo de ganancia de calor por paredes .....	90
2.7.4. Ganancia de calor por techo.....	93
2.7.4.1. Conductancia térmica de techo .....	93
2.7.4.2. Factores CLTD para el techo .....	96
2.7.5. Cálculo de ganancia de calor por techo.....	99
2.8. Ganancia de calor por ventana .....	100
2.8.1. Ganancia por conducción .....	100
2.8.1.1. Conductancia térmica de la ventana .....	100
2.8.2. Cálculo de ganancia de calor por conducción a través de ventanas .	100
2.9. Ganancia por radiación solar .....	103
2.9.1. Coeficiente de sombra (shading coefficient).....	103
2.9.2. Factor de carga de enfriamiento (CLF).....	104
2.9.3. Cálculo de ganancia de calor por radiación a través de ventanas.....	104
2.10. Ganancia de calor por fuentes internas .....	107
2.10.1. Ganancia de calor a través de piso .....	107
2.10.1.1. Conductancia de piso .....	107
2.10.2. Cálculo de ganancia de calor a través de pisos.....	108
2.11. Ganancia de calor a través de cielo raso .....	109
2.11.1. Conductancia térmica de cielo raso .....	109
2.11.2. Cálculo de ganancia de calor a través cielo raso.....	109
2.12. Ganancia de calor a través de particiones internas .....	110
2.12.1. Conductancia térmica de particiones internas .....	110
2.12.2. Cálculo de ganancia de calor a través particiones.....	111
2.13. Ganancia de calor por luminarias .....	113
2.12.3. Cálculo de ganancia de calor sensible por luminarias .....	115

2.14. Ganancia de calor debido a ocupantes.....	115
2.14.1. Cálculo de ganancia de calor sensible por ocupantes.....	116
2.14.2. Cálculo de ganancia de calor latente debida a ocupantes.....	117
2.15. Ganancia de calor debida a aparatos .....	117
2.15.1. Cálculo de ganancia de calor sensible por aparatos .....	118
2.15.2. Cálculo de ganancia de calor latente por aparatos.....	119
2.16. Ganancia de calor debida a motores .....	120
2.17. Ganancia de calor debido a ventilación e infiltración de aire .....	120
2.17.1. Ventilación forzada .....	121
2.17.2. Ventilación natural .....	121
2.17.3. Infiltración .....	121
2.17.4. Ventilación necesaria según ashrae dentro de las zonas del local..	123
2.18. Infiltración por apertura de puertas .....	123
2.18.1. Ganancia de calor por infiltración .....	123
2.18.2. Cálculo de ganancia de calor por infiltración .....	124
2.19. Sumario de ganancia de calor del local .....	125
2.20. Selección de equipos mediante el uso del proceso psicrométrico .....	127
2.21. Esquema de ubicación del equipo de acondicionamiento de aire.....	132
3. REHABILITACIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE EQUIPO.....	134
3.1. Revisión de equipo en desuso .....	134
3.2. Reparación de equipos a utilizar .....	137
3.3. Montaje de los equipos de aire acondicionado .....	142
3.4. Carga térmica complementaria .....	143
3.5. Instalación eléctrica recomendada.....	145
3.5.1. Diagrama unifilar y de la instalación eléctrica en planta .....	146
4. MANUAL DE OPERACIÓN, SERVICIO Y MANTENIMIENTO .....	148

CONCLUSIONES .....	155
REFERENCIAS .....	156
ANEXO 1. TABLAS BIBLIOGRAFICAS .....	160
ANEXO 2. MANUAL DE CARGA DE ENFRIAMIENTO .....	179
ANEXO 3. PRESUPUESTO FINAL DEL PROYECTO .....	210
ANEXO 4. CAPTURAS DE PANTALLA DE USO DE LA HOJA DE CÁLCULO ELECTRÓNICA.....	213

## ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1.1. Tasa de producción de calor en diferentes actividades cotidianas.....	15
Tabla 2.1. Condiciones de diseño exteriores.....	79
Tabla 2.2. Condiciones para el cálculo de la carga térmica.....	79
Tabla 2.3. Caracterización de materiales.....	82
Tabla 2.4. Conductancia y resistencias de superficies de aire.....	86
Tabla 2.5. Factores CLTD para paredes soleadas latitud N.....	87
Tabla 2.6. Correcciones de factores CLTD para paredes.....	90
Tabla 2.7. Factores CLTD corregidos para paredes soleadas.....	91
Tabla 2.8. Factores de corrección LM para techos.....	99
Tabla 2.9. Factores de sombra para vidrio simple.....	104
Tabla 2.10. Factores CLF para ventanas.....	105
Tabla 2.11. Equipos que generan calor en el local.....	119
Tabla 2.12. Ganancia de calor sensible por aparato.....	119
Tabla 2.13. Ganancia de calor sensible por aparato.....	120
Tabla 2.14. Ganancia de calor latente por aparato.....	120
Tabla 2.15. Ganancia de calor latente por aparato.....	121
Tabla 2.16. Sumario de ganancia de calor del local.....	126
Tabla 3.1. Detalles de equipos de aire acondicionado a rehabilitar.....	135
Tabla 3.2. Características y danos de los equipos a reparar.....	135
Tabla 3.3. Trabajo realizado a los equipos de aire acondicionado.....	138
Tabla 3.4. Detalle de equipo complementario.....	145
Tabla 3.5. Material eléctrico propuesto.....	147
Tabla 4.1. Rutina de mantenimiento sugerido.....	151
Tabla 4.2. Problemas y posibles causas de los equipos de A/C.....	153



## ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Fig. 1. Representación del área de confort humano en función de la temperatura y la actividad realizada.....	14
Fig. 1.2. Ciclo inverso de Carnot.....	27
Fig. 1.3. Ciclo de refrigeración.....	29
Fig. 1.4. Compresor hermético.....	33
Fig. 1.5. Compresor semi- hermético.....	34
Fig. 1.6. Compresor abierto.....	34
Fig. 1.7. Evaporador de tubo descubierto.....	35
Fig. 1.8. Evaporador de placa.....	36
Fig. 1.9. Evaporador aleteado.....	36
Fig. 1.10. Tubo capilar.....	38
Fig. 1.11. Pistón de restricción.....	38
Fig. 1.12. Válvula de expansión.....	39
Fig. 1.13. Condensador.....	40
Fig. 1.14. Esquema de la carta psicrométrica para una presión de 1 atm.....	48
Fig. 1.15. Principales características en la carta psicrométrica.....	49
Fig. 1.16. Corte transversal de un motor eléctrico.....	51
Fig. 1.17. Partes de un motor eléctrico.....	51
Fig. 1.18. Polos de un imán que pueden girar libremente sobre su centro.....	52
Fig. 1.19. Croquis de rotor de jaula de ardilla.....	53
Fig. 1.20. Localización de los devanados de arranque y de funcionamiento en el estator.....	53
Fig. 1.21. Principio de operación de un motor monofásico.....	54
Fig. 1.22. Ciclo de CA, tensión y corriente en un circuito inductivo.....	55
Fig. 1.23. Conmutador centrifugo situados al final del motor.....	56
Fig. 1.24. Diagrama de conexión que ilustra la mayor tensión del devanado de arranque de un motor.....	58

Fig. 1.25. Diagrama de conexiones de un relé para corriente.....	59
Fig. 1.26. Esquema de operación de un motor trifásico y su diagrama eléctrico.....	60
Fig. 1.27. Sistema de control correspondiente a un sistema de A/C.....	61
Fig. 1.28. Termostato analógico.....	63
Fig. 1.29. Termostato digital programable.....	63
Fig. 1.30. Contactor de tres polos.....	64
Fig. 1.31. Transformador dos TAB.....	64
Fig. 1.32. Presostato de baja y alta presión.....	65
Fig. 1.33. Presostato dual de alta y baja presión ajustable.....	66
Fig. 2.1. Zonificación de local.....	83
Fig. 2.2. Dimensiones de un bloque de hormigón.....	84
Fig. 2.3. Conjunto de techo.....	94
Fig. 2.4. Figura de losa o entepiso.....	107
Fig. 2.5. Uso de la carta psicrométrica para selección de equipo.....	129
Fig. 2.6. Esquema de ubicación de los equipos rehabilitados y áreas de enfriamiento.....	132
Fig. 2.7. Esquema de ubicación y cargas totales de los equipos complementarios.....	133
Fig. 3.1. Condiciones en que se encontró el equipo.....	140
Fig. 3.2. Condiciones de los equipos luego de la rehabilitación.....	141
Fig. 3.3. Condiciones finales de los equipos rehabilitados.....	141
Fig. 3.4. Estructura de soporte de los equipos de A/C.....	142
Fig. 3.5. Equipos de A/C instalados.....	142
Fig. 3.6. Diagrama unifilar recomendado para la instalación eléctrica.....	146
Fig. 3.7. Ubicación de los equipos de aire acondicionado y tomas corriente.....	147

## **INTRODUCCIÓN**

El acondicionamiento del aire de un local con el paso del tiempo se está volviendo más común y necesario, debido al cambio climático que está sufriendo el planeta tierra. El acondicionamiento del aire como proceso consiste en tratar de modo que queden reguladas simultáneamente su temperatura, su humedad, su pureza y su distribución, a fin de que se cumplan las condiciones exigidas por el espacio acondicionado en cualquier época del año, para la realización de algún proceso industrial o para llevar a cabo actividades cotidianas que las personas realizan.

La estimación de la carga térmica dentro de espacios confinados son casos particulares, que dependen de un sinnúmero de variables, pero es de gran necesidad realizar dicha estimación para poder conocer la carga de enfriamiento necesaria, y así determinar el equipo de la capacidad adecuada a instalarse y mantener su control durante todo el año.

El presente trabajo tiene como objetivo realizar una propuesta de acondicionamiento, por medio del cálculo de la carga de enfriamiento tomando como referencia la carga térmica generada dentro del local, rehabilitación de equipo y propuesta de equipo complementario para cubrir la carga de enfriamiento.

## **1. MARCO TEÓRICO**

La utilización de sistemas de enfriamiento hoy en día es de vital importancia a nivel mundial, por lo cual toma un papel importante estimar la carga térmica de los recintos que desean adecuarse, ya sea para ocupación de personas o para llevar a cabo actividades específicas bajo condiciones determinadas.

La estimación de la carga térmica dentro de espacios confinados son casos particulares; que dependen de muchas variables, que pueden resultar muy complejas; siendo así, un campo de trabajo estricto de los profesionales en el área. Dentro de los campos de aplicación de la Ingeniería Mecánica, se encuentra realizar estudios termodinámicos, específicamente la cuantificación de calor que se encuentran en los espacios físicos.

Existen tantos factores que pueden afectar la ganancia de calor dentro de un espacio determinado, el profesional en este campo debe ser capaz de poder valorar y estimar dichas variables. Las condiciones que se ven involucradas en dicho estudio dependen en gran manera en función de la ubicación geográfica a nivel mundial, y aun así a nivel regional.

Es de mucha importancia determinar con exactitud la cantidad de calor que desea rechazarse de un lugar específico, para que este sistema no presente anomalías de funcionamiento y si existiesen, estas serían un indicador de haber hecho consideraciones erróneas; por lo cual la persona que realice dichos estudios debe ser un profesional en el área.

## **1.1. HISTORIA DEL AIRE ACONDICIONADO**

La historia del aire acondicionado es la historia de Carrier y aunque no lo parezca hay mucho más de lo que se piensa detrás de esa comodidad que se disfruta en un día cálido de verano o en un día frío de invierno.

Cuando el Dr. Willis Carrier diseñó el primer sistema de aire acondicionado en 1902, su cliente era un frustrado empresario de Brooklyn, NY. Que no lograba imprimir una imagen decente a color debido a que los cambios de temperatura y humedad afectaban las dimensiones y alineación de las tintas.

Por casi dos décadas, la invención de Carrier, que permite controlar científicamente la temperatura y la humedad dentro de nuestros hogares, estaba dirigida a las máquinas, o a la industria más que a las personas.

No fue hasta 1906 que Carrier, siendo empleado de la Buffalo Forge Company, patentó su primer equipo como un aparato para tratar el aire.

Las industrias textiles del sur de los Estados Unidos fueron los primeros usuarios del nuevo sistema Carrier. La falta de humedad en el aire de la Chronicle Cotton Mill en Belmont, NC. Causaba exceso de electricidad estática provocando que las fibras de algodón se deshilaran y fueran difíciles de tejerlas. El sistema Carrier elevó y estabilizó el nivel de humedad para eliminar este problema, logrando un acondicionamiento en las fibras del algodón. La primera venta en el exterior de un sistema Carrier fue para una fábrica de seda en Yokohama, Japón en 1907.

En 1915 se formó la compañía Carrier Engineering e inició la fabricación de productos, en 1922 crea el logro más significativo en la industria: el equipo refrigerante centrífugo (chiller). El refrigerante centrifugado fue el primer método

práctico de aire acondicionado para espacios amplios. Este logro por si solo preparó el camino para el desarrollo de equipos que ofrecieron comodidad a escuelas, hospitales, oficinas aeropuertos, hoteles y tiendas departamentales.

En 1924 el refrigerante centrífugo con frío hizo su debut en la tienda departamental J.L. Hudson en Detroit. Michigan. Los asistentes a la popular venta de sótano se sentían mareados por el calor debido a que el sistema de ventilación estaba obstruido. Estas ventas de sótano se hicieron más populares a partir de la instalación de tres refrigerantes centrifugados Carrier y tiempo después fueron instalados en toda la tienda.

Muchos norteamericanos disfrutaron la experiencia del aire acondicionado en los cines por primera ocasión, ya que los propietarios instalaron los equipos para aumentar la asistencia durante los cálidos y húmedos días de verano.

Los propietarios de negocios más pequeños deseaban competir con los grandes almacenes, así que Carrier desarrolló una unidad pequeña de aire acondicionado a finales de los años 20. El año de 1929 fue un pequeño paso para el futuro desarrollo del equipo doméstico "Weathermaker" que enfriaba, calentaba, humedecía, limpiaba y circulaba el aire en los hogares, pero la gran depresión rápidamente puso término a esta posibilidad.

El iglú presentado por Carrier en la Feria Mundial de 1939 pretendía ofrecer a los visitantes una visión del futuro con aire acondicionado, pero fue hasta después de la Segunda Guerra Mundial que las ventas de esta pequeña unidad para casas y negocios se disiparon.

Actualmente en nuestra sociedad muchos productos y servicios vitales dependen del control del clima interno; la comida para nuestra mesa, la ropa que

vestimos y la biotecnología de donde obtenemos químicos, plásticos y fertilizantes.

El aire acondicionado juega un rol importante en la medicina moderna, desde sus aplicaciones en cuidados de bebés y las salas de cirugía, hasta sus usos en laboratorios de investigación.

Sin el control exacto de temperatura y humedad, los microprocesadores, circuitos integrados y la electrónica de alta tecnología no podrían ser producidos, los centros computacionales dejarían de funcionar, muchos procesos de fabricación precisa no serían posibles, el vuelo de aviones y de naves espaciales sería solo un sueño. Minerales valiosos no podrían ser extraídos desde la profundidad de la tierra y los arquitectos no podrían haber diseñado los enormes edificios que han cambiado la cara de las ciudades más grandes del mundo.

El aire acondicionado ha hecho posible el crecimiento y desarrollo de las áreas tropicales, proporcionando los medios para más y mejores vidas productivas. Docenas de ciudades desérticas, desde el Ecuador hasta Arabia Saudita no existirían aún hoy, Sin la habilidad del hombre para controlar su medio ambiente. [1]

## **1.2. ACONDICIONAMIENTO DE AIRE**

El objetivo principal del acondicionamiento del aire, es mantener dentro de un espacio específico condiciones de confort y sanitarias; es decir para preservar la salud y prevenir enfermedades, o bien las condiciones necesarias para la conservación de un producto o para un proceso de fabricación.

Correctamente empleado, el término acondicionamiento del aire significa controlar la temperatura, la circulación, la humedad y la pureza del aire que

respiramos y en el que vivimos o hablando en términos más generales, el acondicionamiento completo del aire significa calentar el aire en invierno, enfriarlo en verano, circular el aire y renovarlo en esas dos estaciones del año, secarlo (quitarle humedad) cuando el aire está demasiado húmedo, humedecerlo (añadirle humedad) cuando es demasiado seco y filtrar o lavar el aire para privarle del polvo y los posibles microbios que contenga tanto en el verano como en el invierno, cualquier sistema que sólo realiza una o dos de esas funciones, pero no todas ellas, no es un sistema completo de acondicionamiento del aire.

Si se reflexiona sobre las posibilidades del acondicionamiento del aire, es fácil de ver el enorme efecto que puede tener sobre nuestra comodidad, nuestra eficiencia y nuestra salud en la vida diaria del hogar y del trabajo.

Para conseguir el acondicionamiento de un espacio debe instalarse el equipo de la capacidad adecuada y mantener su control durante todo el año; hay que tomar en cuenta que la potencia del equipo se determinara de acuerdo a las exigencias instantáneas de la máxima carga real o efectiva. A su vez se debe de tomar en cuenta que el tipo de control que debe usarse debe adecuarse a las condiciones que deben mantenerse durante cargas máximas y parciales.

Generalmente es imposible cuantificar las cargas reales máximas o parciales de un espacio determinado, por lo que es necesario realizar un cálculo que estime dichas cargas.

Si se examinan cuidadosamente las condiciones del local y de la carga real instantánea, podrá entonces proyectarse un sistema económico, de funcionamiento uniforme y exento de averías.



Ganancia o pérdida de calor, es la cantidad instantánea que entra o sale de un espacio a acondicionar. Carga real o efectiva es por definición la cantidad instantánea de calor añadida o eliminada por el equipo. La carga real y la carga efectiva rara vez serán iguales debido a la inercia térmica o al efecto de almacenamiento de calor en la estructura del edificio que rodea el espacio que debe ser acondicionado.

Para que un sistema de acondicionamiento lleve a cabo su función en forma adecuada debe operar en forma simultánea y continua sobre las magnitudes siguientes:

- Temperatura: calefacción, refrigeración.
- Humedad: humidificación, deshumidificación.
- Velocidad: ventilación mecánica, extracción del aire.
- Pureza: filtrado, esterilizado.

Las instalaciones de calefacción y refrigeración modernas tienen la temperatura controlada automáticamente por medio de interruptores termostáticos electrónicos que abren o cierran el circuito eléctrico de los motores eléctricos, del quemador de petróleo, del solenoide que acciona una válvula que controla el paso del gas o, en algunos casos, de los motores que mueven la parrilla automática para carbón o el control del tiro.

Al planear un sistema de calefacción o refrigeración para una casa o un edificio de otro tipo, hay que tener en cuenta el tamaño del edificio, la superficie total de las paredes y las ventanas, el aislamiento, la diferencia máxima de temperatura entre el exterior y el interior, la importancia de las pérdidas y ganancias de calor, para así calcular de una manera más eficiente la carga total

de calor o enfriamiento y el tamaño de la unidad de calefacción o refrigeración que se necesita.

La proporción de humedad del aire se denomina "humedad relativa", significando este término el porcentaje de humedad en proporción a la cantidad total que el aire puede retener cuando está saturado. El punto de saturación dependerá de su temperatura. Cuando más caliente esté el aire, tanto mayor humedad contendrá antes de estar saturado o de alcanzar el "*punto de rocío*", en el cual la humedad empieza a caer o a desprenderse del aire. [2]

### **1.3. APLICACIONES DEL AIRE ACONDICIONADO**

El uso del aire acondicionado tiene dos motivos:

- Mantener la comodidad del ser humano
- Controlar un proceso industrial

Las condiciones que deben mantenerse en un proceso industrial dependen de la naturaleza del mismo o de los materiales que se manejan, mientras que en un sistema para la comodidad humana, las condiciones son dictadas por las demandas del cuerpo y por tanto, es necesario conocer las funciones esenciales de este para saber lo que es requerido de un sistema para el acondicionamiento de aire.

El acondicionamiento de aire en casas particulares, que antiguamente se consideraba un lujo exorbitante, es hoy una necesidad en todos los lugares con climas extremos. Las tres necesidades básicas para lograr la instalación de aire acondicionado son, equipo fácilmente accesible, simplicidad de diseño y facilidad de instalación.

Las aplicaciones del aire acondicionado se pueden dividir en instalaciones para una función única y para función múltiple.

Instalaciones para función única:

- Residencias
- Establecimientos de comidas y bebidas
- Tiendas
- Estudios de radio y televisión
- Salones de belleza y peluquería
- Auditorios
- Salas de baile
- Fábricas

Instalaciones para función múltiple: estas son las que utilizan ductería para la distribución del aire acondicionado en distintos áreas dentro de un mismo local

- Edificios de oficina
- Hoteles
- Hospitales
- Escuelas
- Grandes almacenes
- Bibliotecas
- Museos
- Laboratorios

## 1.4. CONFORT HUMANO: ACONDICIONAMIENTO DE ESPACIOS

### 1.4.1. CONDICIONES DE CONFORT

En la actualidad el confort humano toma un papel importante para el desempeño de muchas actividades, tomando en cuenta que el confort es debido al control de una o más variables dentro del espacio que se desee adecuar.

El confort o comodidad de las personas bajo el punto de vista del aire acondicionado, depende de cuatro factores primordiales que son:

- a) Temperatura del aire
- b) Humedad del aire
- c) Movimiento del aire
- d) Pureza del aire

El comportamiento fisiológico del cuerpo humano demanda que la cantidad de calor interno producido por el mismo, sea igual a la cantidad de calor externo perdido.

- a) **Temperatura del aire:** si no hubiera control de la temperatura, la vida sería imposible. Por esto, el control artificial de la temperatura dentro de un espacio cerrado fue el primer intento para lograr la comodidad humana.
- b) **Humedad del aire:** gran parte del calor del cuerpo se pierde por evaporación a través de la piel. La evaporación se debe a la baja humedad relativa del aire, las altas humedades la retardan. Los excesos de la humedad relativa producen no solamente reacciones fisiológicas molestas, sino también afectan las propiedades de algunos materiales.

- c) **Movimiento del aire:** el movimiento sobre el cuerpo humano incrementa la pérdida de calor y humedad, además modifica la sensación de frío o calor.
  
- d) **Pureza del aire:** la composición química y física del aire es muy importante, más que todo por la eliminación de partículas sólidas en el aire y la purificación de este mismo, no solo por cuestiones de salud, como excluir el polen que causa asma y molestias respiratorias sino que esto disminuye los gastos de limpieza y mantenimiento.

#### **1.4.2. SENSACIÓN DE COMODIDAD**

Para establecer “estándares” de temperatura, humedad, movimiento y pureza del aire, es indispensable encontrar los valores óptimos para que el cuerpo humano tenga la sensación de comodidad.

Debido a las grandes diferencias fisiológicas y psicológicas de los individuos, encontrar valores determinados es prácticamente imposible.

Un intento por encontrar la sensación de comodidad en el mayor número de personas es la carta de “Temperatura efectiva”. Dicha carta relaciona los factores de: temperatura, humedad y movimiento del aire, aspectos fundamentales en la pérdida de calor del cuerpo humano para alcanzar una sensación parecida en un grupo amplio de personas.

De la carta de comodidad se concluye que una temperatura determinada con cierta humedad y movimiento de aire, producirá la misma sensación de calor o frío que otra temperatura, con otra humedad y otro movimiento de aire.

La ASHRAE (The American Society of Heating, Refrigerating and AirConditioning Engineers) ha realizado innumerables pruebas en muchos individuos y llegó a la conclusión que la carta de “temperatura efectiva” es la más recomendable. La carta muestra aproximadamente, en porcentaje, la cantidad de personas que se sienten cómodas en cada combinación; según los experimentos de la ASHRAE, siempre habrá personas incómodas. Sin embargo, las normas de comodidad son para la mayoría. [3]

#### **1.4.3. TEMPERATURA EFECTIVA**

La temperatura efectiva es un indicativo experimental de la comodidad, pues se basa en la combinación de factores que afectan la sensación de temperatura o confort del cuerpo humano expuesto a diferentes combinaciones de factores que intervienen en la temperatura efectiva.

Los factores que pueden intervenir en la temperatura efectiva son:

a) Aclimatación diferente

La temperatura efectiva cómoda depende entre otras cosas, de la temperatura exterior que obviamente cambia de un día a otro y de una estación a otra; sin embargo, el efecto de la temperatura efectiva deseable es pequeño.

b) Duración de la ocupación

Una importante variación de la temperatura efectiva es la duración de las personas dentro del volumen controlado. La experiencia ha demostrado que mientras menos tiempo se ocupe un volumen controlado debe haber un mayor cambio de temperatura; el cambio es con respecto a la temperatura exterior.

c) Ropa

En muchos casos la ropa es factor determinante para la temperatura efectiva; existen lugares en que debido al tipo de ropa usada, la temperatura efectiva tendrá que ser mayor o menor independientemente de otros factores.

d) Edad y sexo

Las personas mayores de 40 años requieren por lo general más temperatura efectiva. Las mujeres requieren por lo general más temperatura efectiva que los hombres; sin embargo, las temperaturas de la carta de comodidad están consideradas para los hombres.

e) Efectos de choque

Este efecto se debe a la entrada rápida del exterior a un lugar controlado. Para evitar el choque, en los pasillos o corredores se mantiene una temperatura efectiva media entre la exterior y la interior; sin embargo, se ha demostrado que el choque no perjudica la salud de los que viven en lugares donde el aire acondicionado es indispensable y están acostumbrados a este tipo de cambios bruscos de temperatura.

f) Calor radiado

Cuando hay una muchedumbre, en un teatro o en un cine por ejemplo, el efecto radiado por el cuerpo de una persona a otra requiere que se disminuya la temperatura efectiva. El calor radiado de una persona a muros o ventanas frías, requiere compensación, aumentando la temperatura efectiva.

## g) Actividad

La actividad es un importante factor para determinar la temperatura efectiva, y por lo general las recomendaciones para elegir una temperatura efectiva varían de acuerdo con la actividad. En la Fig. 1.1 se muestran los límites de confort según la actividad física realizada. Mientras que en la Tabla. 1.1 se muestra la Tasa de producción de calor en diferentes actividades cotidianas.

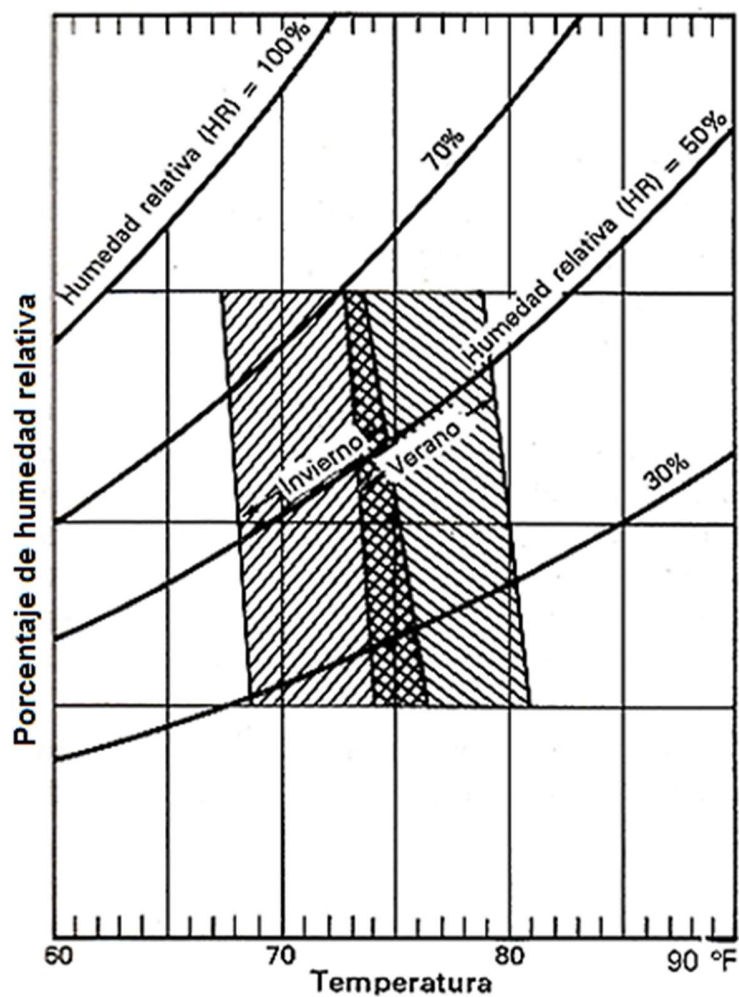


Fig. 1.1. Representación del área de confort humano en función de la temperatura y la actividad realizada. [4].



Tabla. 1.1. Tasa de producción de calor en diferentes actividades cotidianas. [4].

Actividad	Tasa de producción de calor	
	W	W/m <sup>2</sup>
Dormir	60	35
Descansar acostado	80	45
Sentado. Trabajo normal de oficina	100	55
Escribir en la computadora	150	85
Caminata (3 km/h)	200	110
Caminata rápida (6 km/h)	250	140
Trabajo pesado	más de 300	Más de 170

### 1.5. ESTÁNDARES DE CONFORT

Los estándares de confort fueron establecidos hace mucho tiempo por ASHRAE según el método ASHRAE 55-2013, denominado “Ambiente Térmico, Condiciones para la Ocupación Humana”; dentro del cual se establece un método para determinar el ambiente térmico en espacios ocupados, tales como:

- Método de velocidad elevada del aire en la zona de confort
- Método analítico de la zona de confort.
- Método gráfico de la zona de confort.

Con estos métodos se establecen variables como tasas de humedad y velocidades de descarga de aire dentro de los espacios ocupados. Pero se hará caso omiso a ello ya que dentro del proceso de cálculo según ASHRAE ya se establecen variables de diseño.

## 1.6. CAMPO DE ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE

Para la mayoría de personas, el acondicionamiento de aire significa simplemente “enfriamiento de aire”. Para fines específicos, esta definición no es suficientemente útil ni exacta, de modo que en su lugar empleará siguiente definición: “El acondicionamiento del aire es el proceso del mismo en un ambiente interior con el fin de establecer y mantener los estándares requeridos de temperatura, humedad, limpieza y movimiento.”

De la siguiente forma se controla cada una de las anteriores condiciones:

- a) Temperatura, la temperatura del aire se controla calentándolo o enfriándolo.
- b) Humedad, la humedad es el contenido de vapor de agua en el aire, se controla agregando o eliminando vapor de agua del aire; es decir humidificándolo o deshumidificándolo.
- c) Limpieza, mediante la utilización de filtros y pre-filtros.
- d) Movimiento, el movimiento del aire se refiere a su velocidad y a los lugares hacia donde se distribuye. Se controla mediante el uso de equipo adecuado para la distribución del aire.

Se puede considerar que el control del ruido es una función auxiliar del sistema de acondicionamiento de aire, aun cuando el sistema mismo sea la causa del problema. El equipo de acondicionamiento de aire puede producir demasiado ruido, necesitando así de dispositivos atenuantes o reductores de sonido.

## 1.7. CONCEPTOS DE AIRE ACONDICIONADO

Es posible calcular en determinadas condiciones, valores promedio de las propiedades psicométricas del aire en las que el ser humano goza de máximo bienestar, las cuales son:

- La temperatura del aire.
- La humedad del aire.
- El movimiento del aire.
- La pureza del aire.

El acondicionamiento del aire como proceso consiste en tratar de modo que queden reguladas simultáneamente su temperatura, su humedad, su pureza y su distribución, a fin de que se cumplan las condiciones exigidas por el espacio acondicionado en cualquier época del año.

Obtener una carga de enfriamiento es por lo general, más costoso que una de calentamiento. El tamaño de la unidad necesaria se determina con exactitud calculando la ganancia o pérdida de calor del área que se ha de acondicionar.

El aire acondicionado comprende calefacción, refrigeración, humidificación, deshumidificación, ventilación, limpieza de impurezas y circulación del aire.

El aire seco tiene la siguiente composición: nitrógeno 78.03 %, oxígeno 20.99 %, argón 0.94 %, bióxido de carbono 0.03 %, hidrógeno 0.01 %. Impurezas como humos de sulfuros, ácidos, polvos, cenizas, minerales, microorganismos, etc.

La cantidad de vapor de agua en el aire varía de lugar a lugar y de acuerdo a las condiciones atmosféricas locales, siendo normalmente de 1% a 3% de la masa de la mezcla.

- **Calor:** El calor es una forma de energía, transferida en virtud de una diferencia de temperatura. El calor existe en las interacciones entre los cuerpos, en cualquier parte en mayor o menor grado. Como cualquier forma de energía no puede ser creada ni destruida, aunque otra forma de energía pueda convertirse en calor y viceversa. Cuanto más se calienta un material cualquiera, tanto más rápido es el movimiento en las moléculas por las cuales el material o sustancia está compuesta. Si se aplica suficiente calor, se fundirán los sólidos pasando al estado líquido, y si se sigue aplicando calor, el líquido hervirá y se convertirá en vapor. De manera natural, el calor viaja en una sola dirección de un objeto es decir de un área de mayor temperatura a uno de menor temperatura.
- **El frío:** Es simplemente la baja energía térmica, porque aunque se extraiga la mayor parte del calor que contiene un cuerpo o un espacio, no es posible quitarle por ninguno de los medios conocidos la totalidad de su energía térmica.
- **La temperatura cero,** en la escala centígrada, es la de congelación del agua en condiciones ambientales estándares es decir, la temperatura cero. En la escala Fahrenheit es un punto que está a 32 °F. Sin embargo, el cero absoluto teórico está a -273 °C, o aproximadamente 460 °F por debajo de los ceros de las escalas correspondientes. Esta es la temperatura a la cual ya no existirá ningún movimiento de las moléculas de cualquier cuerpo o materia.

- **Medición de calor:** La unidad de calor es la caloría o kilocaloría, que es la energía térmica en tránsito necesaria para elevar un grado centígrado la temperatura de un kilogramo de agua, y los países que utilizan el Sistema Inglés emplean la British Thermal Unit, o sea, la BTU., que es la cantidad de calor necesario para elevar un grado Fahrenheit la temperatura de una libra masa de agua.
- **Calor sensible:** Es el calor que se puede sentir o medir con algún instrumento. Este es el calor que causa un cambio en la temperatura de una sustancia, pero no un cambio en el estado. Por ejemplo, si se calienta agua sobre una llama, puede sentirse la elevación de la temperatura sumergiendo un dedo en el agua. Cuando la temperatura de un líquido o de una sustancia cualquiera se eleva, está absorbiendo calor sensible y, por el contrario, cuando baja la temperatura de una sustancia, está desprendiendo calor sensible.
- **Calor latente:** El término calor latente se refiere a la cantidad de calor necesaria para cambiar el estado físico de una sustancia sin variar su temperatura, de sólido a líquido o de líquido a vapor. La palabra latente significa “oculto”, no es percibido por los sentidos.

Para hacer que una sustancia sufra un cambio físico, y pase del estado sólido al líquido, o del estado líquido al de vapor, hay que añadirle una cantidad considerable de calor. Este calor latente es almacenado en la sustancia y lo devuelve de nuevo cuando la sustancia retorna a su estado inicial cuando se enfría.

- **Calor latente de fusión:** Bajo un cambio de estado, la mayoría de las sustancias tendrán un punto de fusión en el cual ellas cambiarán de un

sólido a un líquido sin ningún incremento en la temperatura. En este punto, si la sustancia está en un estado líquido y el calor se retira de ella, la sustancia se solidificará sin un cambio en su temperatura. El calor envuelto en uno u otro de estos (cambio de un sólido a un líquido, de un líquido a un sólido), sin un cambio en temperatura se conoce como el calor latente de fusión.

- **Calor latente de evaporación:** Para cambiar una sustancia de líquido a vapor y de vapor a líquido se requiere calor latente de evaporación. Puesto que la ebullición es solo un proceso acelerado de evaporación, este calor también puede llamarse calor latente de ebullición, calor latente de evaporación, o para el proceso contrario, calor latente de condensación.
- **Calor latente de sublimación:** El proceso de sublimación es el cambio directo de un sólido a un vapor sin pasar por el estado líquido, que puede ocurrir en algunas sustancias. El ejemplo más común es el uso del “hielo seco” (dióxido de carbono) para enfriar. El mismo proceso puede ocurrir con hielo abajo de su punto de congelación, y se utiliza también en algunos procesos de congelamiento a temperaturas extremadamente bajas y alto vacíos. El calor latente de sublimación es igual a la suma del calor latente de fusión y el calor latente de evaporación.
- **Calor total:** Es la suma del calor latente y el calor sensible.
- **Temperatura:** Magnitud física directamente proporcional a la energía térmica de un cuerpo.
- **Temperatura de saturación:** La temperatura a la cual cambia un líquido a vapor, se llama temperatura de saturación. Algunas veces se le llama también “punto de ebullición” o “temperatura de ebullición”. Un líquido cuya

temperatura ha sido elevada a la temperatura de saturación, se le llama líquido saturado.

- **Temperatura de rocío:** Es la temperatura a la cual la humedad del aire se condensa, manteniendo constante la presión del mismo.
- **Temperatura de bulbo húmedo (TBH, BH, WB):** La temperatura de bulbo húmedo del aire es la temperatura medida por un termómetro cuyo bulbo se encuentra encerrado en una mecha o saco de tela húmeda.
- **Temperatura de bulbo seco (TBS, BS, DB):** Es la temperatura medida por un termómetro ordinario de bulbo seco y es la medida del calor sensible del aire expresado en °C o °F.
- **Humedad relativa (HR, RH):** Expresada en porcentaje, es la relación de la masa de vapor de agua por pie cúbico de aire, con relación a la masa de vapor de agua contenido en un pie cúbico de aire saturado a la misma temperatura.
- **Humedad absoluta o humedad específica (W):** Se llama humedad absoluta o específica del aire a la cantidad de vapor de agua que contiene un aire seco en suspensión y se expresa en libras de vapor de agua por cada libra de aire seco (lb<sub>va</sub>/lb<sub>as</sub>) o en granos de vapor de agua por cada libra de aire seco o en kilogramos de vapor de agua por cada kilogramo de aire seco ( $k_{gva}/k_{gas}$ ).
- **Entalpía (h):** Es la suma del trabajo de flujo más la energía interna. Es la cantidad de calor contenida en el aire. La entalpía del aire es igual a la suma de la entalpía del aire seco, más la entalpía del vapor de agua contenido en la mezcla, su punto de referencia es generalmente 0°C (32 °F).

- **Volumen específico (V):** Es el volumen ocupado por la unidad de masa de una sustancia en condiciones específicas de presión y temperatura.
- **Refrigeración:** Es la técnica para la remoción de calor de un cuerpo o sustancia para llevarlo a una temperatura menor, por debajo de la temperatura del medio ambiente.
- **Refrigeración mecánica:** Es la utilización de componentes mecánicos arreglados en un “sistema de refrigeración”, con el propósito de extraer calor.
- **Refrigerantes:** Son fluidos vitales para los sistemas de refrigeración tanto del tipo de compresión como del de absorción. Absorben calor del lugar donde no se le desea y lo expulsan en cualquier otro lugar.
- **Tonelada de refrigeración:** es un término del sistema ingles de unidades, que se usa para definir y medir la producción de frío. La cual se define como la cantidad de calor suministrada para fundir una tonelada de hielo (2000 lb) en 24 horas, esto es basado en el concepto de calor latente de fusión (144 Btu/lb).  $2,000 \text{ lb.} \times 144 \text{ Btu/lb.} \times \text{día}/24 \text{ hrs.} = 1 \text{ T.R.}$  Por consiguiente una tonelada de refrigeración = 12,000 Btu/hr.
- **Potencia:** Es el trabajo realizado por unidad de tiempo.
- **Presión:** Es el impacto de un gran número de moléculas sobre una superficie. Fuerza o empuje ejercido por sobre unidad de superficie.
- **Presión atmosférica:** La atmósfera alrededor de la Tierra, que está compuesta de gases como el oxígeno y nitrógeno, se extiende muchos kilómetros sobre la superficie. El peso de esta atmósfera sobre la Tierra crea la presión atmosférica. En un punto dado, la presión atmosférica es relativamente constante excepto por pequeños cambios debido a las diferentes condiciones atmosféricas. Con el objeto de estandarizar y como



referencia básica para su comparación, la presión atmosférica al nivel del mar ha sido universalmente aceptada y establecida a 1.03 kilogramos fuerza por centímetro cuadrado (14.7 libras por pulgada cuadrada), lo cual es equivalente a la presión causada por una columna de 760 mm de mercurio (92.92 pulgadas). En lugares más altos del nivel del mar, la altitud de la capa atmosférica que existe sobre la Tierra es menor y por lo tanto la presión atmosférica disminuye.

- **Energía interna:** También se llama calor sensible. Absolutamente todos los cuerpos tienen energía interna o calor sensible. Su variación depende exclusivamente de la temperatura, para cada cuerpo se define una propiedad termodinámica que se denomina calor específico, y puede estar a presión constante o a volumen constante. Desde luego que también dependerá de la cantidad de materia (masa).
- **Ley cero de la termodinámica:** Dos cuerpos que guardan equilibrio con un tercero mantienen un equilibrio térmico entre sí.
- **Primera ley de la termodinámica:** La primera ley de la termodinámica (la rama de la ciencia que trata con la acción del calor) establece que “la energía no se crea ni se destruye, solo se transforma”
- **Segunda ley de la termodinámica:** La segunda ley de la termodinámica, establece que se transfiere calor en una sola dirección, de mayor a menor temperatura.

## 1.8. TIPOS DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

El objeto de un sistema de acondicionamiento de aire es proporcionar un ambiente confortable al ocupante u ocupantes de un edificio residencial, público, médico, fabril o de oficinas. También puede ser para un número de ocupantes

transitorios en un establecimiento comercial como en grandes almacenes, restaurantes etc.,

Los sistemas de acondicionamiento de aire se dividen en cuatro tipos básicos que se diferencian básicamente en la naturaleza del fluido calor o frío portante. Los tipos básicos son:

- Sistema todo agua
- Sistema todo aire
- Sistemas aire-agua
- Sistemas de refrigerante o de expansión directa

#### **1.8.1. SISTEMA TODO AGUA**

El sistema todo agua puede ser de dos tipos:

- Sistemas de intercambiador de calor con ventilador (fan-coils).
- Sistema de suelo radiante.

El primero es el más frecuente, se basa en distribuir el agua, fría o caliente, hasta unas unidades terminales denominadas sistemas de intercambiador de calor con ventilador (fan-coil) que distribuyen el calor o el frío al ambiente mediante unas baterías provistas de un ventilador.

El segundo consiste en distribuir el agua, fría o caliente, hasta un sistema de tuberías enterradas que distribuyen el frío o calor por conducción, convección natural y radiación.

### **1.8.2. SISTEMA TODO AIRE**

Los sistemas todo aire utilizan el aire como único fluido de calor o frío portante. Tradicionalmente este sistema se dividía en monoconducto y doble conducto, estos últimos utilizando dos conductos generalmente uno de aire frío y otro de aire caliente; por cuestiones de ahorro energético y normativa ya no se utilizan por lo que en los sistemas todo aire, explícitamente serán de monoconducto.

### **1.8.3. SISTEMAS AIRE-AGUA**

Los sistemas aire-agua son muy prácticos por que permiten eliminar la carga térmica de forma selectiva, una parte el aire y otra el agua, obteniéndose unos niveles elevados de confort; además, el aire permite resolver los problemas de ventilación. Básicamente se trata de sistemas de intercambiador de calor con ventilador (fan-coil) provistos de la correspondiente red de suministro de aire o sistemas de suelo radiante, en los que, además se superpone un sistema de aire. Un sistema aire-agua típico es el sistema de inductores, pero hoy en día está totalmente obsoleto, por lo que no se entrara en más detalles.

### **1.8.4. SISTEMA DE REFRIGERANTE O EXPANSIÓN DIRECTA**

El sistema de acondicionamiento más elemental es una unidad de expansión directa para acondicionamiento en verano, formando una pequeña unidad de habitación. Añadiendo una resistencia o convirtiendo la unidad en bomba de calor, puede servir para el acondicionamiento durante todo el año. Si el acondicionador es de mayor capacidad, puede añadirse una batería de precalentamiento y un sistema de conductos para servir a un espacio de mayores dimensiones. El control de estas unidades autónomas suele ser del tipo todo-

nada, o de control escalonado en las unidades mayores. En la mayoría de los casos el ventilador funciona continuamente.

Las unidades autónomas encuentran su aplicación en las habitaciones pequeñas o grandes y zonas segregadas. Estos espacios pueden orientarse para servir a un solo ocupante o a un grupo de ellos. También se instalan estas unidades en residencias particulares, oficinas, establecimientos comerciales o grupos de oficinas que constituyen zonas individuales.

### **1.9. CICLO INVERSO DE CARNOT**

De acuerdo con Lord Kelvin es imposible transformar en trabajo el calor que se toma de una única fuente de temperatura uniforme mediante una transformación que no produzca ningún otro cambio en los sistemas que intervienen en ella, para realizarla necesitamos por lo menos dos fuentes a dos temperaturas distintas,  $T_1$  y  $T_2$ . Si contamos con dichas fuentes, podemos transformar el calor en trabajo por medio del proceso siguiente, denominado ciclo de Carnot. [5]

Se considera un fluido cuyo estado pueda representarse sobre un diagrama P-V, (presión-volumen) y se estudia dos transformaciones adiabáticas (se dice que una transformación de un sistema termodinámico es adiabática si es reversible y si el sistema está térmicamente aislado de tal modo que no pueda haber intercambio de calor entre él y el medio circulante mientras se realiza la transformación) y dos transformaciones isotérmicas correspondientes a las temperaturas  $T_1$  y  $T_2$  (es la transformación durante la cual la temperatura del sistema permanece constante).

Estas cuatro curvas se interceptan en los puntos A, B, C y D como se muestra en la Fig. 1.2. El ciclo inverso de Carnot empieza por el punto C, se comprime adiabáticamente de C a B, enseguida viene una compresión isotérmica de B a A, luego una expansión adiabática de A a D y se regresa a C con una expansión isotérmica de D a C. Sobre el gas se realiza trabajo durante la compresión, y el gas realiza trabajo durante la expansión. El trabajo neto, es la diferencia representada en el diagrama P-V como el área C, B, A, D.

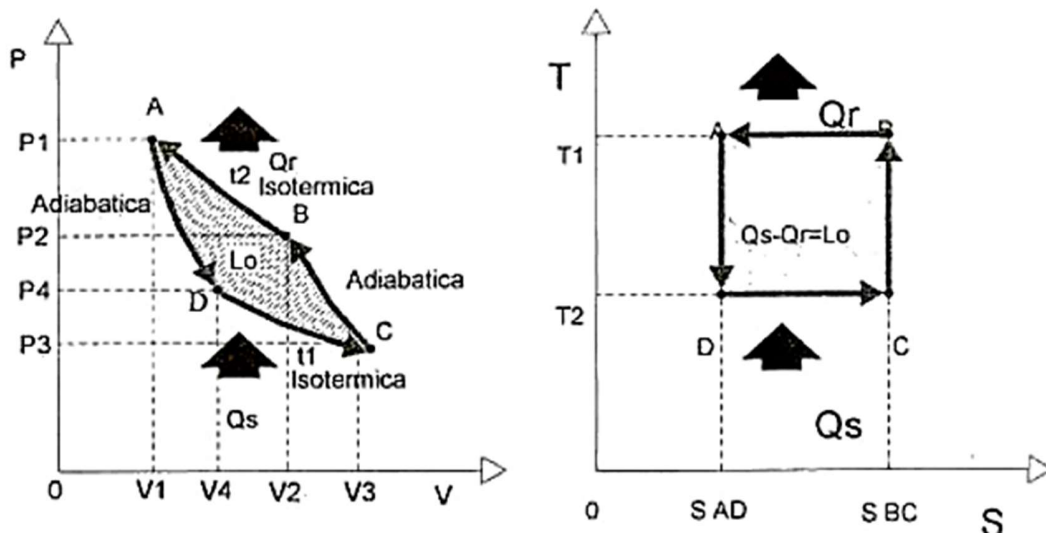


Fig. 1.2. Ciclo inverso de Carnot.

Sean AB y CD las isotermas de temperatura  $T_1$  y  $T_2$  respectivamente. AC y BD son las adiabáticas.

La transformación cíclica reversible ABCDA, es lo que se llama un ciclo de Carnot y se dice que una transformación es reversible cuando los sucesivos estados de la transformación difieren de los estados de equilibrio en cantidades infinitesimales. Una transformación reversible se realiza en la práctica variando muy lentamente las condiciones externas para así permitir que el sistema se

ajuste gradualmente a las nuevas condiciones. Por ejemplo: se podrá producir una expansión reversible en un gas encerrándolo dentro de un cilindro con un émbolo móvil y desplazado este hacia afuera muy lentamente. Si se desplaza bruscamente se formarían corrientes en la masa gaseosa en expansión y los estados intermedios dejarían de ser estados de equilibrio.

### **1.10. CICLO DE REFRIGERACIÓN**

Para estudio y efectos prácticos se analizará el sistema de refrigeración por compresión de vapor.

El sistema consiste básicamente en cuatro dispositivos indispensables para conseguir un ciclo termodinámico cerrado y varios equipos auxiliares sin ser absolutamente necesarios.

La Fig. 1.3. representa el diagrama de todos los componentes del sistema, así como también ilustra el proceso de condensación y el reciclado total de la sustancia de trabajo, llamado refrigerante.

Se explica de la forma más sencilla y breve y sin entrar en detalles de precisión y el recorrido que realiza el refrigerante a lo largo de un ciclo completo en una máquina de refrigeración.

Inicia cuando el refrigerante es aspirado por el compresor, en ese instante los gases son comprimidos a alta presión recibiendo una energía mecánica y pasando a la cámara de descarga. El gas recalentado pasa así al condensador donde se enfría al ceder calor al medio que lo rodea, normalmente agua y/o aire, hasta llegar a la temperatura a la cual se condensa pasando así al estado líquido. La temperatura a la cual se produce este cambio depende de la presión existente

en esos momentos en el condensador y de la naturaleza del refrigerante que utilice el sistema.

El refrigerante en estado líquido sale del condensador y se dirige a la válvula de expansión. Dicha válvula hace pasar el refrigerante a través de un orificio muy pequeño provocándole una fuerte pérdida de presión llevándolo de este modo al refrigerante a una presión y temperatura inferior entrando en ese estado en el evaporador. Una vez que se encuentra en el interior del evaporador el refrigerante comienza a hervir debido al calor que absorbe del medio circulante, normalmente aire y/o agua, hasta pasar todo a estado gaseoso. Todo este proceso se debe a que la temperatura a la cual se evapora el refrigerante es muy baja. El gas se dirige entonces al compresor donde es aspirado de nuevo por éste y dando comienzo un nuevo ciclo. El siguiente diagrama muestra el recorrido que realiza el refrigerante a través del sistema.

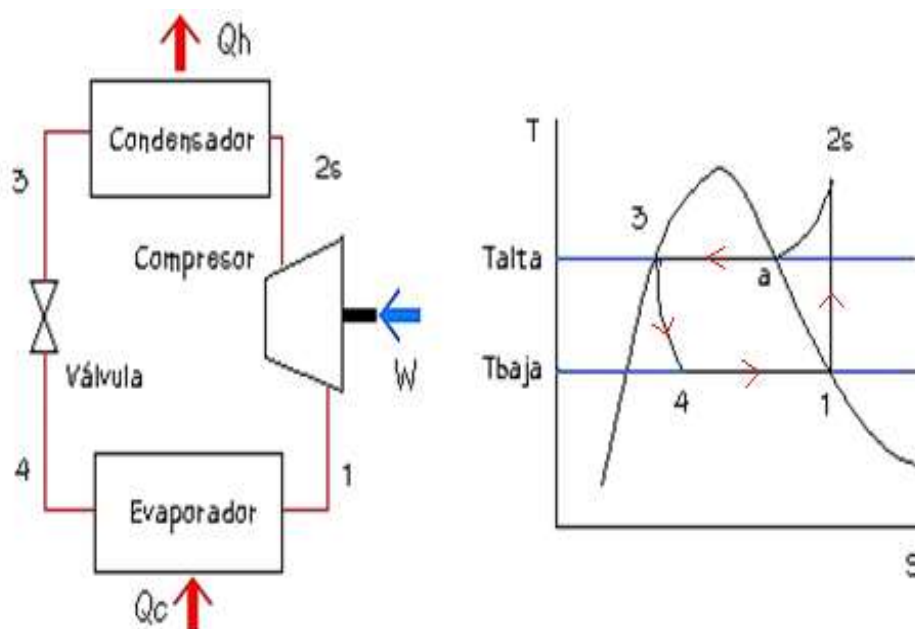


Fig.1.3 Ciclo de refrigeración [6].

### **1.10.1. VÁLVULA DE EXPANSIÓN (3-4)**

Es un dispositivo de diseño especial que dosifica y controla automáticamente el flujo del refrigerante en la línea del líquido al evaporador, haciendo que la presión del refrigerante disminuya.

### **1.10.2. EVAPORADOR (4-1)**

La forma y el modelo de serpentín dependen del tipo de enfriamiento deseado, ya que en su interior circula el refrigerante que mediante la absorción del calor del medio que lo rodea se transforma del estado líquido al estado de vapor.

### **1.10.3. COMPRESOR (1-2)**

El compresor puede ser de tipo recíprocante, centrífugo o rotatorio, y tiene por objetivo elevar la temperatura del gas refrigerante a un valor tal que su punto de condensación sea superior a la temperatura de los medios disponibles para que se realice la condensación. La construcción y aplicación de este compresor también está en función del refrigerante manejado.

### **1.10.4. CONDENSADOR (2-3)**

Consta de un serpentín destinado a transformar el vapor refrigerante de alta presión, que proporciona el compresor, en líquido refrigerante a la misma presión, mediante el contacto con aire y/o agua del medio ambiente. Al igual que los otros dispositivos también existen diferentes tipos de condensadores.

Los elementos auxiliares que requieren en estos sistemas son:

- Separadores de aceite
- Filtro deshidratador



- Indicadores de fluido
- Manómetros
- Sensores eléctricos
- Válvulas de seccionamiento o de servicio.
- Controles para protección de equipo.

Los siguientes pasos pueden hacer más comprensibles el ciclo y el flujo del refrigerante.

1. Por aspecto práctico el ciclo del refrigerante empieza en el orificio del dispositivo de control.
2. El líquido de alta temperatura y de alta presión reduce los parámetros cuando entra en la válvula de expansión (dispositivo de control).
3. El dispositivo de control gobierna el flujo del refrigerante y separa el lado de alta y el lado de baja presión del sistema.
4. El refrigerante se evapora al absorber calor del evaporador.
5. La capacidad de evaporación se controla con el compresor.
6. El vapor refrigerante sale del evaporador con un sobre calentamiento de aproximadamente 10°F, esto es, 10°F más que la temperatura de evaporación.
7. El compresor aumenta la temperatura del vapor hasta superar la del medio de condensación, de manera que el calor se transmita al medio (aire y/o agua) por lo cual el vapor se condensa y queda en su forma líquida para volver a usarse.

## **1.11. COMPONENTES DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO**

Desde que el sistema de aire acondicionado fue inventado, posee partes fundamentales que intervienen en su funcionamiento; son estos elementos básicos que mantienen el ciclo de refrigeración del sistema y que si alguno de estos elementos no estuviese en el mismo no podría realizarse dicho ciclo.

Elementos básicos del sistema de aire acondicionado:

- Serpentin Evaporador
- Compresor
- Serpentin Condensador
- Elemento de Expansión

### **1.11.1. COMPRESOR**

El compresor es el elemento del sistema de refrigeración que se encarga de suministrar energía al sistema, se encarga básicamente de elevar la presión de un fluido de trabajo; es decir recibe un fluido a baja presión y lo entrega al sistema con alta presión y pueden ser clasificados según su fabricación como:

- Compresores herméticos
- Compresores semi-herméticos
- Compresores Abiertos

### **1.11.2. COMPRESOR HERMÉTICO**

El compresor hermético generalmente suele ser utilizado en instalaciones pequeñas y de baja potencia ya que tienen un menor costo y utilizan un menor espacio dentro de la unidad. Este tipo de compresor es refrigerado directamente por el propio refrigerante y no requieren de transmisiones entre el motor y el

propio compresor. Por el contrario, cuando un compresor hermético se avería, generalmente este tipo de compresor es sustituido y no reparado.



Fig. 1.4. Compresor hermético. [7]

### 1.11.3. COMPRESOR SEMI-HERMÉTICO

El compresor semi-hermético es utilizado habitualmente en instalaciones de media potencia, estos tienen el motor y el compresor instalados dentro de un recipiente a presión y accesibles para su reparación en caso de avería. Estos se pueden subdividir en dos clases, los enfriados por aire que suelen ser de baja potencia y los enfriados por aspiración.



Fig. 1.5. Compresor semi-hermético. [8]

#### 1.11.4. COMPRESOR ABIERTO

Este tipo de compresores de aire acondicionado al ser más versátiles y accesibles se suelen utilizar en medias y grandes potencias, los compresores abiertos son totalmente accesibles para su reparación y la transmisión se realiza en el exterior por medio de correas por lo que a causa de esto suelen presentar más problemas de vibraciones y es necesario una correcta alineación y tensión de las mismas.



Fig. 1.6. Compresor abierto. [9]

#### 1.11.5. EVAPORADOR

La finalidad básica del evaporador es intercambiar el calor, se encarga de evaporar el líquido que es suministrado por medio del calor que existe en el lugar que está colocado. Es decir el evaporador cambia de estado el líquido refrigerante a baja presión a gas refrigerante a baja presión y se pueden clasificar según su fabricación en:

- Evaporador de tubo descubierto
- Evaporador de placa
- Evaporador de aleteado

#### 1.11.5.1. EVAPORADOR DE TUBO DESCUBIERTO

Los evaporadores de tubo descubierto se construyen por lo general en tuberías de cobre o bien en tubería de acero. El tubo de acero se utiliza en grandes evaporadores y cuando el refrigerante a utilizar sea amoníaco (R717), mientras para pequeños evaporadores se utiliza cobre. Son ampliamente utilizados para el enfriamiento de líquidos o bien utilizando refrigerante secundario por su interior (salmuera, glicol), donde el fenómeno de evaporación de refrigerante no se lleva a cabo, sino más bien estos cumplen la labor de intercambiadores de calor.



Fig. 1.7. Evaporador de tubo descubierto. [10]

#### 1.11.5.2. EVAPORADOR DE PLACA

Existen dos tipos de evaporadores de placa: uno consiste en dos placas acanaladas soldadas entre sí, y el siguiente tipo consiste en un placa armada que lleva un tubo por el cual corre refrigerante ambas se encuentran recubiertas de pintura epóxica ya que su aplicación se encuentra mayoritariamente en la

manutención de alimentos pero rara vez es utilizada en sistemas de enfriamiento de baja capacidad.



Fig. 1.8. Evaporador de placa. [11]

#### 1.11.5.3. EVAPORADOR ALETEADO

El serpentín evaporador aleteado es el evaporador más utilizado en la industria de refrigeración y aire acondicionado, este consiste en un tubo de cobre cubierto transversalmente por pequeñas placas en forma de aletas y pueden encontrarse desde 1 a 14 aletas por pulgadas dependiendo de las condiciones deseada y se utilizan generalmente bajo convección forzada.



Fig. 1.9. Evaporador aleteado. [12]

### **1.11.6. ELEMENTOS DE EXPANSIÓN**

El dispositivo de expansión es uno de los cuatro elementos básicos del sistema de refrigeración del aire acondicionado. Este se encarga de llevar el refrigerante en forma líquida a alta presión a un estado de baja presión lo que disminuye la temperatura de evaporación del refrigerante dentro del evaporador.

El elemento de expansión puede encontrarse en diferentes formas dentro del sistema y su forma depende mucho de la capacidad del sistema de aire acondicionado, de entre los cuales destacan:

- Tubos capilares.
- Pistones de restricción.
- Válvulas de expansión.

#### **1.11.6.1. TUBOS CAPILARES**

El tubo capilar es el elemento más utilizado en las instalaciones de baja potencia, tales como refrigeradoras y aparatos de refrigeración fraccionarios; en aire acondicionado el tubo capilar se utiliza en equipos de baja capacidad de enfriamiento, tales como equipos desde 6,000 Btu/h hasta equipos de 36,000 Btu/h, esto es debido a que en estos sistemas de baja potencia el uso del tubo capilar es una alternativa de menor costo, sencillez y de fácil sustitución cuando suceden fallas en este elemento, el tubo capilar es solo un tubo de diámetro estrecho cuya selección depende únicamente de variables de diseño según la potencia del sistema, la primordial desventaja del elemento de expansión es que no puede regularse el flujo de refrigerante durante la operación.



Fig.1.10. Tubo capilar. [13]

#### 1.11.6.2. PISTONES DE RESTRICCIÓN

El pistón de restricción es utilizado en sistema de aire acondicionado de uso comercial, es decir en máquinas de baja y media potencia, el pistón de restricción no es más que un elemento con un orificio calibrado el cual es seleccionado según condiciones de trabajo requeridas, el funcionamiento es el mismo que el tubo capilar con la ventaja que su sustitución es más rápida y que en el sistema puede sustituir el pistón por otro sin mayor esfuerzo y al igual que el tubo capilar, posee la desventaja que no puede regularse el flujo del refrigerante que transita por él.



Fig.1.11. Pistón de restricción. [14]



### 1.11.6.3. VÁLVULAS DE EXPANSIÓN

La función de la válvula de expansión, es similar a la del tubo capilar y el pistón de expansión, con la única diferencia que esta si puede ser regulada ya sea manualmente o de forma automática, podría ser termostática, termostática con compensación externa, electrónica, electromecánica o automática.



Fig. 1.12. Válvula de expansión. [15]

### 1.11.7. CONDENSADOR

La función del serpentín del condensador dentro del sistema de refrigeración, es el de condensar el gas refrigerante que sale del compresor a alta presión y transformarlo en líquido a alta presión para luego ser tratado por el elemento de expansión y el evaporador. Existen variedades de tipos de serpentines condensadores pero el más utilizado son los serpentines de cobre con aletas usando convección forzada.

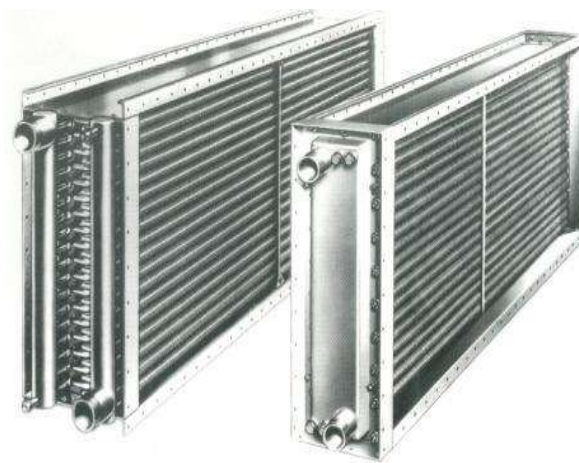


Fig. 1.13. Condensador [16]

## 1.12. CARGA TÉRMICA DE ENFRIAMIENTO

Cuando se habla de cuantificar el calor dentro de un recinto, se refiere a cargas de enfriamiento o calefacción, es decir cuánto calor se debe adicionar o rechazar de un lugar específico, aunque solo se enfoque en cuantificar la cantidad de calor que debe de rechazarse, debido a que en esta latitud no es necesario adicionar calor a los espacios en ninguna época del año.

Es así, que la carga de enfriamiento consiste en cuantificar la cantidad de calor que debe ser rechazado, en un recinto cerrado que intercambia calor con el exterior debido a las condiciones higrotérmicas del interior y el exterior, considerando el exterior con las condiciones más desfavorables para el estudio.

Dentro del cual intervienen las siguientes variables:

- Situación del Local
- Cargas Internas
- Cargas Externas

### **1.12.1. ESTUDIO DEL LOCAL CARACTERÍSTICAS DEL LOCAL Y FUENTES DE CARGA TÉRMICA**

Para lograr una estimación realista de la carga de enfriamiento o de calefacción es un requisito primordial el estudio riguroso de las componentes de la carga en el espacio que va a ser acondicionado y deben considerarse los siguientes aspectos físicos.

- a) Orientación del edificio y situación del local a acondicionar respecto a los puntos cardinales, debido a los efectos del sol y el viento.
- b) Estructuras permanentes próximas, debido a los efectos de sombra sobre la locación.
- c) Superficies reflectantes: tales como agua, arena, lugares de estacionamiento, etc.
- d) Destino del local, es decir cuál la función que se va a desempeñar dentro del local, tales como: oficina, hospital, local de ventas, fábrica, etc.
- e) Dimensiones del local, siendo estas: altura, ancho y largo, Altura del techo, suelo a suelo, suelo a techo, espacio del cielo raso y las vigas.
- f) Columnas y vigas, tamaño, profundidad, etc.
- g) Estructura de los cerramientos y materiales utilizados en estos.
- h) Condiciones del entorno, condiciones térmicas de los espacio o recintos colindantes, etc.
- i) Ventanas, dimensión, materiales.
- j) Puertas, materiales, dimensiones y frecuencia de empleo.
- k) Escaleras y huecos verticales.
- l) Número de ocupantes, tiempo de ocupación, naturaleza de la actividad.
- m) Alumbrado, potencia por hora punta, tipo de luminaria.

- n) Motores, potencia y régimen de trabajo; este dato es muy importante y debe valorarse cuidadosamente.
- o) Equipo y utensilios diversos, cafeteras, ordenadores, cocinas, etc.
- p) Ventilación necesaria, en función de la función del recinto y del nivel de bienestar deseado, respecto a las normativas mínimas exigidas por la normativa vigente.

### **1.12.2. CARGAS EXTERNAS**

**Radiación solar que entra a través de cerramientos transparentes:** debe tenerse en cuenta la radiación incidente, factores de amortiguación debido a persianas o cortinas, calidad del vidrio y sombras proyectadas por elementos exteriores. Debido a que una parte no despreciable del calor solar que entra en el recinto se utiliza para calentar la estructura del mismo y los objetos situados en su interior, calor que luego se devuelve al ambiente interior, en un cálculo más afinado de la carga instantánea puede tenerse en cuenta el efecto de este almacenamiento de calor.

**Radiación solar a través de cerramientos opacos:** en régimen de verano, el calor penetra en la pared a través de su cara exterior debido a la acción combinada del aire exterior y la radiación solar, con lo cual la pared se va calentando progresivamente desde fuera hacia dentro y cuando el aporte de calor desde el exterior disminuye, la pared se enfría también desde dentro hacia fuera. En definitiva, hay almacenamiento de calor en la pared y un retraso en la llegada de la demanda de calor en el interior, esto hace que la demanda real no coincida con la instantánea calculada a partir de las condiciones interiores y exteriores.

**Temperatura del aire exterior:** una temperatura del aire exterior más alta que la del interior hace que el calor fluya a través de las ventanas, tabiques y suelos.

**Presión de vapor de agua:** el vapor de agua pasa a través de la mayoría de los materiales utilizados en la construcción de paredes y forjados, y su flujo depende de la diferencia de su presión parcial a ambos lados de la pared y circula en el sentido de menor presión.

**Viento que sopla contra una pared del edificio:** el viento hace que el aire exterior se infiltre a través de las rendijas de puertas y ventanas. Debido a que las condiciones de temperatura y humedad del aire exterior no coinciden con las del interior, esta infiltración se traduce en carga térmica que puede ser sensible y/o latente. Aire exterior para la ventilación.

### 1.12.3. CARGAS INTERNAS

- **Personas:** el cuerpo humano debido a su metabolismo, genera calor en su interior y lo cede por radiación, convección y evaporación desde su superficie, y por convección y evaporación a través del sistema respiratorio. La cantidad de calor generado y disipado depende de la temperatura ambiente y del grado de actividad de la persona.
- **Iluminación:** los elementos de iluminación convierten la energía eléctrica en luz y calor.
- **Utensilios y herramientas:** los restaurantes, hospitales, laboratorios y determinados establecimientos (salones de belleza) tienen aparatos eléctricos, de gas o de vapor que desprenden calor.
- **Aparatos electrónicos y equipos informáticos:** consultar los datos de fábrica para valorar su disipación de calor. Si no se conoce, una opción

prudente es aceptar que es igual a la potencia eléctrica consumida multiplicada por un factor de utilización.

- **Motores eléctricos:** constituyen una carga muy importante en las instalaciones industriales, por lo que debe hacerse un cuidadoso análisis que tenga en cuenta: potencia, horas de funcionamiento y carga parcial.
- **Tuberías que conducen fluidos:** por algunos recintos climatizados pueden pasar conducciones a temperatura distinta del aire ambiente, en consecuencia, cederán o captarán calor en función de la diferencia del salto térmico entre la tubería y el aire y del estado de reposo o movimiento del mismo. En la mayoría de casos las tuberías o conductos que conducen fluidos a temperatura distinta del ambiente se encuentran aislados térmicamente, entonces el aporte o absorción de calor es poco importante.
- **Diversas fuentes calor:** pueden existir otras fuentes de calor y de humedad dentro del espacio acondicionado por ejemplo, escapes de vapor en máquinas de lavar o planchar, ventiladores y bombas del propio sistema de acondicionamiento del aire y otros, que también deberán tenerse en cuenta en el cálculo riguroso de la carga sensible latente.
- **Aire exterior necesario para la ventilación:** Generalmente se necesita aire exterior para renovar parte del interior a fin de mantener las condiciones de salubridad y bienestar. Como en el caso de las infiltraciones, esta situación de aire interior por exterior, impone una carga que puede ser muy importante y que deberá tenerse en cuenta.

### 1.13. TIPOS DE TRANSMISIÓN DE CALOR

La transmisión de calor en un recinto puede darse de diferentes formas, tales como conducción, convección y radiación

### **1.13.1. CONDUCCIÓN**

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases. En los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio.

En los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una red y al transporte de energía por parte de los electrones libres. La rapidez o razón de la conducción de calor a través de un medio depende de la configuración geométrica de éste, su espesor y el material de que esté hecho, así como de la diferencia de temperatura a través de él.

La conductividad térmica " $k$ " es una medida de la capacidad de un material para conducir calor. La conductividad térmica de un material se puede definir como la razón de transferencia de calor a través de un espesor unitario del material por unidad de área por unidad de diferencia de temperatura. La conductividad térmica de un material es una medida de la capacidad del material para conducir calor. Un valor elevado para la conductividad térmica indica que el material es un buen conductor del calor y un valor bajo indica que es un mal conductor o que es un aislante.

### **1.13.2. CONVECCIÓN**

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más

rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de cualquier movimiento masivo de fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura. La presencia de movimiento masivo del fluido acrecienta la transferencia de calor entre la superficie sólida y el fluido, pero también complica la determinación de las razones de esa transferencia.

La convección recibe el nombre de convección forzada si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador, una bomba o el viento. Como contraste, se dice que es convección natural (o libre) si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura en ese fluido.

El coeficiente de transferencia de calor por convección " $h$ " no es una propiedad del fluido. Es un parámetro que se determina en forma experimental y cuyo valor depende de todas las variables que influyen sobre la convección, como la configuración geométrica de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido, las propiedades de éste y la velocidad masiva del mismo.

### **1.13.3. RADIACIÓN**

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación no requiere la presencia de un medio interventor. De hecho, la transferencia de calor por radiación es la más rápida (a la velocidad de la luz) y no sufre atenuación en un vacío. Ésta es la manera en la que la energía del Sol llega a la Tierra.



La radiación es un fenómeno volumétrico y todos los sólidos, líquidos y gases emiten, absorben o transmiten radiación en diversos grados. Sin embargo, la radiación suele considerarse como un fenómeno superficial para los sólidos que son opacos a la radiación térmica, como los metales, la madera y las rocas, ya que las radiaciones emitidas por las regiones interiores de un material de ese tipo nunca pueden llegar a la superficie, y la radiación incidente sobre esos cuerpos suele absorberse en unas cuantas micras hacia adentro de dichos sólidos. [17]

#### **1.14. USO DE LA CARTA PSICROMÉTRICA**

El estado del aire atmosférico a una presión especificada se establece por completo mediante dos propiedades intensivas independientes. El resto de las propiedades se calcula fácilmente a partir de las relaciones de humedad específica, temperatura de bulbo seco y húmedo. El dimensionamiento de un sistema común de aire acondicionado implica un gran número de esos cálculos, lo que con el tiempo afecta los nervios del más paciente de los ingenieros. Por lo tanto, hay una clara motivación para efectuar esos cálculos una vez y presentar los datos en gráficas que sean fáciles de leer. Dichas gráficas reciben el nombre de cartas psicrométricas y se utilizan en aplicaciones de acondicionamiento de aire. Una carta psicrométrica para una presión de 1 atm (101.325 kPa o 14.696 psia) se presenta en la Fig. 1.14.

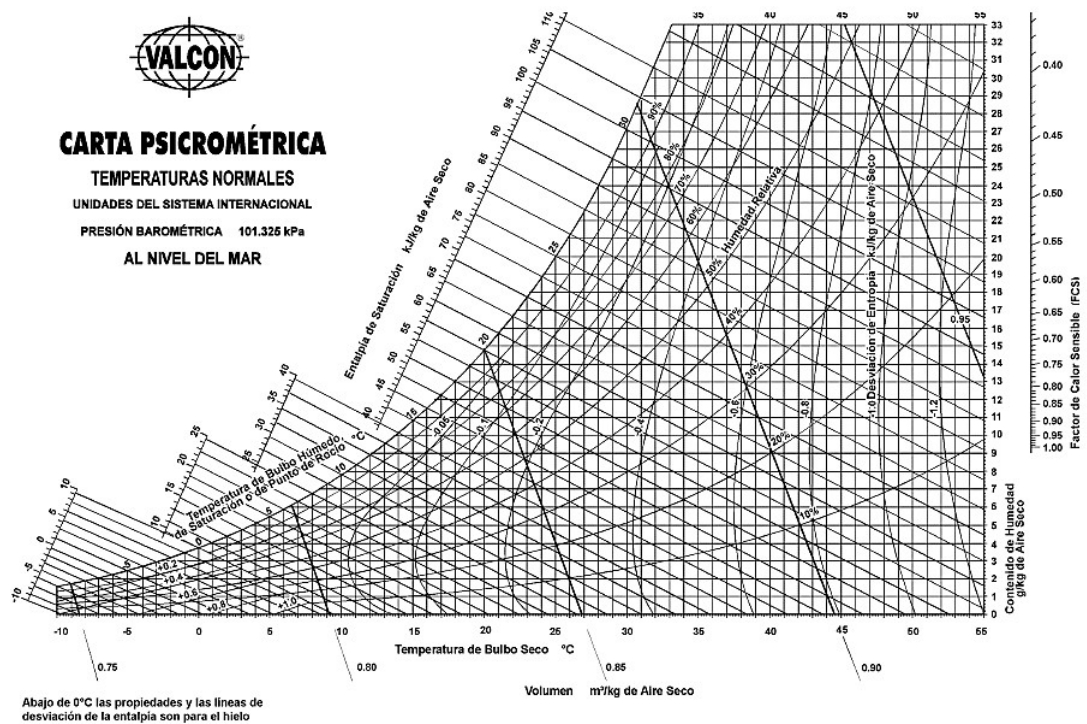


Fig. 1.14 Esquema de la Carta Psicrométrica para una presión de 1 atm (101.325 kPa o 14.696 psia) [18]

Las características más importantes de la carta psicrométrica se presentan en la Fig. 1.15. Las temperaturas de bulbo seco se muestran sobre el eje horizontal y la humedad específica sobre el eje vertical. (Algunas cartas también muestran la presión de vapor sobre el eje vertical ya que para una presión fija  $P$  existe una correspondencia de uno a uno entre la humedad específica  $v$  y la presión de vapor  $P_v$ , En el extremo izquierdo de la carta se observa una curva (llamada *línea de saturación*) en lugar de una línea recta. Todos los estados de aire saturado se localizan en esta curva. Por lo tanto, es también la curva de un 100 por ciento de humedad relativa. Otras curvas de humedad relativa constante tienen la misma forma general.

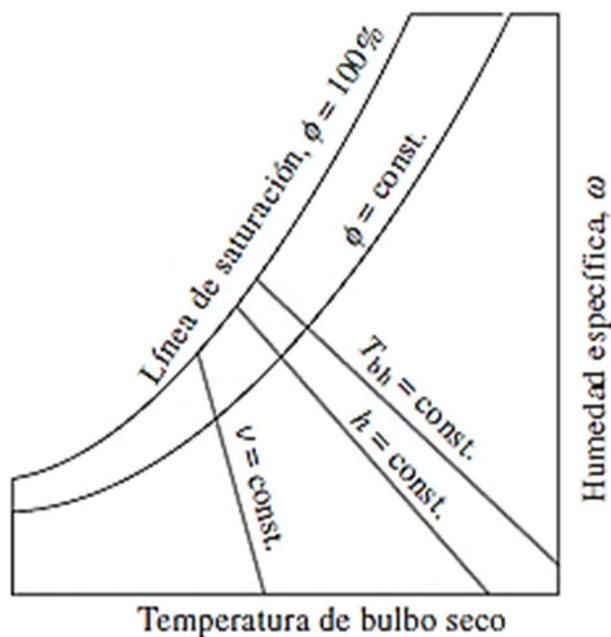


Fig. 1.15. Principales características en la carta psicrométrica

Las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante tienen una apariencia descendente hacia la derecha. Las líneas de volumen específico constante (en  $\text{m}^3/\text{kg}$  de aire seco) parecen similares, salvo que son más inclinadas. Las líneas de entalpía constante (en  $\text{kJ}/\text{kg}$  de aire seco) están casi paralelas a las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante. Por consiguiente, las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante en algunas cartas se emplean como líneas de entalpía constante. [19]

### 1.15. MOTORES ELÉCTRICOS

Si se habla de un sistema de aire acondicionado o refrigeración, por lo general se tiende a darle importancia a la capacidad de refrigeración (ton, Btu/h, kcal/h, Watts, etc.), así como a las características técnicas del condensador, del evaporador, válvula de expansión, tuberías, etc. Es importante considerar la otra

parte del sistema de enfriamiento, que es la parte eléctrica, que es con la que se alimentara de energía al sistema para poderlo operar, se debe tener en cuenta la suficiente cantidad y condiciones para satisfacer la demanda de energía requerida por el sistema de enfriamiento.

#### **1.15.1. POTENCIA DE UN MOTOR ELÉCTRICO**

Se acostumbra comúnmente decir erróneamente “Caballo de Fuerza”, y debe decirse “Caballo de Potencia” y se abrevia HP (Horse-Power). Los motores eléctricos y mecánicos se especifican de acuerdo a sus Caballos de Potencia (HP). Un HP es igual a 745.7 Watts. Cuando una máquina motriz se dice que es de una potencia de “X” HP, nos referimos a que en su flecha con ciertas condiciones es capaz de entregar esa potencia, o sea su potencia de salida es de “X” HP. La unidad de Potencia en Watts (en kwatt = 1000 Watts), es usada por lo general para indicar la potencia de entrada al motor. En los motores abiertos o con flecha visible de uso general, su potencia mecánica que entrega en la flecha (HP) se puede medir con perfecta exactitud, deben ser un valor preciso de la potencia entregada en la flecha, así mismo su potencia eléctrica de entrada en Watts. El fabricante de este tipo de motores abiertos puede y debe garantizar la Potencia mecánica en HP, que su motor es capaz de entregar continuamente en ciertas condiciones. (Voltaje, frecuencia, par, rpm, temperatura, ambiente, etc.)

#### **1.15.2. USO DE LOS MOTORES ELÉCTRICOS**

Los motores eléctricos se utilizan para hacer girar los principales sistemas para mover aire, agua y refrigerante. Estos sistemas principales son los ventiladores, las bombas y los compresores. Existen varios tipos de motores, cada uno con fines particulares. El ingeniero mecánico debe saber que motor es

el indicado para cada trabajo para poder efectuar un diagnostico efectivo y si fuera necesario, sustituir el motor por otro más adecuado [21]

### 1.15.3. PARTES DE LOS MOTORES ELÉCTRICOS

Las partes esenciales de todo motor eléctrico son un estator con devanados, un rotor, cojinetes, terminadores, una carcasa y algunos elementos para fijar estas partes en la posición adecuada.

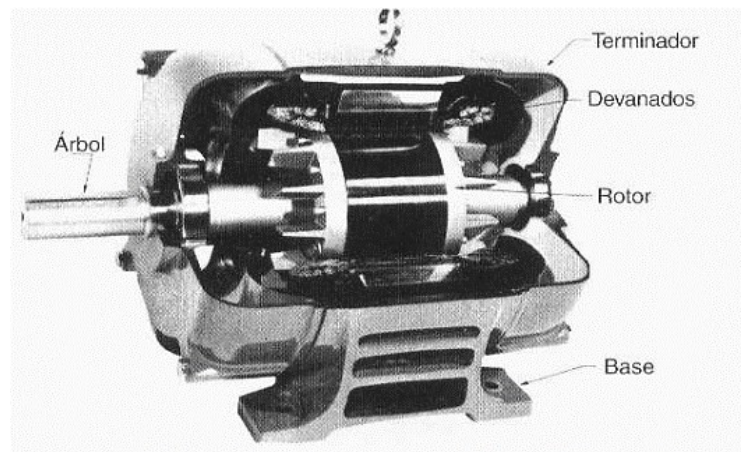


Fig. 1.16. Corte transversal de un motor eléctrico.

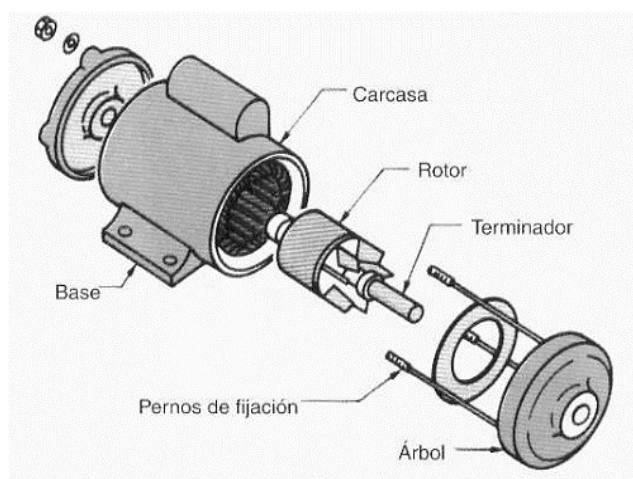


Fig. 1.17. Partes de un motor eléctrico

Si se coloca un imán capaz de girar libremente sobre su centro entre los polos de un imán fijo en forma de herradura, los polos del imán libre se alinean con los polos opuestos del imán fijo, ya que como sabemos polos opuestos se atraen y polos iguales se repelen. Si el imán fijo en forma de herradura fuera un electroimán y se invirtieran las conexiones de la batería, los polos del imán se invertirían y repelerían los polos del imán libre. Haciendo que este girase hasta que los polos opuestos estuvieran alineados de nuevo. Este es el principio básico de funcionamiento de un motor eléctrico. El imán en forma de herradura es el estator y el imán libre es el rotor. [21]

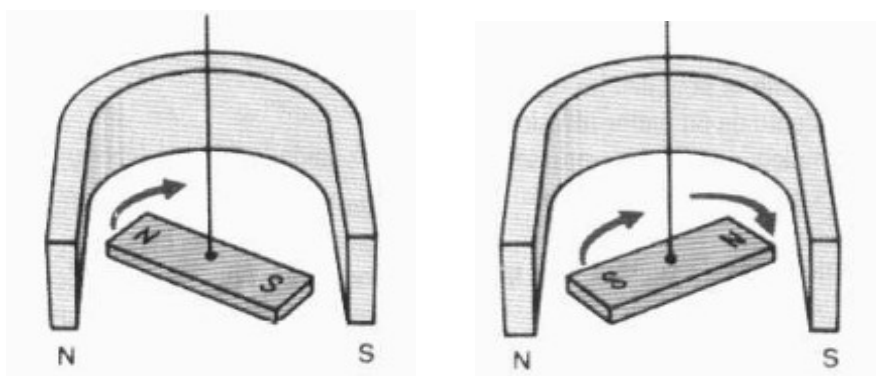


Fig. 1.18. Los polos (norte y sur) d un imán que puede girar libremente sobre su centro se alinea con los polos opuestos del imán fijo.

En un motor bipolar de fase separada, el estator tiene dos polos con devanados aislados, denominados devanados de funcionamiento, al aplicar una corriente eléctrica, estos polos se convierten en un electroimán cuya polaridad cambia constantemente en una razón de 60 ciclos por segundo, cuando el rotor está construido con barras se le denomina rotor de jaula de ardilla. La acción de atracción y repulsión entre los polos de los devanados de funcionamiento y el rotor produce un campo magnético giratorio y hace que gire el rotor. Al invertirse

la corriente alterna 60 veces por segundo, el rotor gira persiguiendo a la polaridad cambiante en los devanados de funcionamiento. [21]

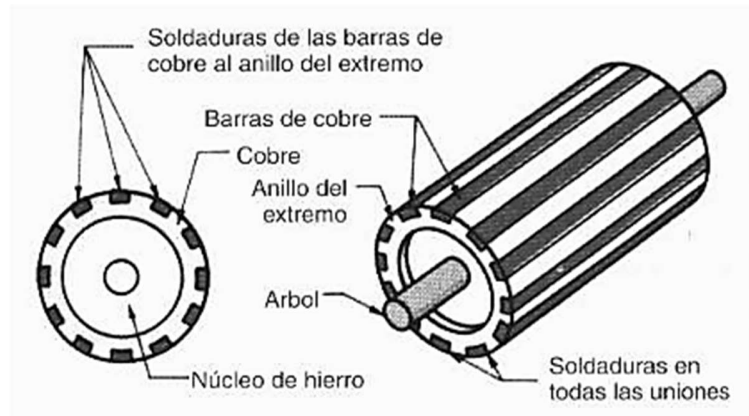


Fig. 1.19. Croquis de un rotor de jaula de ardilla

Los devanados de arranque situados entre los devanados de funcionamiento garantizan que el rotor arranque correctamente y que gire en el sentido deseado. Los devanados de arranque tienen más vueltas que los devanados de funcionamiento y están devanados con un cable de menor diámetro, esto produce un mayor campo magnético y una mayor resistencia, lo que ayuda a que el rotor comience a girar y determina el sentido en que girará.

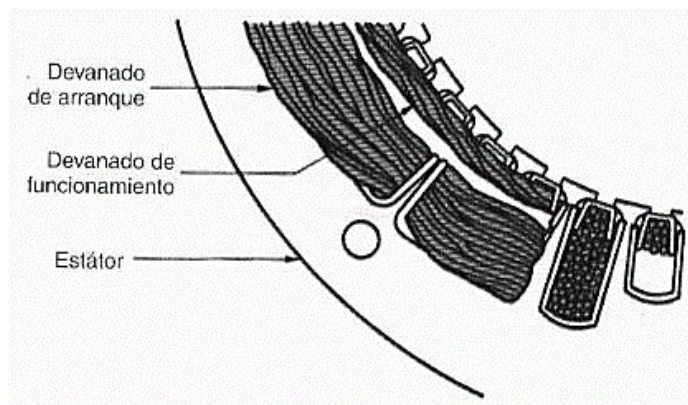


Fig. 1.20. Localización de los devanados de arranque y de funcionamiento en el estator

### 1.15.4. MOTOR MONOFÁSICO

Si un motor eléctrico, su embobinado es de un solo devanado, o de una sola fase, y es excitado con corriente alterna, produce un solo campo oscilatorio, y por lo tanto su rotor no se movería. Para moverse requiere campos magnéticos desplazados espacialmente entre sí, y excitados con corrientes desfasadas, para crear un campo giratorio.

El rotor es del tipo de jaula de ardilla, al excitarse la bobina M con corriente alterna, su flujo magnético produce en el rotor por efectos de transformación una fuerza electromotriz y a su vez una corriente en la jaula de ardilla y un flujo magnético oscilante  $\Phi_P$  convirtiendo al rotor en una bobina con su flujo en la misma dirección de M. Si al rotor se le da un impulso inicial, corta al flujo de la bobina M, induciendo en sus conductores una fuerza electromotriz debida a la rotación, la cual hace circular una corriente que produce un flujo magnético  $\Phi_I$  perpendicular al flujo original de M,  $\Phi_P$ . Estos dos flujos en cuadratura producen un campo giratorio, el cual hace que el rotor continúe con su propia rotación.

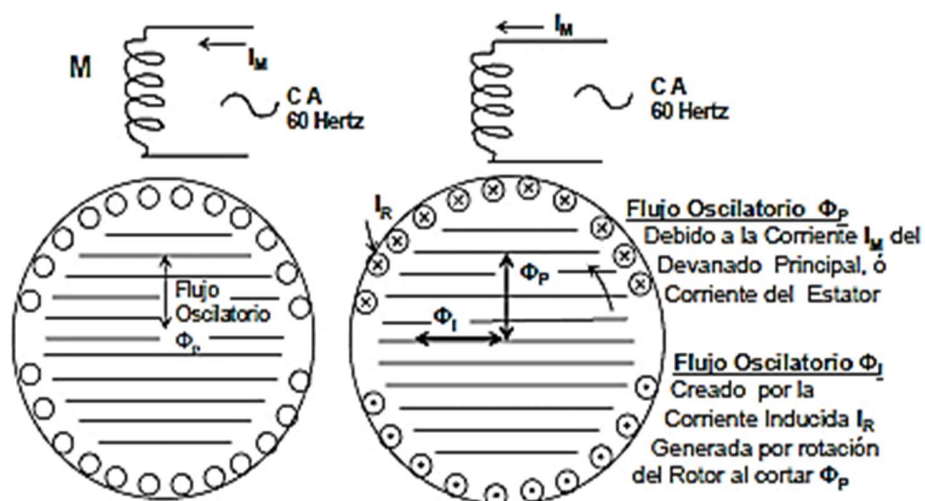


Fig. 1.21. Principio de operación de un motor monofásico



Por lo anterior se concluye que estos motores por si solos no tienen par de arranque, y que es necesario proveerlos de un medio para su arranque.

#### 1.15.5. MOTORES DE ARRANQUE POR CAPACITANCIA

Estos motores accionan con el mismo principio de los motores de fase separada. Tienen dos devanados claramente diferentes, de arranque y de funcionamiento. Una capacitancia de arranque se conecta en serie con los devanados de arranque para aumentar el par de arranque del motor.

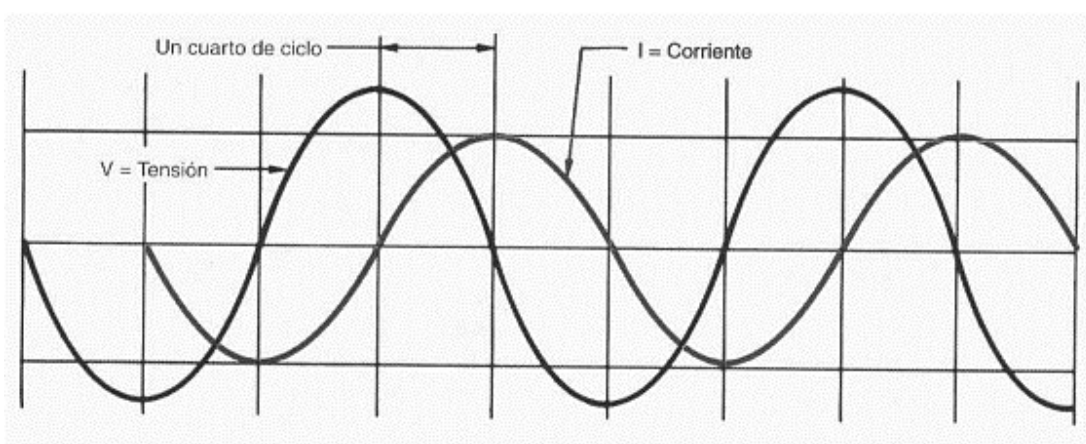


Fig. 1.22. Ciclo de CA, tensión y corriente en un circuito inductivo. La corriente retrasa con respecto a la tensión.

En la figura se muestran los ciclos de tensión y corriente en un motor de inducción, en un circuito inductivo, la capacitancia se adelanta a la corriente; mientras que en un circuito capacitivo la tensión se retrasa con respecto a la corriente. La cantidad en que la tensión adelanta o retrasa con respecto a la corriente se denomina ángulo de fase, una capacitancia se elige para hacer que el ángulo de fase sea el más eficaz para el arranque del motor. Esta capacitancia no está diseñada para ser usada mientras el motor está funcionando y debe desconectarse del circuito en cuanto el motor haya arrancado. [21]

### 1.15.6. MOTOR DE ARRANQUE Y FUNCIONAMIENTO POR CAPACITANCIA

Los motores de arranque y funcionamiento por capacitancia son muy parecidos a los motores de fase separada. La capacitancia de funcionamiento se encuentra presente en el circuito durante todo el tiempo en que el motor está funcionando, si una capacitancia de funcionamiento falla debido a un circuito abierto dentro de la capacitancia, el motor puede arrancar, pero el amperaje durante el funcionamiento será aproximadamente un 10% mayor y el motor se calentará si trabaja a plena carga. Este tipo de motor es uno de los de mayor rendimiento usado en equipos de refrigeración y aire acondicionado. [21]

### 1.15.7. EL CONMUTADOR CENTRÍFUGO

El conmutador centrífugo se emplea para desconectar el devanado de arranque del circuito cuando el motor alcanza un 75% de su velocidad nominal, esto es para los motores que funcionan en la atmósfera, es decir para motores abiertos; cuando hablamos de motores herméticos, que trabajan en un ambiente de refrigerante se utilizan otros dispositivos que no ocasionen chispa a la hora de conectar y desconectar a fin de no deteriorar el refrigerante que lo encierra. [21]

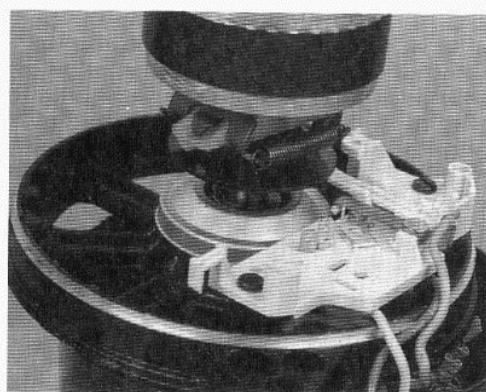


Fig. 1. 23. Conmutador centrífugo situado al final del motor

El conmutador centrífugo es un dispositivo mecánico adosado al final del árbol, con pesos que se desplazan hacia afuera cuando el motor alcanza el 75% de su velocidad nominal. Este conmutador se encuentra bajo una carga de corriente bastante grande, por lo que se producirá una chispa. Si el conmutador no consigue abrir sus contactos y quitar el devanado de arranque del circuito, el motor se sobrecargara y la protección contra sobrecarga lo detendrá.

#### **1.15.8. RELÉ DE POTENCIAL Y RELÉ PARA CORRIENTE**

El relé de potencial se utiliza a menudo en los motores herméticos para desconectar del circuito el devanado de arranque cuando el motor alcanza aproximadamente su 75% de su velocidad normal, este relé tiene un conjunto de contactos que normalmente están cerrados, la bobina está diseñada para que funcione a una tensión ligeramente superior a la tensión aplicada en la línea.

Cuando el rotor empieza a girar, se produce una acción transformadora (llamada fuerza electromotriz) en el devanado de arranque; cuando el rotor se aproxima al 75 % de su velocidad d diseño, la tensión excede a la tensión aplicada y es suficiente para activar la bobina, eso hace que se abran los contactos, desconectándose del circuito los devanados de arranque [21].

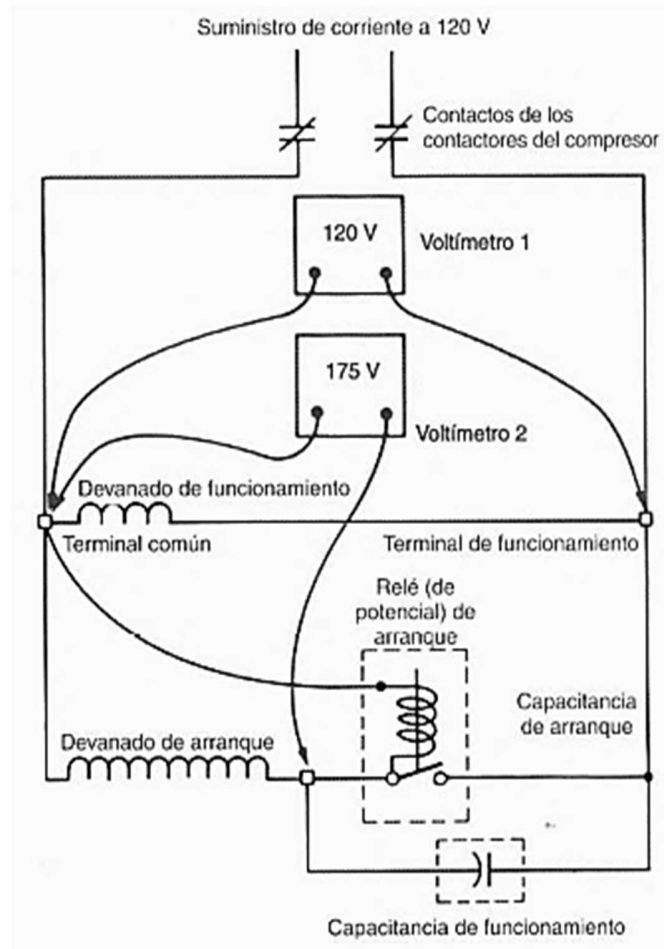


Fig. 1.24. Diagrama de conexiones que ilustra la mayor tensión del devanado de arranque en un motor típico.

El relé para corriente también desconecta del circuito el devanado de arranque. Usa la corriente de entrada al motor para determinar cuando está funcionando a la velocidad adecuada. El motor consume la corriente del rotor bloqueado durante el tiempo en que se aplica a los devanados y el motor no ha empezado a girar, cuando el motor empieza a girar, la corriente alcanza su máximo; empieza a reducirse a medida que aumenta la velocidad del giro del motor.

Este relé tiene un conjunto de contactos que normalmente están abiertos y se cierran cuando la corriente pasa por su bobina, activando los devanados de arranque. Cuando la velocidad del motor alcanza el 75% de la nominal, el relé para corriente abre sus contactos ya sea por gravedad o por medio de un resorte.

[21]

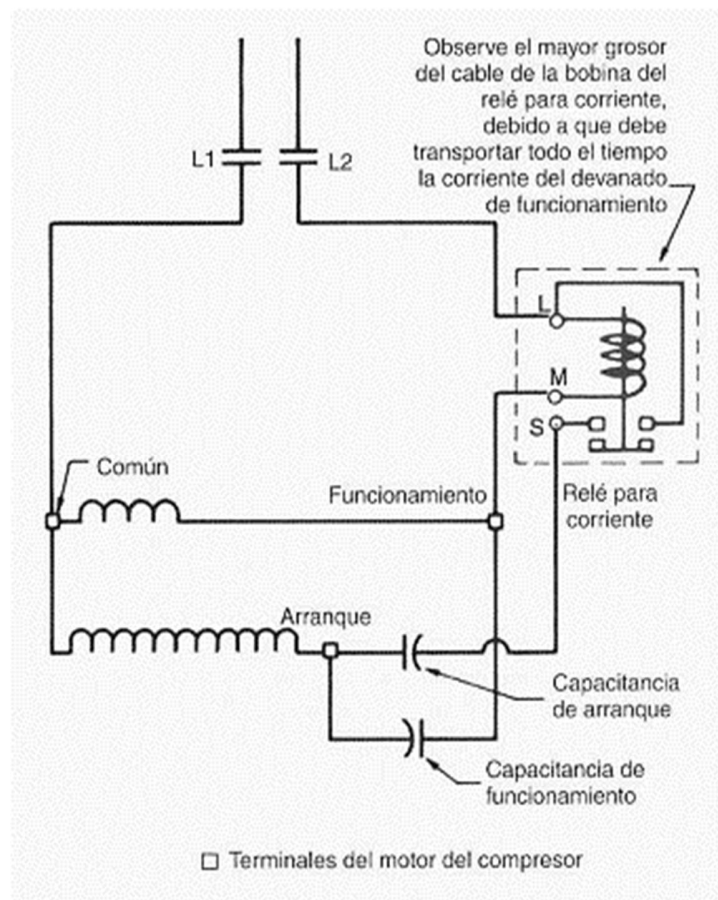


Fig. 1.25. Diagrama de conexiones de un relé para corriente

Toda la corriente del motor debe pasar a través de la bobina del relé para corriente, es por eso que este tipo de relé se puede identificar fácilmente por el grosor del cable de la bobina. Este cable es más grueso de lo normal, ya que tiene que transportar toda la corriente del motor a plena carga. [21]

### 1.15.9. MOTOR TRIFÁSICO DE INDUCCIÓN

Su principio de operación es como sigue, (ver Fig. 1.26). Consta de un embobinado trifásico, perfectamente balanceado o idénticos, por el cual circula una corriente alterna, cada una de las fases produce un campo magnético oscilatorio. Los ejes de los tres campos están desfasados eléctricamente y físicamente  $120^\circ$ . Y cuya dirección es constante.

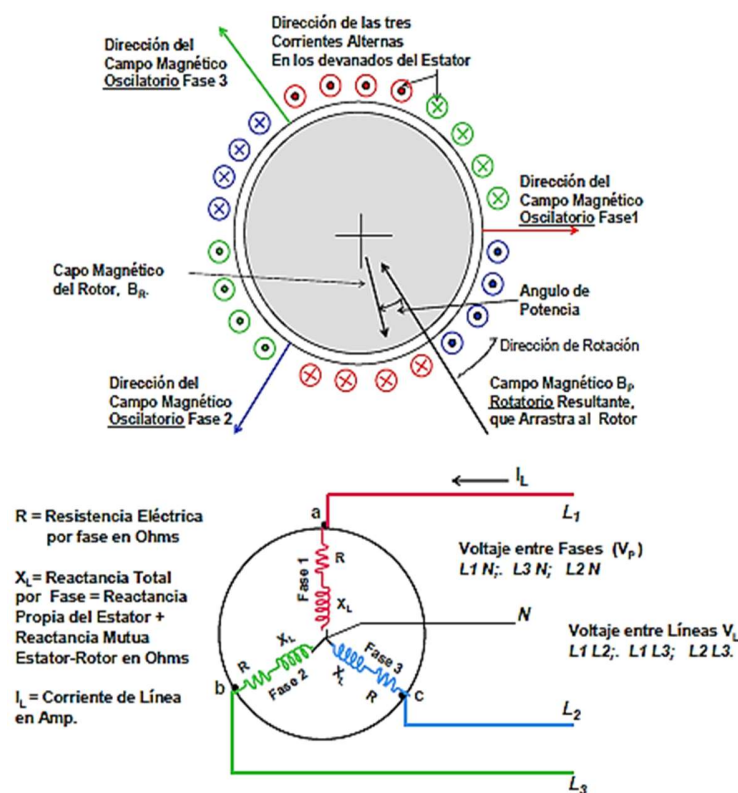


Fig. 1.26. Esquema de la operación un motor un motor trifásico y su diagrama eléctrico

### 1.16. SISTEMA DE CONTROL EN EL AIRE ACONDICIONADO

El uso de los sistemas de control dentro de los sistemas de aire acondicionado es de vital importancia; pues sin ellos no podría llevarse a cabo la operación de los mismos. La finalidad única y básica del sistema de control es

mantener parámetros establecidos por el usuario, controlando variables como temperatura y humedad; pudiéndolo hacer en ciclos estimados por el usuario es decir controles programables o sistemas multietapas, la gama de sistemas de control es muy grande podemos encontrar desde sistemas de control electromecánicos y analógicos hasta los más sofisticados como los digitales.

Para entrar en materia del entendimiento del funcionamiento básico de los sistemas de control se desglosa un sistema electromecánico con funciones básicas, como el control único de la temperatura, para comprender el funcionamiento electromecánico de sus componentes.

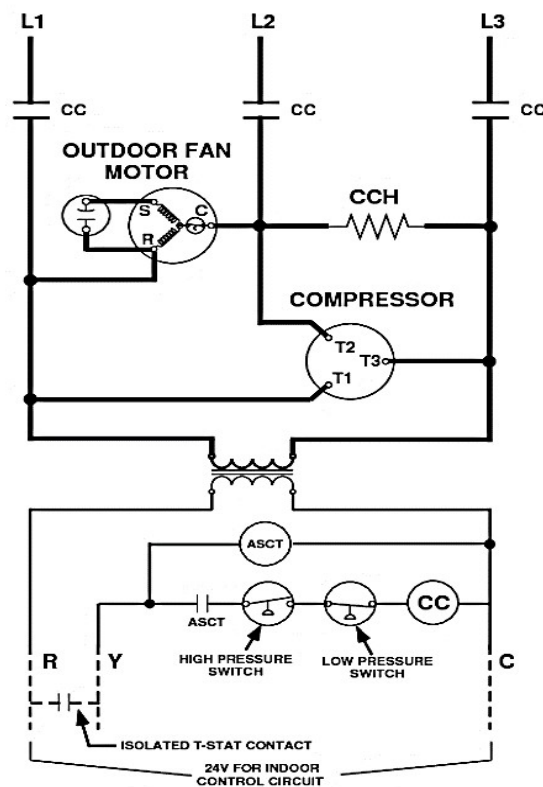


Fig. 1.27. Sistema de control correspondiente a un sistema de aire acondicionado [22]

Como se observa en la figura anterior, este sistema de control corresponde a un sistema de aire acondicionado con un compresor trifásico, es decir, carece de capacitor de arranque o marcha. Además este circuito es comandado con un transformador a 24 VAC que es alimentado por L1 y L3; para poder parar o arrancar el compresor se utiliza un contactor de tres polos, que es activado a través de la línea de salida del transformador denominada C y a través de Y cuando el termostato lo demanda, haciendo un paso de R a Y. Además este sistema de control cuenta con protección de alta y baja presión para evitar que el compresor trabaje fuera de los rangos de operación establecidos; es decir, cuenta con un presostato baja y alta presión que se encuentran en serie con la línea de control denominada Y para anular o dejar fuera la señal que opera el contactor evitando así la operación inadecuada del compresor. También se puede observar que el sistema cuenta con una resistencia de cárter del compresor denominada CCH (Compresor Carter Heater) alimentada por L2 y L3 para evitar que el aceite se congele durante la operación del compresor o según sea la aplicación del sistema. Se observa dentro del sistema de control que además de controlar el contactor el compresor gobierna el paro y arranque del motor ventilador monofásico que utiliza un capacitor de marcha.

A continuación se listarán los elementos anteriormente mencionados y que intervienen en el funcionamiento del sistema de enfriamiento y además forman parte del sistema de control:

#### **1.16.1. TERMOSTATO**

La finalidad del termostato es controlar la temperatura y/o humedad del recinto donde este esté instalador lo único que hace es cerrar y/o abrir un conjunto de contactos con los cual realiza la operación del sistema de aire



acondicionado pudiéndose encontrar en infinidad de tipos y marcas y con funciones avanzadas que se encargan de programar su uso por jornadas diarias y se pueden dividir en termostatos analógicos y digitales.



Fig. 1.28. Termostato analógico [23]



Fig. 1.29. Termostato digital programable [24]

### 1.16.2. CONTACTOR

La función básica del contactor dentro del sistema de control es parar o arrancar el compresor y/o el motor ventilador de la unidad condensadora mediante el estímulo de VAC en los terminales de su bobina. Existen variedad de contactores y pueden seleccionarse por su número de polos o de la capacidad

de corriente que puede transitar por sus contactores y además por el nivel de potencial con el que se excita la bobina que abre y cierra sus contactos.

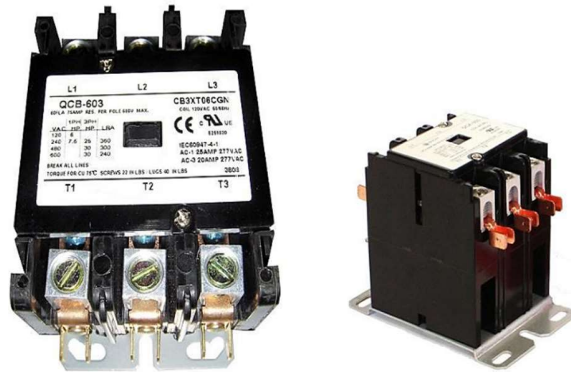


Fig. 1.30. Contactor de 3 polos [25]

### 1.16.3. TRANSFORMADOR

El transformador se encarga únicamente de reducir el voltaje para ser este luego utilizado en el sistema de control. Y puede adquirirse según la cantidad de voltaje en el devanado primario y la cantidad de voltaje en el devanado secundario y además debe seleccionarse por su potencia.

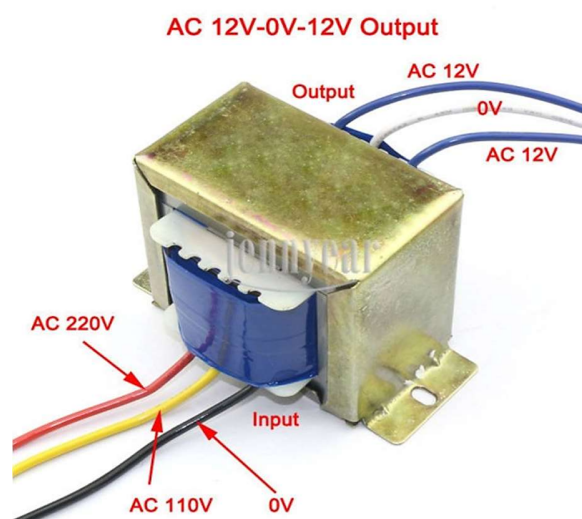


Fig. 1.31. Transformador 2 TAB [26]

#### 1.16.4. PRESOSTATO DE ALTA PRESIÓN Y PRESOSTATO DE BAJA PRESIÓN

El presostato de alta presión se encarga de abrir el sistema de control cuando la presión del sistema de refrigeración supera la presión de trabajo.

El presostato de baja presión abre el sistema de control cuando la presión del sistema de control baja por debajo de los límites de operación del sistema de refrigeración evitando así la operación del compresor.

Cabe destacar que los presostatos pueden adquirirse de forma independiente pero cuando se adquieren así estos disponen de una presión de corte y cierre que no pueden ser manipuladas por el usuario así que si se adquieren de forma independiente estos deben seleccionarse en base al refrigerante del sistema de refrigeración, aunque existen sistemas duales que incorporan ambos presostatos haciendo estos universales debido a que son regulables y puede ajustarse el límite de trabajo.



Fig. 1.32. Presostato de baja y alta presión para R410A para aplicación de aire acondicionado [27]



Fig. 1.33. Presostato dual de alta y baja presión ajustable [28]

Los anteriores elementos descritos dentro del sistema de control no son los únicos que pueden intervenir en la gobernabilidad del sistema. Además pueden existir dentro del mismo; controles de presión de aceite, retardadores demora de marcha y demora de corte (delay on make a delay on break), controlador anti ciclo corto, monitores de voltaje, monitores de corriente, etc; pero no se entrara a profundidad en ello debido a que existe un universo relacionado al sistema de control que puede gobernar el sistema de enfriamiento del componente.

## 2. CÁLCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO

El cálculo de carga de enfriamiento será realizado de acuerdo al ASHRAE HANDBOOK. En este capítulo se exponen tres métodos de cálculo de carga de enfriamiento para aplicaciones no residenciales. [29]

El procedimiento para carga de enfriamiento que más se aproxima al balance de calor es el Método de Función de Transferencia (TFM, Transfer Function Method) [30]. Este procedimiento toma lugar en dos pasos; primero se establece la ganancia de calor de todas las fuentes, y luego se determina la conversión de tal calor ganado en carga de enfriamiento.

Una versión simplificada del Método de Función de Transferencia (TFM) [30], es mediante el uso de factores de ponderación directos. Este procedimiento de un paso utiliza la Diferencia de Temperatura para Carga de Enfriamiento (CLTD, Cooling Load Temperature Differences), Factor Solar para Carga de Enfriamiento (SCL, Solar Cooling Load) y Factores Internos para Carga de Enfriamiento (CLF, Internal Cooling Load Factors), para calcular la carga de enfriamiento como una aproximación del Método de Función de Transferencia (TFM).

Una alternativa simplificada de las técnicas de balance de calor usa los valores de total del diferencial de temperatura equivalente y un sistema de tiempo promedio (TETD/TA Total Equivalent Temperature Differential/ Time-Averaging), para calcular las cargas de enfriamiento.

## **2.1. MÉTODO DE TOTAL DEL DIFERENCIAL DE TEMPERATURA EQUIVALENTE (TETD/TA)**

En el método total del diferencial de temperatura equivalente (TETD), la técnica de factor de respuesta se utiliza con un número de conjuntos de pared y techo representativos del que se derivan de datos para calcular los valores TETD como funciones de la temperatura sol-aire y la temperatura del ambiente mantenido. Varios componentes del espacio de ganancia de calor se calcula utilizando valores TETD asociados, y los resultados se añaden a los elementos de ganancia de calor internas para conseguir un total de la tasa de calor instantánea del espacio. Esta ganancia se convierte en una carga de enfriamiento instantánea por el tiempo promedio (TA), técnica de promediar las partes radiantes de los componentes de las cargas que generan ganancia de calor para la hora actual con los valores relacionados de un período adecuado de las horas precedentes. Esta técnica proporciona un medio racional para cuantificar el fenómeno de almacenamiento térmico, pero es mejor resuelto por medio de un ordenador debido a la complejidad que representa. La debilidad fundamenta es que el promedio simple de los componentes de la carga radiante es una mala aproximación de la física real implicada, y debido a la elección de un periodo promedio adecuado es subjetivo y depende de la experiencia del usuario.

## **2.2. MÉTODO DE FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA (TFM)**

Aunque similar en principio a TETD/TA, en el método de función de transferencia (TFM), se aplica una serie de ponderaciones de factores, o la función de transferencia de la conducción (CTF, Conduction Transfer Function) a las diversas superficies opacas exteriores y las diferencias entre la temperatura y la temperatura sol-aire del espacio en el interior para determinar la ganancia de

calor con la reflexión adecuada de la inercia térmica de tales superficies. La ganancia de calor solar a través del cristal forma varias de las ganancias de calor de los interiores y se calculan directamente para las horas de interés. El Método de Función de Transferencia (TFM), aplica luego una segunda serie de factores de ponderación, o los coeficientes de las funciones de transferencia de habitaciones (RTF, Room Transfer Function), para valores de carga de enfriamiento o ganancia de calor, de todos los elementos de carga que tienen componentes radiantes. Ambas series de evaluación consideran datos de varias horas anteriores, así como la hora actual. Los coeficientes RTF relacionan específicamente a la geometría espacial, la configuración, la masa y otras características del espacio de manera que se reflejan las variaciones ponderadas en efecto de almacenamiento térmico sobre una base de tiempo en lugar de una promedio de línea recta.

Función de Transferencia: Estos coeficientes relacionan una función de salida en un momento dado para el valor de una o más funciones de manejo en un momento dado y en un período determinado inmediatamente anterior. La Función de Transferencia de la Conducción (CTF), que se describe en este capítulo no es diferente del factor de respuesta térmica utilizado para el cálculo de conducción de calor de paredes o techos, mientras que la Función de Transferencia de la Habitación (RTF), es el factor de ponderación para la obtención de componentes de la carga de enfriamiento. Los informes bibliográficos de diversos trabajos experimentales, evidencian que se ha validado la exactitud predictiva del TFM, y que es científicamente adecuado para el cálculo de la carga de enfriamiento, pero técnicamente se empleara para un análisis de carga de enfriamiento específica, en el cual se supondrá que la carga para varios períodos de 24 horas inmediatamente anteriores, será la misma carga que para

la hora de carga de interés. Además, se requiere un ordenador para su aplicación eficaz en un entorno de diseño comercial.

### **2.3. MÉTODO DE DIFERENCIA DE TEMPERATURA PARA CARGA DE ENFRIAMIENTO, FACTOR SOLAR PARA CARGA DE ENFRIAMIENTO Y FACTORES INTERNOS PARA CARGA DE ENFRIAMIENTO (CLTD/SCL/CLF)**

En 1975 se comparó el TETD/TA y el TFM, como parte de este trabajo, los datos obtenidos mediante el TFM en un grupo de aplicaciones consideradas representativas, se utilizaron para generar los datos de Diferencial de Temperatura para Carga de Enfriamiento (CLTD), para el cálculo directo de carga de enfriamiento, mediante el cálculo de la ganancia de calor por conducción a través de paredes iluminadas por el sol, los techos y la conducción a través de las exposiciones de vidrio. Los Factores Internos para Carga de Enfriamiento (CLF) de forma similar se usan para el cálculo de carga solar a través de vidrio y también fueron desarrolladas para fuentes de calor internas. Las investigaciones más recientes (McQuiston 1992) desarrollaron un factor de mejora para la carga solar a través del vidrio, denominada Factor Solar para Carga de Enfriamiento (SCL), que permite obtener en los parámetros adicionales una mayor precisión. Los factores CLTD, CLF, SCL incluyen el efecto de retraso de ganancia de calor por conducción a través de superficies exteriores opacas y el tiempo de retraso por almacenamiento térmico en la ganancia de calor radiante para la carga de enfriamiento. Esta simplificación permite que la carga de enfriamiento se calcule de forma manual siempre y cuando se disponga de datos y se utilicen adecuadamente, los resultados son consistentes con los de la TFM, por lo cual este método es utilizado para la enseñanza didáctica.



## **2.4. CONSIDERACIONES DE DISEÑO INICIALES PARA EL DESARROLLO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO**

Para calcular la carga de enfriamiento en un recinto, es necesario la información detallada del diseño del edificio y los datos del tiempo en condiciones de diseño seleccionados. Para el cálculo de la carga de enfriamiento se deben seguir los siguientes pasos:

### **2.4.1. RECOPIACIÓN DE DATOS**

- a) Características de construcción.** Obtener las características del edificio, materiales de construcción, tamaño de los componentes, los colores de la superficie externa y la forma, estos datos se determinan por lo general de los planos de construcción y las especificación del mismo.
- b) Configuración.** Determinar la ubicación de la edificación, orientación y sombreado externo y especificaciones de construcción. El sombreado de los edificios adyacentes se puede determinar mediante un plan de sitio o visitando el sitio propuesto, Debe incluirse la posibilidad de alta reflexión de radiación solar por superficies adyacentes tales como agua, arena o estacionamientos o carga solar por edificios reflejantes adyacentes.
- c) Condiciones de diseño al aire libre.** Obtener datos de tiempo apropiado y seleccione las condiciones de diseño al aire libre. Los datos meteorológicos pueden ser obtenidos de estaciones meteorológicas locales. Se nota, sin embargo, que los valores programados para el diseño de bulbo seco y la media de las temperaturas de bulbo húmedo coincidentes pueden variar considerablemente de los datos utilizados tradicionalmente en varias áreas. Se debe garantizar que los resultados son consistentes con las expectativas. Además, al considerarse la

velocidad del viento y la relación de un proyecto vigente cerca de la edificación, para la estación meteorológica seleccionada.

- d) Condiciones de diseño del interior.** La selección de las condiciones de diseño interior, como temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo húmedo, y la tasa de ventilación. Se debe incluir variaciones permisibles.
- e) Horarios de funcionamiento.** Obtener una propuesta de uso de la iluminación, ocupantes, equipo interno, aparatos y procesos que contribuirán a la carga térmica interna. Determinar si el equipo de enfriamiento será operado de forma continua o será apagado en los tiempos no ocupados como durante las noches o fines de semana.
- f) Fecha y hora.** Seleccionar la hora del día y el mes para hacer el cálculo de la carga de enfriamiento. Con frecuencia, varias horas diferentes del día y varios meses diferentes pueden presentar temperaturas similares, estos deberán ser analizados para determinar la hora de carga máxima. El día y el mes en particular a menudo se dictaron por las condiciones solares pico [31]. Para las exposiciones al sur en las latitudes del norte por encima de 32 tiene grandes áreas sombreadas, la carga de enfriamiento pico del espacio ocurre generalmente en diciembre o enero. Para calcular la carga de enfriamiento del espacio bajo estas condiciones, la temperatura más caliente para los meses de invierno debe ser conocida.

## 2.5. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Debido a que el Método más simple por el cual puede realizarse el cálculo de carga de enfriamiento es el Método CLTD/SCL/CLF [32]. El procedimiento a seguir será el siguiente:

Fuente de Ganancia de Calor	Ecuación	Referencia, Tabla, Descripción
Fuentes Externas		
Techos	$q = (U)(A)(CLTD) \quad (Ec.1)$	<ul style="list-style-type: none"> <li>- <b>U</b>: Coeficiente de Transferencia de calor, Capítulo 23, Tabla 3 y Tabla 4.</li> <li>- <b>A</b>: Área neta de la superficie determinada de los planos del lugar.</li> <li>- <b>CLTD</b>: Factor en base condiciones del techo, corrección debido al color de la superficie exterior, corrección debido a la temperatura exterior de bulbo seco y rango diario, corrección de temperatura interna de bulbo seco, aplicación para latitud y mes del Capítulo 26, Tabla 9.</li> </ul>
Paredes	$q = (U)(A)(CLTD) \quad (Ec.1)$	<ul style="list-style-type: none"> <li>- <b>U</b>: Coeficiente de Transferencia de calor, Capítulo 23, Tabla 3 y Tabla 4.</li> <li>- <b>A</b>: Área neta de la superficie determinada de los planos del lugar.</li> </ul>

Fuente de Ganancia de Calor	Ecuación		Referencia, Tabla, Descripción
			<p>- <b>Capítulo 26, Tabla 6</b>; Grupo Descriptivo de Paredes.</p> <p>- <b>Capítulo 26, Tabla 7</b>; CLTD en base a las condiciones por grupo de pared, corrección debido a la temperatura exterior de bulbo seco y rango diario, corrección de temperatura interna de bulbo seco, aplicación para latitud y mes del Capítulo 26, Tabla 9.</p>
Ventanas	Conducción	$q = (U)(A)(CLTD)$ (Ec.1)	<p>- <b>U</b>: Coeficiente de Transferencia de calor, Capítulo 23 o Capítulo 27.</p> <p>- <b>A</b>: Área neta de la superficie determinada de los planos del lugar.</p> <p>- <b>CLTD</b> por conducción a través de ventanas se extrae del Capítulo 26, Tabla 10, corrección por temperatura externa de bulbo seco y rango diario, corrección por temperatura interna de bulbo seco.</p>
	Radiación Solar	$q = (A)(SC)(SHGF)(CLF)$ (Ec.2)	<p>- <b>U</b>: Coeficiente de Transferencia de calor, Capítulo 26, Tablas 3 y Tabla 4.</p> <p>- <b>A</b>: Área neta de la superficie determinada de los planos del lugar.</p>

Fuente de Ganancia de Calor	Ecuación		Referencia, Tabla, Descripción
			<ul style="list-style-type: none"> <li>- <b>SC</b>: Coeficiente de sombra por combinación por tipo de cristal y tipo de sombra se extrae del Capítulo 27, Tabla 29 y Tabla de la 33 hasta 36.</li> <li>- <b>SHGF</b>: Factor de ganancia para orientación específica de la superficie, latitud y mes.</li> <li>- <b>CLF</b>: Factor del Capítulo 26, la Tabla 13 para ventanas sin sombreado interior, la Tabla 14 para ventanas que usan sombreado interior y la Tabla 12 para ventanas con área sombreada externa.</li> </ul>
Particiones, Cielos suspendidos y Pisos	$q = (U)(A)(TD)$ <p style="text-align: center;">(Ec.3)</p>		<ul style="list-style-type: none"> <li>- <b>U</b>: Coeficiente de Transferencia de calor, Capítulo 26, Tablas 3 y Tabla 4.</li> <li>- <b>A</b>: Área neta de la superficie determinada de los planos del lugar.</li> <li>- <b>TD</b>: Diferencia de temperatura entre el espacio no acondicionado y el espacio acondicionado.</li> </ul>
<b>Fuentes Internas</b>			
Luminarias	$q = (3.41)(q_i)(F_u)(F_s)(CLF)$ <p style="text-align: center;">(Ec.4)</p>		- <b>(3.41)</b> : Valor de Conversión de Watts a Btu/h.

Fuente de Ganancia de Calor	Ecuación		Referencia, Tabla, Descripción
			<ul style="list-style-type: none"> <li>- <b>qi</b>: Es la potencia total de las luminarias en Watts.</li> <li>- <b>Fu</b>: Es la fracción de las luminarias en uso.</li> <li>- <b>Fs</b>: Factor de asignación de lastre para montajes fluorescentes.</li> <li>- <b>CLF</b>: Factor debido a la hora y total de horas de operación, se obtiene de la Tabla 4.2 y Tabla 4.3 de ASHRAE GRP 158, así como todos los factores anteriores.</li> </ul>
Personas	Sensible	$q_s = (N_o) \text{ calor sensible} \cdot \text{CLF}$ (Ec.5)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- <b>No</b>: Total de personas en el espacio acondicionado.</li> <li>- <b>Calor sensible</b>: se extrae del Capítulo 26, Tabla 18.</li> <li>- <b>CLF</b>: Factor en base al total de hora de ocupación y la hora de entrada, se extrae del Capítulo 26, Tabla 19. Nota: CLF=1, si hay variaciones considerables entre la temperatura del recinto y la alta densidad de personas.</li> </ul>
	Latente	$q_l = (N_o) (\text{calor latente})$ (Ec.6)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- <b>No</b>: Total de personas en el espacio acondicionado.</li> <li>- <b>Calor latente</b>: se extrae del Capítulo 26, Tabla 18.</li> </ul>

Fuente de Ganancia de Calor	Ecuación		Referencia, Tabla, Descripción
Accesorios	Sensible	$q_s = (q_{\text{producido}})(FI)$ (Ec.7)	- Ganancia de calor: Tabla 8 del Capítulo 28 de la edición de 1997. - <b>FI</b> : Factor de Carga de la Tabla 6 del Capítulo 28 de la edición de 1997.
	Latente	$q_l = \text{ganancia de calor}$ (Ec.8)	- Ganancia de calor: Capítulo 28 Tabla 8 de la edición de 1997.
Potencia	$q = (\text{ganancia de calor})(CLF)$ (Ec.9)		- Ganancia de calor: se determina del Capítulo 26, Tabla 24.
Ventilación	Sensible	$q_s = (1.10)(CFM)(\Delta T)$ (Ec.10)	- <b><math>\Delta T</math></b> : Diferencia de temperatura del aire exterior e interior.
	Latente	$q_l = (4840)(CFM)(\Delta W)$ (Ec.11)	- <b><math>\Delta W</math></b> : Diferencia de tasa de humedad del aire exterior e interior.
	Total	$q = (4.5)(CFM)(\Delta h)$ (Ec.12)	- <b><math>\Delta T</math></b> : Diferencia de entalpía del aire exterior e interior.

## 2.6. DESARROLLO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO

### 2.6.1. CONDICIONES INICIALES

Para iniciar los cálculos pertinentes para determinar la cantidad de calor que debe de rechazarse de las instalaciones, debe tomarse en cuenta las condiciones exteriores del local y las condiciones deseadas dentro de las instalaciones, así que estas serán listadas a continuación:

Tabla 2.1. Condiciones de diseño exteriores

Columna 1 País y Capital	Columna 2 Latitud y Longitud	Columna 3 Elevación, ft	Invierno, °F			Verano, °F						
			Columna 4			Columna 5 Condición de Diseño Bulbo Seco (BS/DB)			Columna 6 Rango Diario Exterior	Columna 7 Condición de Diseño Bulbo Húmedo (BH/WB)		
			Extremo Anual	99%	97%	1%	2.5%	5%		1%	2.5%	5%
El Salvador, San Salvador	13.42 N/ 89.13 O	2238	51	54	56	98	96	95	32	77	76	75

Fuente [33]

Las condiciones de diseño que utilizarán para este estudio; serán únicamente las condiciones para verano, debido a que no es necesario realizar una estimación de la carga de calefacción, ya que para esta latitud; la temperatura exterior en invierno no genera condiciones adversas al ser humano. Debido a la carencia de datos tan específicos, se usarán las condiciones de diseño generalizadas para San Salvador.

Ya que se han establecido las condiciones de diseño exteriores, ahora debe considerarse las condiciones que se desean obtener dentro de las instalaciones que se acondicionarán.



Tabla 2.2. Condiciones para el cálculo de la carga térmica

Condiciones de Diseño Interiores	
Temperatura de Bulbo Seco (BS/DB)	Temperatura de Bulbo Húmedo (BH/WB)
24 °C	16 °C
75 °F	60 °F

Las condiciones de diseño interiores, fueron establecidas según la normativa contenida en el ASHRAE STANDAR 55.

Ya que tenemos las condiciones de diseño interiores y exteriores, se procede a determinar el mes y día para el cual realizaremos la estimación de carga de enfriamiento. Dicha estimación debe realizarse para el día con mayor aportación solar para nuestra ubicación.

Para poder determinar el mes, debemos observar la máxima intensidad solar total al medio para superficies horizontales; estos valores viene dados en tablas [33], estas tablas corresponden a las latitudes 8° N y 16° N respectivamente para obtener la Tabla de Intensidad Solar y Ganancia de Calor Solar para la Latitud 13° N.

El momento del día durante el cual la carga llega a su pico máximo no es siempre detectable fácilmente. Esto se debe a que los componentes principales de la carga de enfriamiento no llegan a sus picos individuales simultáneamente. Mientras que la máxima temperatura exterior ocurre cerca de las 3:00 p.m. en los meses de verano, la máxima ganancia de calor a través de ventanas ocurre en cualquier momento entre las 7:00 a.m. hasta las 5:00 p.m., dependiendo de qué

ventana este expuestas al sol. Además las ganancias de calor internas pueden llegar a su pico en cualquier momento. Se hace necesario entonces efectuar un cálculo de la ganancia total de calor en varios puntos a lo largo del día para poder determinar el pico máximo de la carga de enfriamiento, tomando en cuenta los anteriores párrafos se tiene que:

- a) La máxima Intensidad Solar para superficies horizontales ocurre el 21 de abril, buscar en los anexos la tabla para intensidad solar y factor de ganancia solar para  $13^{\circ}$  N producto de la interpolación antes mencionada.
- b) La hora a la cual se realiza el estudio será las 3:00 pm.

## **2.6.2. CARACTERIZACIÓN DE MATERIALES**

Ahora ya establecidas las condiciones iniciales del estudio, que serán base para poder desarrollar los cálculos, también proseguir en la recopilación de los valores de resistencia térmica; de los materiales que caracterizan la construcción del espacio que será acondicionado, el proceso por el cual se realizará la cuantificación del calor que debe de rechazarse de las instalaciones, es en base a dos fuentes bibliográficas [34], [35]. Siguiendo el proceso cuidadosamente, notamos que los materiales que listan en las tablas para estimar la conductividad térmica de los materiales (Factor "U"); son poco o nada utilizados dentro de esta latitud; motivo por el cual se debe estimar los valores para poder utilizar los factores adecuados para el cálculo de la carga de enfriamiento de las instalaciones.

Antes de iniciar los cálculos debemos determinar los factores U para los materiales específicos que se utilizan en nuestra latitud, debido a que según el procedimiento hace referencia a tablas que contienen muchos materiales que no

se utilizan en nuestra latitud, o no contiene los materiales usados en nuestro país, tanto como para paredes y techos, debido a que en Estados Unidos, las leyes de construcción establece Normas para tipo de Techos y Construcción de Paredes, mientras que en nuestro país no existen ciertas normas, esto hace muy complejo el cálculo debido a que cada lugar podría ser un caso particular y no un caso generalizado.

Lista de los materiales que caracterizan la edificación de las instalaciones que serán acondicionadas, tomando en cuenta los materiales típicos para la edificación dentro de nuestra región.

Tabla 2.3. Caracterización de materiales

Ítem	Descripción
Techo	<ul style="list-style-type: none"> <li>Lámina de Asbesto-Cemento 6 mm.</li> </ul>
Cielo Raso	<ul style="list-style-type: none"> <li>Láminas de Fibrocemento de 4 mm (Cielo Falso Tipo Galaxy 4'x2')</li> </ul>
Paredes Exteriores	<ul style="list-style-type: none"> <li>Bloque de Construcción de Hormigón 150 mm, con ambas caras enlucidas (repelladas) con mezcla de cemento arena con espesor de 10 mm por cara.</li> </ul>
Ventanas Exteriores	<ul style="list-style-type: none"> <li>Ventana de Vidrio tipo Solaire de 5 mm de espesor, con persianas de vinil verticales.</li> </ul>
Losa	<ul style="list-style-type: none"> <li>Losa de concreto cemento, arena y grava con 200 mm de espesor, cara inferior enlucida con mezcla cemento-arena de 5 mm de espesor y cara superior con ladrillo artesanal de cemento arena de 10 mm de espesor</li> </ul>

Ítem	Descripción
Particiones de Bodega	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Particiones de Madera tipo PLYWOOD de 3 mm de espesor por cada lado con núcleo de 50mm de aire.</li> </ul>
Particiones de Sala de Reuniones	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Particiones de Madera tipo PLYWOOD de 3 mm de espesor por cada lado con núcleo de 50mm de aire.</li> </ul>
Ventana de Sala de Reuniones al Interior de las Instalaciones	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ventana de Vidrio tipo Solaire de 5 mm de espesor, sin persianas.</li> </ul>
Puertas al Exterior	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Puertas de Madera con núcleo de aire de 50 mm de espesor, forradas por ambas caras con madera tipo PLYWOOD de 3 mm de espesor.</li> </ul>

Todos los valores de Resistencia Térmica que puedan obtenerse, serán utilizados y se hará referencia a ello específicamente [36].

### **2.6.3. ZONIFICACIÓN DEL LOCAL**

Debido al uso de las instalaciones pueden determinarse dos zonas importantes dentro del recinto.

- a) Zona 1: Sala de Reuniones
- b) Zona 2: Oficina de la Escuela

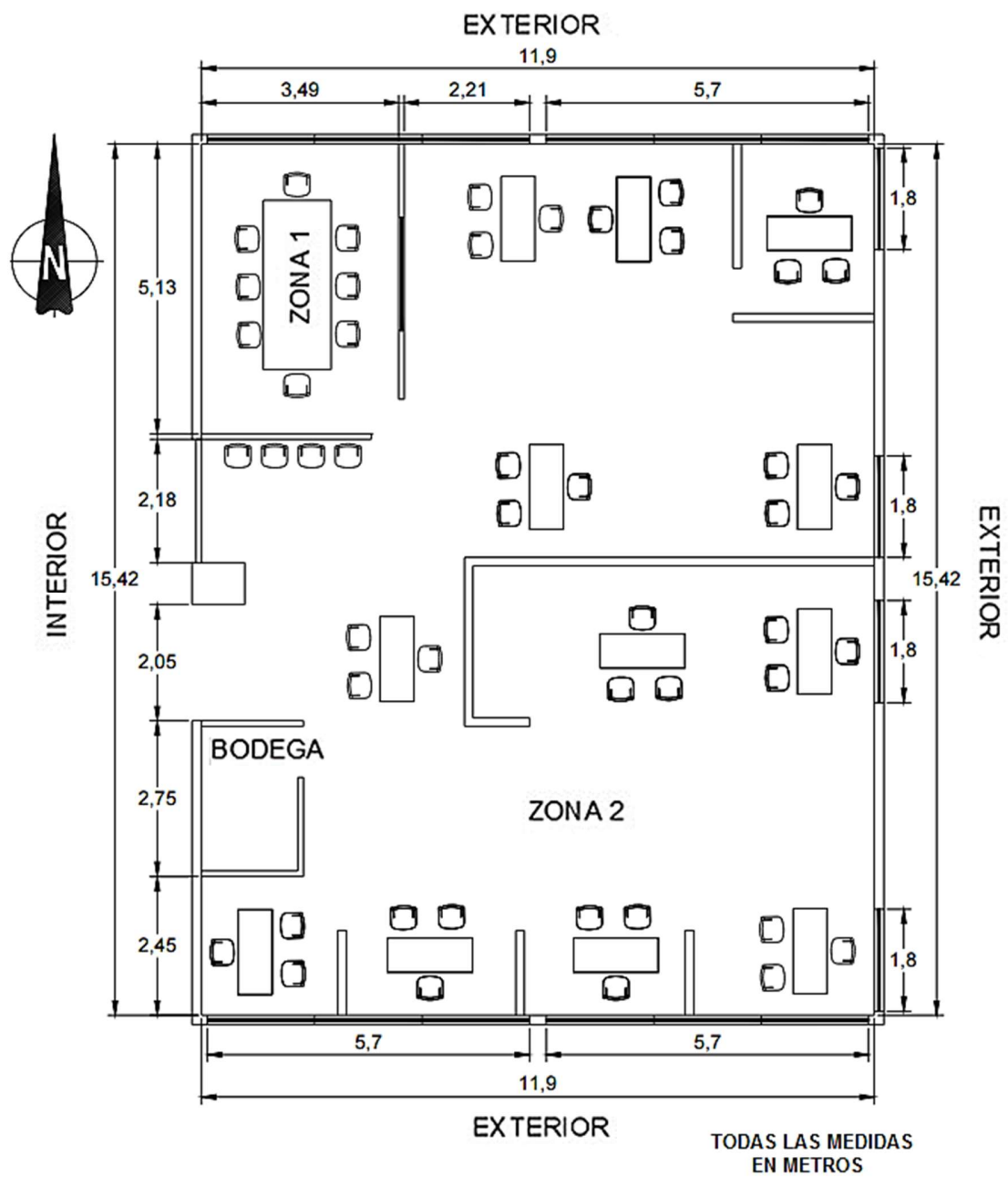


Fig. 2.1. Zonificación del local.

## 2.7. GANANCIA DE CALOR POR FUENTES EXTERNAS

### 2.7.1. GANANCIA DE CALOR POR PAREDES

Resistencia térmica del bloque de hormigón

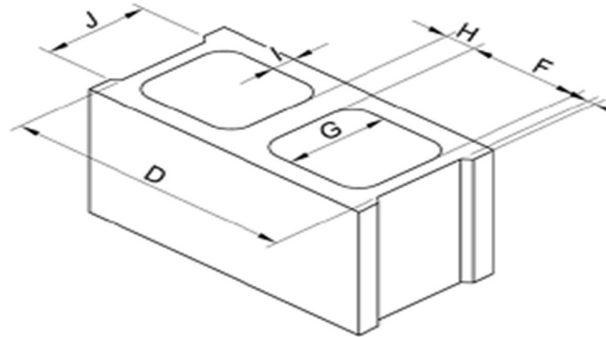


Fig. 2.2. Dimensiones de un bloque de hormigón.

D: 400 mm = 0.4 m                      F: 160 mm = 0.16 m                      G: 100 mm = 0.10 m

H: 25 mm = 0.025 m                      I: 25 mm = 0.025 m                      J: 150 mm = 0.15 m

Para determinar el factor U promedio de este bloque de hormigón se utilizara una ecuación extraída [37].

$$\begin{aligned}
 R_{global \ del \ bloque} &= R_{aire \ inmovil} + R_{entucido} + R_{capa \ de \ hormigon} + R_{medio} \\
 &+ R_{capa \ de \ hormigon} + R_{entucido} + R_{aire \ a \ 12 \ km/h}
 \end{aligned}$$

Considerando que las capas de enlucidos de ambas caras son idénticas y que las capas externas del bloque son idénticas entonces podemos simplificar:

$$\begin{aligned}
 R_{global \ del \ bloque} &= R_{aire \ inmovil} + 2 R_{entucido} + 2 R_{capa \ de \ hormigon} + R_{medio} \\
 &+ R_{aire \ a \ 12 \ km/h}
 \end{aligned}$$

Descripción de Variables:

- a) R global del bloque: Resistencia térmica global basada en la hipótesis isotérmica.

- b) R aire inmóvil: Resistencia térmica de la película interna de aire en calma.
- c) R enlucido: Resistencia térmica de la capa de repello de 1 cm de espesor.
- d) R capa de hormigón Resistencia térmica total de las caras expuestas.
- e) R medio: Resistencia térmica de los nervios entre las caras más el núcleo de aire entre caras.
- f) R aire a 12 km/h Resistencia térmica de la película de aire externa a 12 km/h.

Para determinar los valores de R (aire inmóvil) y R (aire a 12 km/h) lo obtendremos del ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS [38].

Tabla 2.4. Conductancia y Resistencia de Superficies de Aire

Position of Surface	Direction of Heat Flow	Surface Emittance, $\epsilon$					
		Non-reflective $\epsilon = 0.90$		Reflective			
		$h_i$	$R$	$h_i$	$R$	$h_i$	$R$
<b>STILL AIR</b>							
Horizontal	Upward	9.26	0.11	5.17	0.19	4.32	0.23
Sloping—45°	Upward	9.09	0.11	5.00	0.20	4.15	0.24
Vertical	Horizontal	8.29	0.12	4.20	0.24	3.35	0.30
Sloping—45°	Downward	7.50	0.13	3.41	0.29	2.56	0.39
Horizontal	Downward	6.13	0.16	2.10	0.48	1.25	0.80
<b>MOVING AIR (Any position)</b>		$h_o$	$R$				
Wind (for winter) 6.7 m/s (24 km/h)	Any	34.0	0.030	—	—	—	—
Wind (for summer) 3.4 m/s (12 km/h)	Any	22.7	0.044	—	—	—	—

De donde se determina que  $R_i$  y  $R_o$  son respectivamente 0.12 y 0.044  $m^2 \cdot K/W$

Debemos tomar en cuentas para continuar los cálculos:

- a) Resistividad térmica del aire  $35.63 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$  [39]
- b) Resistividad térmica del hormigón es  $0.45 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$  .
- c) Resistividad térmica del mortero (cemento-arena)  $0.8 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$

$$R_{\text{aire inmovil}} = 0.12 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$$

$$R_{\text{aire a 12 km/h}} = 0.044 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$$

$$R_{\text{hormigón}} = 0.025 \text{ m} \times 0.45 \text{ m} \cdot \text{K}/\text{W} = 0.01125 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$$

$$R_{\text{enlucido}} = 0.01 \text{ m} \times 0.8 \text{ m} \cdot \text{K}/\text{W} = 0.008 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$$

$$R_{\text{medio}} = \left( \frac{1 - ((3 \times 0.025)/0.4)}{(0.15 - 2(0.025))(35.63) \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}} + \frac{((3 \times 0.024)/0.4)}{(0.15 - 2(0.025))(0.45) \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}} \right)^{-1} = 0.22 \text{ m}^2 \cdot \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

Para determinar la resistencia global solo deben sustituirse los valores anteriores en la ecuación:

$$\begin{aligned} R_{\text{global del bloque}} &= R_{\text{aire inmovil}} + 2R_{\text{enlucido}} + 2R_{\text{capa de hormigon}} + R_{\text{medio}} \\ &+ R_{\text{aire a 12 km/h}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{\text{global del bloque}} &= 0.12 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W} + 2(0.008 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}) + 2(0.01125 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}) \\ &+ 0.22 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W} + 0.044 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W} \end{aligned}$$

$$R_{\text{global del bloque}} = 0.42 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$$

Ahora que ya se tiene el valor de resistencia térmica de la pared enlucida de ambas caras puede determinar el U de conductancia térmica.

$$U = \frac{1}{R} \quad U = \frac{1}{0.42 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}} \quad U = 2.38 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K} = (0.42 \text{ Btu}/\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})$$



### 2.7.2. FACTORES CLTD PARA PAREDES

Ya que se ha determinado la conductancia global para las paredes externas, debe de seleccionarse los factores CLTD para cada pared según su orientación [39], pero esto no es posible sin antes haber seleccionado un grupo de pared que se adecue a las paredes en estudio; ya determinada la conductancia de las paredes exteriores, se procederá a comparar este valor U con los valores de conductancia teóricos [40]; entonces se determina que la pared en estudio, podría pertenecer al Grupo F de paredes; y con ello se procede a determinar los factores CLTD [41] para las 3:00 pm.

Tabla 2.5. Factores CLTD para paredes soleadas  
Latitud N

CLTD para Paredes Soleadas Latitud Norte	
Orientación de la Pared Soleada	CLTD para las 3:00 p.m
N	19
NE	27
E	36
SE	39
S	38
SO	35
O	28
NO	21

Ahora que se tiene los Factores CLTD estos deben ser corregidos, siguiendo con la metodología especificada [42] de la siguiente forma:

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

Donde:

- d) CLTD: Son los Factores obtenidos en la tabla anterior.
- e) LM: Es la corrección latitud-mes [43]
- f) K: Es el ajuste de factor de color aplicado luego de la corrección longitud-mes. De donde se puede tomar de referencia
  - K= 1 para colores oscuros, o claros en áreas industriales.
  - K= 0.83 para colores permanentemente intermedios en áreas rurales.
  - K= 0.65 para colores permanentemente claros en áreas rurales.
  - Claros: colores Crema.
  - Intermedios: azul claro, verde claro, rojo brillante, café claro, madera sin pintar o concreto con su color natural.
  - Oscuros: azul oscuro, rojo, café y verde.
- g)  $(78 - T_R)$ : Es la corrección a la temperatura de diseño interior.
- h)  $(T_o - 85)$ : Es la corrección a la temperatura de diseño exterior.

Entonces:

- a) Considerar K= 0.65, debido a que las paredes exteriores de las instalaciones poseen un color crema.
- b) Para la corrección LM se realizó una interpolación [44] entre la latitud  $8^\circ$  y  $16^\circ$  para ser más precisos en los cálculos y se tiene:

Tabla 2.6. Correcciones de Factores CLTD para paredes

Latitud 13° N	N	NNE/NNO	NE/NO	ENE/ONO	E/O	ESE/OSO	SE/SO	SSE/SSO	S	HOR
Diciembre	-4	-6	-7	-7	-4	-1	4	9	13	-8
enero/noviembre	-4	-6	-7	-6	-3	-1	4	7	11	-6
febrero/octubre	-3	-5	-4	-4	-2	0	2	4	6	-3
marzo/septiembre	-3	-3	-2	-2	-1	-1	-1	-1	-2	-1
abril/agosto	0	1	0	-1	-1	-3	-4	-6	-6	0
mayo/julio	5	4	3	0	-1	-4	-6	-8	-7	-1
Junio	7	5	4	1	-1	-5	-7	-8	-7	-1

Pero de la anterior tabla se debe estar conscientes que los únicos valores LM que se utilizaran son para el mes de abril, debido a que es el mes para el cual se realiza la estimación.

Tabla 2.7. Factores CLTD corregidos para paredes soleadas

Tabla de Factores CLTD corregidos		
Orientación	Cálculo	CLTD corregido
N	$(19 + 0) \times 0.65 - (78 - 75) + (95 - 85)$	19.35 °F
NE	$(27 + 0) \times 0.65 - (78 - 75) + (95 - 85)$	24.55 °F
E	$(36 - 1) \times 0.65 - (78 - 75) + (95 - 85)$	29.75 °F
SE	$(39 - 4) \times 0.65 - (78 - 75) + (95 - 85)$	29.75 °F
S	$(38 - 6) \times 0.65 - (78 - 75) + (95 - 85)$	27.8 °F
SO	$(35 - 4) \times 0.65 - (78 - 75) + (95 - 85)$	27.15 °F
O	$(28 - 1) \times 0.65 - (78 - 75) + (95 - 85)$	24.55 °F
NO	$(21 + 0) \times 0.65 - (78 - 75) + (95 - 85)$	20.65 °F

Ahora que ya se tienen los valores CLTD corregidos solo resta hacer las operaciones matemáticas listadas en el proceso del CLTD/SCL/CLF.

### 2.7.3. CÁLCULO DE GANANCIA DE CALOR POR PAREDES

#### ZONA 2

##### - Pared Norte

$$A = (\text{longitud bruta de pared})(\text{altura neta de la pared}) \\ - (\text{longitud neta de ventana})(\text{altura neta de ventana})$$

$$A = [(8.31 \text{ m})(2.40 \text{ m}) - (5.7 \text{ m} + 2.21 \text{ m})(1.45 \text{ m})] \left( \frac{3.28 \text{ ft}}{1 \text{ m}} \right)^2$$

$$A = 91.17 \text{ ft}^2$$

### Calor Sensible

$$Q_s = (U)(A)(CLTD)$$

$$Q_s = (0.42 \text{ Btu/h.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})(91.17 \text{ ft}^2)(19.35 ^\circ\text{F})$$

$$Q_s = 217.28 \text{ W} \quad (740.94 \text{ Btu/h})$$

#### - Pared Oeste

No existen paredes al exterior en esta orientación, por lo tanto no existe ganancia de calor por pared soleada en esta orientación. Sólo existe ganancia por la partición de la sala de reuniones en esta orientación, pero se considerará como no acondicionada debido a que no siempre permanece en uso.

#### - Pared Sur

$$A = (\textit{longitud bruta de pared})(\textit{altura neta de la pared})$$

$$- (\textit{longitud neta de ventana})(\textit{altura neta de ventana})$$

$$A = [(11.90 \text{ m})(2.40 \text{ m}) - (11.4 \text{ m})(1.45 \text{ m})] \left( \frac{3.28 \text{ ft}}{1 \text{ m}} \right)^2$$

$$A = 129.42 \text{ ft}^2$$

### Calor Sensible

$$Q_s = (U)(A)(CLTD)$$

$$Q_s = (0.42 \text{ Btu/h.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})(129.42 \text{ ft}^2)(27.80 ^\circ\text{F})$$

$$Q_s = 443.14 \text{ W} \quad (1,511.11 \text{ Btu/h})$$

– **Pared Este**

$$A = (\text{longitud bruta de pared})(\text{altura neta de la pared}) \\ - (\text{longitud neta de ventana})(\text{altura neta de ventana})$$

$$A = [(15.42 \text{ m})(2.40 \text{ m}) - (7.2 \text{ m})(1.45 \text{ m})] \left(\frac{3.28 \text{ ft}}{1 \text{ m}}\right)^2$$

$$A = 285.83 \text{ ft}^2$$

**Calor Sensible**

$$Q_s = (U)(A)(CLTD)$$

$$Q_s = (0.42 \text{ Btu/h.ft}^2.\text{°F})(285.83 \text{ ft}^2)(29.75 \text{ °F})$$

$$Q_s = 1,047.35 \text{ W} \quad (3,571.45 \text{ Btu/h})$$

**ZONA 1**

– **Pared Norte**

$$A = (\text{longitud bruta de pared})(\text{altura neta de la pared}) \\ - (\text{longitud neta de ventana})(\text{altura neta de ventana})$$

$$A = [(11.90 \text{ m} - 8.31 \text{ m})(2.40 \text{ m}) - (5.7 \text{ m} - 2.21 \text{ m})(1.45 \text{ m})] \left(\frac{3.28 \text{ ft}}{1 \text{ m}}\right)^2$$

$$A = 38.25 \text{ ft}^2$$

**Calor Sensible**

$$Q_s = (U)(A)(CLTD)$$

$$Q_s = (0.42 \text{ Btu/h.ft}^2.\text{°F})(38.25 \text{ ft}^2)(19.35 \text{ °F})$$

$$Q_s = 91.16 \text{ W} \quad (310.86 \text{ Btu/h})$$

– **Pared Oeste**

No existen paredes al exterior en esta orientación, por lo tanto no existe ganancia de calor por pared soleada en esta orientación. Sólo existe una pared que será considerada como partición adyacente.

– **Pared Sur y Este**

No existen paredes al exterior en esta orientación, por lo tanto no existe ganancia de calor por pared soleada en esta orientación. Sólo existe una pared que será considerada como partición adyacente, pero que no existe ninguna ganancia de calor por esta partición debido a que el espacio adyacente estará continuamente acondicionado.

## **2.7.4. GANANCIA DE CALOR POR TECHO**

### **2.7.4.1. CONDUCTANCIA TÉRMICA DE TECHO**

La transmisión de calor a través de techos, es una de las aportaciones más importantes para el proyecto; así que se debe determinar la resistencia térmica del techo  $R$  y la conductancia térmica del techo  $U$ , pero dentro de las tablas de valores de resistencia y conductancia de materiales típicos del ASHRAE HANDBOOK OF FUNDAMENTALS, es difícil encontrar valores representativos para el conjunto de techo de nuestro proyecto; debido a que dentro de las tablas la mayoría de materiales que se listan no se usan en esta región o no se adecuan de la forma planteada.

Debido a esto, hay que calcular los valores de resistencia (R), y conductancia (C); para simplificar los cálculos, utilizaremos la siguiente distribución:

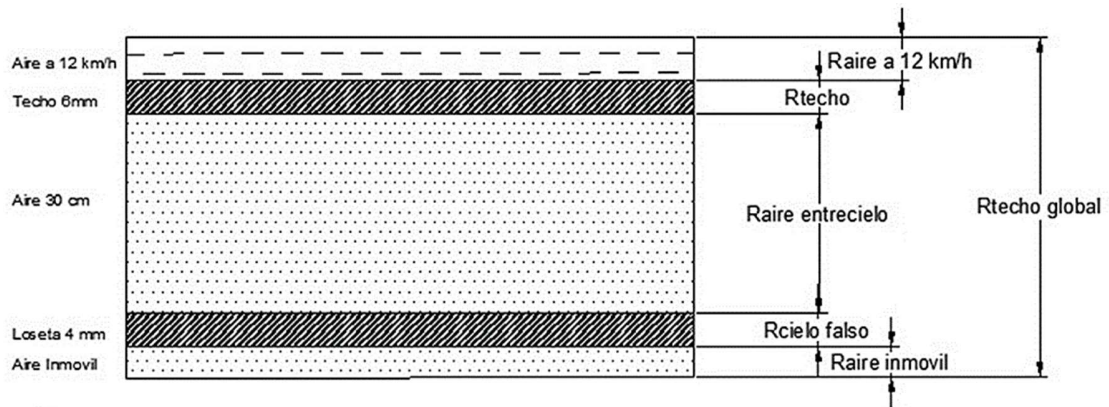


Fig. 2.3. Conjunto de techo.

Caracterización del conjunto techo:

- Lámina de techo de asbesto-cemento de 6 mm de espesor.
- Aire de entrecielo inmóvil y se considera un espesor de 30 cm.
- Lámina de cielo falso de asbesto-cemento de 4 mm de espesor.

Para determinar la resistencia térmica global del techo se utiliza siguiente expresión:

$$R_{techo\ global} = R_{aire\ sobre\ techo} + R_{tech} + R_{aire\ del\ entreciel} + R_{aire\ inmovil}$$

Dónde:

- a)  $R_{techo\ global}$  = Resistencia global del techo.
- b)  $R_{aire\ sobre\ techo}$  = Resistencia del aire a 12 km/h.
- c)  $R_{tech}$  = Resistencia del Techo.



- d)  $R_{aire\ del\ entrecielo}$  = Resistencia del aire del entrecielo
- e)  $R_{cielo\ falso}$  = Resistencia del cielo falso.
- f)  $R_{aire\ inmovil}$  = Resistencia del aire inmóvil.

Entonces:

- a)  $R_{aire\ sobre\ techo} = 0.044\ m^2.K/W = 0.25\ h.ft^2\ ^\circ F/Btu$ , para aire a 12 km/h.
- b)  $R_{techo} = 0.07\ h.ft^3\ ^\circ F/Btu$  [43]
- c)  $R_{aire\ del\ entrecielo} = 0.18\ m^2.K/W = 1.022\ h.ft^2\ ^\circ F/Btu$
- d)  $R_{cielo\ falso} = 0.039\ h.ft^2\ ^\circ F/Btu$ . [43]
- e)  $R_{aire\ inmovil} = 0.12\ m^2.K/W = 0.67\ h.ft^2\ ^\circ F/Btu$  [44]

Resumiendo tenemos:

$$R_{techo\ global} = R_{aire\ sobre\ tech} + R_{techo} + R_{aire\ del\ entrecielo} + R_{cielo\ raso} \\ + R_{aire\ inmovil}$$

$$R_{techo\ global} = 0.25\ h.ft^2\ ^\circ F/Btu + 0.07\ h.ft^2\ ^\circ F/Btu + 1.022\ h.ft^2\ ^\circ F/Btu \\ + 0.039\ h.ft^2\ ^\circ F/Btu + 0.67\ h.ft^2\ ^\circ F/Btu$$

$$R_{techo\ global} = 2.05\ h.ft^2\ ^\circ F/Btu$$

Ahora que ya se tiene el valor de resistencia térmica del conjunto techo se puede determinar U.

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

$$U = \frac{1}{2.05\ h.ft^2\ ^\circ F/Btu} = 0.49\ Btu/h.ft^2.^{\circ}F$$

### 2.7.4.2. FACTORES CLTD PARA EL TECHO

Ahora que se tiene el valor de conductancia para el conjunto techo se prosigue a determinar el factor CLTD [45], pero debido a que ninguno de los techos listados es el que se tiene en este proyecto entonces se debe tomar el que más próximo y es así como se determina que  $CLTD=77\text{ }^{\circ}\text{F}$ .

Ahora que se tiene el factor CLTD, debemos corregirlo según las notas de la referencia [18], de la siguiente forma:

$$CLTD_{corr} = [(CLTD - LM) \times K - (78 - T_R) + (T_o - 85)] \times f$$

Dónde

- a) CLTD: Son los Factores obtenidos de la referencia [46].
- b) LM: Es la corrección latitud-mes para superficies horizontales [47].
- c) K: Es el ajuste de factor de color aplicado luego de la corrección longitud-mes. De donde se puede tomar de referencia
  - $K=1$  para colores oscuros, o claros en áreas industriales.
  - $K=0.5$  para colores claros.
  - $K=0.65$  para colores permanentemente claros en áreas rurales.
- d)  $(78 - T_R)$ : Es la corrección a la temperatura de diseño interior.
- e)  $(T_o - 85)$ : Es la corrección a la temperatura de diseño exterior.
- f)  $f$ : Es un factor de ventilación de ático o ductos encima del cielo raso, aplicado después de todos los ajustes que han sido hechos.
  - $f = 1$ , sin áticos, sin ductos.

- $f = 0.75$ , exista ventilación.

Entonces:

- a) Se considera  $K = 0.5$ , debido a que la parte externa del conjunto techo se encuentra oscuro debido a la antigüedad de la lámina de cemento-asbesto ondulada.
- b) Para la corrección LM se ha realizado una interpolación [48] entre la latitud  $8^\circ$  y  $16^\circ$  para ser más precisos en los cálculos y se tiene:

Tabla 2.8. Factores de corrección LM para techos.

Latitud 13° N	N	NNE/NNO	NE/NO	ENE/ON O	E/O	ESE/OS O	SE/SO	SSE/SSO	S	HOR
diciembre	-4	-6	-7	-7	-4	-1	4	9	13	-8
enero/noviembre	-4	-6	-7	-6	-3	-1	4	7	11	-6
febrero/octubre	-3	-5	-4	-4	-2	0	2	4	6	-3
marzo/septiembre	-3	-3	-2	-2	-1	-1	-1	-1	-2	-1
abril/agosto	0	1	0	-1	-1	-3	-4	-6	-6	0
mayo/julio	5	4	3	0	-1	-4	-6	-8	-7	-1
junio	7	5	4	1	-1	-5	-7	-8	-7	-1

Entonces de la tabla anterior se determina que  $LM = 0$ , para superficies horizontales y el mes de abril.

De lo anterior se deduce entonces:

$$CLTD_{corr} = [(CLTD - LM)(K) - (78 - T_R) + (T_o - 85)](f)$$

$$CLTD_{corr} = [(77^\circ F - 0^\circ F)(0.5) - (78^\circ F - 75^\circ F) + (95^\circ F - 85^\circ F)](1)$$

$$CLTD_{corr} = 45.5^\circ F$$

## 2.7.5. CÁLCULO DE GANANCIA DE CALOR POR TECHO

### ZONA 2

$A = \text{área total} - \text{área de sala de reuniones} - \text{área de bodega}$

$$A = [(15.42 \text{ m} \times 11.90 \text{ m}) - (3.59 \text{ m} \times 5.13 \text{ m}) - (2.55 \text{ m} \times 1.70 \text{ m})] \left( \frac{3.28 \text{ ft}}{1 \text{ m}} \right)^2$$

$$A = 1,729.37 \text{ ft}^2$$

### Calor Sensible

$$Q_s = (U)(A)(CLTD)$$

$$Q_s = (0.50 \text{ Btu/h.ft}^2 \cdot \text{°F})(1,729.37 \text{ ft}^2)(45.5 \text{ °F})$$

$$Q_s = 11.53 \text{ kW} \quad (39,343.17 \text{ Btu/h})$$

### ZONA 1

$A = \text{área de techo sobre la sala de reuniones}$

$$A = (3.59 \text{ m} \times 5.13 \text{ m}) \left( \frac{3.28 \text{ ft}}{1 \text{ m}} \right)^2$$

$$A = 198.13 \text{ ft}^2$$

### Calor Sensible

$$Q_s = (U)(A)(CLTD)$$

$$Q_s = (0.50 \text{ Btu/h.ft}^2 \cdot \text{°F})(198.13 \text{ ft}^2)(45.5 \text{ °F})$$

$$Q_s = 1,321.83 \text{ W} \quad (4,507.46 \text{ Btu/h})$$

## 2.8. GANANCIA DE CALOR POR VENTANA

### 2.8.1. GANANCIA POR CONDUCCIÓN

#### 2.8.1.1. CONDUCTANCIA TÉRMICA DE LA VENTANA

Como se mencionó con anterioridad las ventanas que poseen las instalaciones son de tipo Solaire con vidrios de 5 mm de espesor, así que habrá que determinar el valor de Conductancia de la ventana [49]. Entonces se considera la ventana como vidrio simple, de lo cual se puede determinar la conductancia global del vidrio ( $U_{global}$ ) para verano. Entonces se tiene que  $U_{global} = 0.81 \text{ Btu/h. ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$ .

Ahora que se ha determinado la conductancia global de nuestra ventana se debe obtener el factor CLTD para las 3:00 p.m.; ya que esa es la hora a la cual se realizará el estudio de carga de enfriamiento [50]. Entonces se tiene que, CLTD= 14 °F.

### 2.8.2. CÁLCULO DE GANANCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE VENTANAS

#### ZONA 2

##### – Ventana Norte

$$A = (\text{longitud neta de ventana})(\text{altura neta de ventana})$$

$$A = [(5.7 \text{ m} + 2.21 \text{ m})(1.45 \text{ m})] \left( \frac{3.28 \text{ ft}}{1 \text{ m}} \right)^2$$

$$A = 123.39 \text{ ft}^2$$

#### Calor Sensible

$$Q_s = (U)(A)(CLTD)$$

$$Q_s = (0.81 \text{ Btu/h.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})(123.39 \text{ ft}^2)(14 ^\circ\text{F})$$

$$Q_s = 410.33 \text{ W} \quad (1,399.24 \text{ Btu/h})$$

– **Ventana Oeste**

No existen ventanas al exterior en esta orientación por lo tanto no existe ganancia de calor por conducción del exterior.

– **Ventana Sur**

$$A = (\text{longitud neta de ventana})(\text{altura neta de ventana})$$

$$A = [(11.4 \text{ m})(1.45 \text{ m})] \left( \frac{3.28 \text{ ft}}{1 \text{ m}} \right)^2 = 177.84 \text{ ft}^2$$

**Calor Sensible**

$$Q_s = (U)(A)(CLTD)$$

$$Q_s = (0.81 \text{ Btu/h.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})(177.84 \text{ ft}^2)(14 ^\circ\text{F})$$

$$Q_s = 591.41 \text{ W} \quad (2,016.71 \text{ Btu/h})$$

– **Ventana Este**

$$A = (\text{longitud neta de ventana})(\text{altura neta de ventana})$$

$$A = [(7.2 \text{ m})(1.45 \text{ m})] \left( \frac{3.28 \text{ ft}}{1 \text{ m}} \right)^2$$

$$A = 112.32 \text{ ft}^2$$

**Calor Sensible**

$$Q_s = (U)(A)(CLTD)$$

$$Q_s = (0.81 \text{ Btu/h.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})(112.32 \text{ ft}^2)(14 ^\circ\text{F})$$

$$Q_s = 373.52 \text{ W} \quad (1,273.71 \text{ Btu/h})$$

## ZONA 1

### – Ventana Norte

$$A = (\text{longitud neta de ventana})(\text{altura neta de ventana})$$

$$A = [(5.7 \text{ m} - 2.21 \text{ m})(1.45 \text{ m})] \left(\frac{3.28 \text{ ft}}{1 \text{ m}}\right)^2$$

$$A = 54.44 \text{ ft}^2$$

### Calor Sensible

$$Q_s = (U)(A)(CLTD)$$

$$Q_s = (0.81 \text{ Btu/h.ft}^2 \cdot \text{°F})(54.44 \text{ ft}^2)(14 \text{ °F})$$

$$Q_s = 181.04 \text{ W} \quad (617.35 \text{ Btu/h})$$

### – Ventana Oeste

No existe ninguna ventana al exterior en esta dirección. Por lo tanto no existe ninguna ganancia de calor del exterior a través de ventanas en esa dirección.

### – Ventana Sur

No existe ninguna ventana al exterior en esta dirección. Por lo tanto no existe ninguna ganancia de calor del exterior a través de ventanas en esa dirección.



– **Ventana Este**

Existe una ventana en esta orientación pero debido a que la partición adyacente de esta estará acondicionada, entonces no se tiene ninguna ganancia de calor en esta dirección.

## **2.9. GANANCIA POR RADIACIÓN SOLAR**

Para poder determinar la cantidad de calor que debe ser rechazado por radiación solar, se deben de determinar primeros los coeficientes SC (Shading Coefficient) coeficiente de sombra, SHGT (Solar Heat Gain Factor) factor de ganancia de calor por radiación solar y el CLF (Cooling Load Factor) factor de carga de enfriamiento.

### **2.9.1. COEFICIENTE DE SOMBRA (SHADING COEFFICIENT)**

El ensamble de las ventanas del proyecto, consiste en vidrio simple con cortinas, para poder determinar el factor SC se realizará con la referencia [46]; pero dentro de la tabla no existe el factor SC (Coeficiente de Sombra) para vidrio simple de 5 mm = 25/127 in de espesor, así que basta con hacer una interpolación para determinar dicho factor SC, se tiene entonces que:

Tabla 2.9. Factores de sombra para vidrio simple

Espesor	Coeficiente de Sombra
3/32 in de espesor	0.87
25/127 in de espesor	SC
1/4 in de espesor	0.80

### 2.9.2. FACTOR DE CARGA DE ENFRIAMIENTO (CLF)

Este factor se determina considerando que la construcción de la habitación es ligera según las notas de la tabla y considerando que el estudio será realizado a las 3:00 p.m., entonces se tiene que [51]:

Tabla 2.10. Factores CLF para ventanas

Orientación de la Ventana	CLF
N	0.82
O	0.45
S	0.59
E	0.29

### 2.9.3. CÁLCULO DE GANANCIA DE CALOR POR RADIACIÓN A TRAVÉS DE VENTANAS

#### ZONA 2

#### – Ventana Norte

$$A = (\text{longitud neta de ventana})(\text{altura neta de ventana})$$

$$A = [(5.7 \text{ m} + 2.21 \text{ m})(1.45 \text{ m})] \left( \frac{3.28 \text{ ft}}{1 \text{ m}} \right)^2$$

$$A = 123.39 \text{ ft}^2$$

#### Calor Sensible

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

$$Q_s = (123.39 \text{ ft}^2)(0.82)(34 \text{ Btu/h. ft}^2)(0.82)$$

$$Q_s = 827.24 \text{ W} \quad (2,820.89 \text{ Btu/h})$$

– **Ventana Oeste**

No existen ventanas al exterior en esta orientación. Por lo tanto no existe ganancia de calor por radiación del exterior.

– **Ventana Sur**

$$A = (\text{longitud neta de ventana})(\text{altura neta de ventana})$$

$$A = [(11.4 \text{ m})(1.45 \text{ m})] \left( \frac{3.28 \text{ ft}}{1 \text{ m}} \right)^2$$

$$A = 177.84 \text{ ft}^2$$

**Calor Sensible**

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

$$Q_s = (177.84 \text{ ft}^2)(0.82)(31 \text{ Btu/h. ft}^2)(0.59)$$

$$Q_s = 782.17 \text{ W} \quad (2,667.21 \text{ Btu/h})$$

– **Ventana Este**

$$A = (\text{longitud neta de ventana})(\text{altura neta de ventana})$$

$$A = [(7.2 \text{ m})(1.45 \text{ m})] \left( \frac{3.28 \text{ ft}}{1 \text{ m}} \right)^2$$

$$A = 112.32 \text{ ft}^2$$

**Calor Sensible**

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

$$Q_s = (112.32 \text{ ft}^2)(0.82)(208 \text{ Btu/h. ft}^2)(0.29)$$

$$Q_s = 1,629.21 \text{ W} \quad (5,555.62 \text{ Btu/h})$$

## ZONA 1

### – Ventana Norte

$$A = (\text{longitud neta de ventana})(\text{altura neta de ventana})$$

$$A = [(5.7 \text{ m} - 2.21 \text{ m})(1.45 \text{ m})] \left( \frac{3.28 \text{ ft}}{1 \text{ m}} \right)^2$$

$$A = 54.44 \text{ ft}^2$$

### Calor Sensible

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

$$Q_s = (54.44 \text{ ft}^2)(0.82)(34 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2)(0.82)$$

$$Q_s = 365 \text{ W} \quad (1,244.59 \text{ Btu/h})$$

### – Ventana Oeste

No existe ninguna ventana al exterior en esta dirección. Por lo tanto no existe ninguna ganancia de calor del exterior a través de ventanas en esa dirección.

### – Ventana Sur

No existe ninguna ventana al exterior en esta dirección por lo tanto no existe ninguna ganancia de calor del exterior a través de ventanas en esa dirección.

### – Ventana Este

Existe una ventana esta dirección pero debido a que la partición adyacente de esta ventana estará acondicionada entonces no se tiene ninguna ganancia de calor de esta dirección.

## 2.10. GANANCIA DE CALOR POR FUENTES INTERNAS

### 2.10.1. GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PISO

#### 2.10.1.1. CONDUCTANCIA DE PISO

Como se mencionó con anterioridad el piso del local está hecho de 20 cm de concreto con la cara inferior enlucida con 5 mm de espesor y en la cara superior piso artesanal de cemento con 1 cm de espesor.

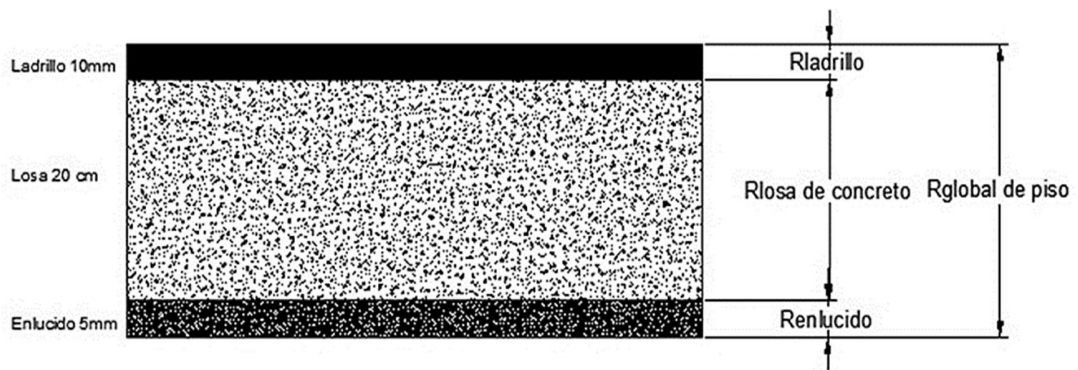


Fig. 2.4. Figura de losa o entrepiso.

Para determinar la resistencia del conjunto piso se emplea la siguiente ecuación:

$$R_{global\ de\ piso} = R_{ladrillo} + R_{losa\ de\ concreto} + R_{enlucido}$$

Entonces se tiene que:

- $R_{ladrillo} = (0.01\ m)(0.6\ m.k/w) = 0.006\ m^2 \cdot \frac{K}{W} = 0.034\ h.ft^2\text{°F}/Btu$
- $R_{losa\ de\ concreto} = (0.2\ m)(1.6\ m.k/w) = 0.32\ m^2 \cdot \frac{K}{W} = 1.817\ h.ft^2\text{°F}/Btu$
- $R_{enlucido} = (0.005\ m)(0.8\ m.k/w) = 0.004\ m^2 \cdot \frac{K}{W} = 0.0227h.ft^2\text{°F}/Btu$

Sustituyendo los anteriores valores en la ecuación se tiene:

$$R_{global\ de\ piso} = R_{ladrillo} + R_{losa\ de\ concreto} + R_{enlucido}$$

$$R_{global\ de\ piso} = 0.034\ h.\ ft^2\ ^\circ F/Btu + 1.817h.\ ft^2\ ^\circ F/Btu + 0.0227h.\ ft^2\ ^\circ F/Btu$$

$$R_{global\ de\ piso} = 1.8737\ h.\ ft^2\ ^\circ F/Btu$$

Ya que se determinó la resistencia térmica se debe calcular la conductividad del conjunto, así que:

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

$$U = \frac{1}{1.8737\ h.\ ft^2\ ^\circ F/Btu}$$

$$U = 0.533\ h.\ ft^2\ ^\circ F/Btu$$

## 2.10.2. CÁLCULO DE GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PISOS

### ZONA 2

$A = \text{área total piso} - \text{área de piso sala de reuniones} - \text{área de piso bodega}$

$$A = [(15.42\ m \times 11.90\ m) - (3.59\ m \times 5.13\ m) - (2.55\ m \times 1.70\ m)] \left( \frac{3.28\ ft}{1\ m} \right)^2$$

$$A = 1,729.37\ ft^2$$

### Calor Sensible

$$Q_s = (U)(A)(TD)$$

$$Q_s = (0.533\ Btu/h.\ ft^2.\ ^\circ F)(1,729.37\ ft^2)(95\ ^\circ F - 75\ ^\circ F)$$

$$Q_s = 5,406.18\ W \quad (18,435.08\ Btu/h)$$

**ZONA 1**

$A = \text{área de piso de sala de reuniones}$

$$A = (3.59 \text{ m} \times 5.13 \text{ m}) \left( \frac{3.28 \text{ ft}}{1 \text{ m}} \right)^2$$

$$A = 198.13 \text{ ft}^2$$

**Calor Sensible**

$$Q_s = (U)(A)(TD)$$

$$Q_s = (0.533 \text{ Btu/h. ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})(198.13 \text{ ft}^2)(95 ^\circ\text{F} - 75 ^\circ\text{F})$$

$$Q_s = 619.37 \text{ W} \quad (2,112.06 \text{ Btu/h})$$

**2.11. GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE CIELO RASO****2.11.1. CONDUCTANCIA TÉRMICA DE CIELO RASO**

Para este caso se considera la conducción desde el exterior del techo hasta el interior de la habitación con el mismo valor de conductancia del conjunto techo  $U = 0.50 \text{ Btu/h. ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$

**2.11.2. CÁLCULO DE GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS CIELO RASO****ZONA 2**

$A = \text{área total} - \text{área de sala de reuniones} - \text{área de bodega}$

$$A = [(15.42 \text{ m} \times 11.90 \text{ m}) - (3.59 \text{ m} \times 5.13 \text{ m}) - (2.55 \text{ m} \times 1.70 \text{ m})] \left( \frac{3.28 \text{ ft}}{1 \text{ m}} \right)^2$$

$$A = 1,729.37 \text{ ft}^2$$

**Calor Sensible**

$$Q_s = (U)(A)(\Delta T)$$

$$Q_s = (0.50 \text{ Btu/h.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})(1,729.37 \text{ ft}^2)(20 ^\circ\text{F})$$

$$Q_s = 5,071.47 \text{ W} \quad (17,293.73 \text{ Btu/h})$$

## ZONA 1

*A = área de cielo sobre sala de reuniones*

$$A = (3.59 \text{ m} \times 5.13 \text{ m}) \left( \frac{3.28 \text{ ft}}{1 \text{ m}} \right)^2$$

$$A = 198.13 \text{ ft}^2$$

### Calor Sensible

$$Q_s = (U)(A)(\Delta T)$$

$$Q_s = (0.50 \text{ Btu/h.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})(198.13 \text{ ft}^2)(20 ^\circ\text{F})$$

$$Q_s = 581.02 \text{ W} \quad (1,981.30 \text{ Btu/h})$$

## 2.12. GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PARTICIONES INTERNAS

### 2.12.1. CONDUCTANCIA TÉRMICA DE PARTICIONES INTERNAS

Para determinar la conductancia de las particiones internas, se debe de tomar en cuenta dichas particiones se encuentran hechas de madera (PLYWOOD). Para simplificar los cálculos se asume que todas las particiones son una cara de PLYWOOD más el núcleo de aire más otra cara de PLYWOOD.

Entonces la Resistencia del conjunto partición plywood-aire-plywood se calculará de la siguiente forma:

$R_{global \text{ de particion}}$

$$= R_{aire \text{ inmovil}} + R_{plywood} + R_{nucleo \text{ de aire}} + R_{plywood} + R_{aire \text{ inmovil}}$$

$$R_{global \text{ de particion}} = 2R_{aire \text{ inmovil}} + 2R_{plywood} + R_{nucleo \text{ de aire}}$$



Resistencias:

$$a) R_{plywood} = (0.003 \text{ m})(7.69 \text{ m.K/W}) = 0.023 \text{ m}^2 \cdot \frac{\text{K}}{\text{W}} = 0.13 \text{ h.ft}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu}$$

$$b) R_{nucleo \text{ de aire}} = (0.005 \text{ m})(38.46 \text{ m.K/W}) = 0.192 \text{ m}^2 \cdot \text{K/w} = \\ 1.0905 \text{ h.ft}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu}$$

$$c) R_{aire \text{ inmovil}} = 0.12 \text{ h.ft}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu}$$

Si sustituimos los valores anteriores en la ecuación entonces tenemos:

$$R_{global \text{ de particion}} = 2(0.12 \text{ h.ft}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu}) + 2(0.13 \text{ h.ft}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu}) + 1.0905 \text{ h.ft}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu}$$

$$R_{global \text{ de particion}} = 1.5905 \text{ h.ft}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu}$$

Ahora que se ha determinado la resistencia global de las particiones se puede calcular el factor de conductancia de la siguiente forma:

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

$$U = \frac{1}{1.5905 \text{ h.ft}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{F/Btu}}$$

$$U = 0.63 \text{ Btu/h.ft}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{F}$$

Debido a que las particiones y las puertas de entrada de todo el lugar son similares se toma el mismo valor de conductancia, para las particiones y para las puertas.

## 2.12.2. CÁLCULO DE GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS PARTICIONES

### ZONA 1

La partición que se toma en cuenta es la partición de la sala de reuniones y se toma en cuenta debido a que este espacio no siempre estará acondicionado.

$$\begin{aligned}
A_{particion} = & \text{(longitud de la particion de sala de reuniones} \\
& \times \text{ altura de la particion )} \\
& - \text{(longitud de la ventana en la particion} \\
& \times \text{ altura de la ventana)} \\
& + \text{(longitud de particion de bodega} \times \text{ altura de la particion)} \\
& + \text{(longitud de las puertas de entrada} \times \text{ altura de la particion)}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
A_{particion} = & [(4.52 + 0.8 \text{ m} + 3 \text{ m})(2.4\text{m}) - (2 \text{ m} \times 0.92 \text{ m}) \\
& + (1.8 \text{ m} + 2.55 \text{ m} + 1.8 \text{ m})(2.4) + (2.18 \text{ m} \\
& + 2.05 \text{ m})(2.4 \text{ m})] \left(\frac{3.28 \text{ ft}}{1 \text{ m}}\right)^2
\end{aligned}$$

$$A_{particion} = 463.04 \text{ ft}^2$$

$$A_{ventana} = [(2 \text{ m} \times 0.92 \text{ m})] \left(\frac{3.28 \text{ ft}}{1 \text{ m}}\right)^2$$

$$A_{ventana} = 19.80 \text{ ft}^2$$

$$A_{pared \text{ oeste}} = [(0.76 \text{ m} \times 2.4 \text{ m}) + (2.45 \text{ m} \times 2.40 \text{ m})] \left(\frac{3.28 \text{ ft}}{1 \text{ m}}\right)^2$$

$$A_{pared \text{ oeste}} = 82.88 \text{ ft}^2$$

### Calor Sensible

$$\begin{aligned}
Q_s = & (U_{particion})(A_{particion})(TD) + (U_{ventana})(A_{ventana})(TD) \\
& + (U_{pared \text{ oeste}})(A_{pared \text{ oeste}})(TD)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Q_s = & (0.63 \text{ Btu/h. ft}^2 \cdot \text{°F})(463.04 \text{ ft}^2)(95 \text{ °F} - 75 \text{ °F}) \\
& + (0.81 \text{ Btu/h. ft}^2 \cdot \text{°F})(19.80 \text{ ft}^2)(95 \text{ °F} - 75 \text{ °F}) \\
& + (0.42 \text{ Btu/h. ft}^2 \cdot \text{°F})(82.88 \text{ ft}^2)(95 \text{ °F} - 75 \text{ °F})
\end{aligned}$$

$$Q_s = 2,009.16 \text{ W (6,851.26 Btu/h)}$$

**ZONA 2**

$$A_{pared\ al\ oeste} = [(5.13\ m \times 2.4\ m)] \left( \frac{3.28\ ft}{1\ m} \right)^2$$

$$A_{pared\ oeste} = 132.46\ ft^2$$

**Calor Sensible**

$$Q_s = (U_{pared\ oeste})(A_{pared\ oeste})(TD)$$

$$Q_s = (0.42\ Btu/h.ft^2.^\circ F)(132.46\ ft^2)(95\ ^\circ F - 75\ ^\circ F)$$

$$Q_s = 326.29\ W \quad (1,112.66\ Btu/h)$$

A pesar de que existe una partición al este, la ganancia de calor a través de esta partición es cero debido a que el espacio adyacente siempre estará acondicionado.

**2.13. GANANCIA DE CALOR POR LUMINARIAS**

La estimación del calor generado por luminarias debe realizarse para una mejor comprensión de una forma zonificada, por medio de la siguiente ecuación:

$$Q_s = (3.41)(Q_i)(F_u)(F_s)(CLF)$$

Dónde:

- $Q_i$  = Potencia Total de las luminarias en watts.
- $F_u$  = Fracción de Luminarias en Uso.
- $F_s$  = Factor especial debido a lastre para montajes fluorescentes.
- $CLF$  = Factor de Carga de Enfriamiento.

Hay que tomar en cuenta además que las luminarias que posee el recinto son todas luminarias 2 x 40 W fluorescentes con un total de 24, 4 ubicadas en la Zona 1 y 20 en la Zona 2.

Para determinar el factor CLF se necesita definir los coeficientes “a” y “b”, el coeficiente “a” es debido al tipo de ventilación de la lámpara; mientras que el coeficiente “b” es debido al tipo de piso sobre las instalaciones. Entonces, se tiene que “a”= 0.45, debido a que no se tiene un entretecho ventilado y “b” = C. Con esto se determina que el factor CLF para la zona 1 es CLF= 1 y para la Zona 2 es CLF= 0.65 debido a que siempre que esté en uso el sistema de acondicionamiento estarán las luces encendidas.

Empezaremos a definir los factores para cada una de las zonas entonces:

### **ZONA 1**

$$Q_i = (4)(2)(40W) = 320W$$

$$F_u = \left(\frac{4}{4}\right) = 1$$

$$F_s = 1.20$$

$$CLF = 1$$

### **ZONA 2**

$$Q_i = (20)(2)(40 W) = 1,600 W$$

$$F_u = \left(\frac{6}{20}\right) = 0.3$$

$$F_s = 1.20$$

$$CLF = 0.65$$

### 2.12.3. CÁLCULO DE GANANCIA DE CALOR SENSIBLE POR LUMINARIAS

#### ZONA 1

$$Q_s = (3.41)(Q_i)(F_u)(F_s)(CLF)$$

$$Q_s = \left(3.41 \frac{Btu/h}{W}\right) (320 W)(1)(1.2)(1)$$

$$Q_s = 384.01 W \quad (1,309.44 Btu/h)$$

#### ZONA 2

$$Q_s = (3.41)(Q_i)(F_u)(F_s)(CLF)$$

$$Q_s = \left(3.41 \frac{Btu/h}{W}\right) (1,600 W)(0.3)(1.2)(0.65)$$

$$Q_s = 377.4 W \quad (1,276.70 Btu/h)$$

### 2.14. GANANCIA DE CALOR DEBIDO A OCUPANTES

#### Calor Sensible

Para determinar la cantidad de calor sensible que existe debido a la ocupación del establecimiento se debe conocer la cantidad de personas que permanecerán dentro de las instalaciones, debe conocerse la tasa de ganancia de calor sensible debida a ocupantes (SHG) y el factor CLF debida a ocupantes.

Si se toma en cuenta que pueden concurrir como máximo dentro de las instalaciones 20 personas entre ellas docentes y estudiantes; 6 personas dentro de la sala reuniones y 14 en el espacio externo a la sala; ya que el establecimiento es utilizado como oficina, se puede describir que el trabajo es ligero sentado y que la ocupación de las personas dentro del espacio es alrededor de 2 horas.

El factor  $SGH = 230 Btu/h$  [52], y el factor  $CLF=0.58$  debido a la permanencia de 2 horas dentro del espacio [53].

### 2.14.1. CÁLCULO DE GANANCIA DE CALOR SENSIBLE POR OCUPANTES

$$Q_s = (N_o)(SGH)(CLF)$$

Dónde:

- $N_o$ : Número de Persona dentro del recinto.
- $SGH$ : Ganancia de calor sensible por persona.
- $CLF$ : Coeficiente debido a la permanencia dentro del recinto.

#### ZONA 1

$$Q_s = (N_o)(SGH)(CLF)$$

$$Q_s = (6) \left( 230 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right) (0.58) = 234.72 \text{ W} \quad (800.40 \text{ Btu/h})$$

#### ZONA 2

$$Q_s = (N_o)(SGH)(CLF)$$

$$Q_s = (10) \left( 230 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right) (0.58) = 392.35 \text{ W} \quad (1,334.00 \text{ Btu/h})$$

#### Calor Latente

Se debe de tomar en cuenta solamente la ganancia de calor latente debida a ocupantes y el número de ocupantes, el factor LHT (Latent Heat Gain) [50], entonces LGH=190 Btu/h.

### 2.14.2. CÁLCULO DE GANANCIA DE CALOR LATENTE DEBIDA A OCUPANTES

$$Q_l = (N_o)(LHG)$$

Dónde:

- $N_o$ : Número de Persona dentro del recinto.
- $LGH$ : Ganancia de calor latente por persona.

#### ZONA 1

$$Q_s = (N_o)(LHG)$$

$$Q_s = (6) \left( 190 \frac{Btu}{h} \right) = 41.05 W \quad (1,140.00 Btu/h)$$

#### ZONA 2

$$Q_s = (N_o)(LHG)$$

$$Q_s = (10)(190 Btu/h) = 263.92 W \quad (1,900.00 Btu/h)$$

### 2.15. GANANCIA DE CALOR DEBIDA A APARATOS

En la visita que realizó a las instalaciones que serán acondicionadas se observó que existe cierto equipo tales como:

- |                           |                |
|---------------------------|----------------|
| - Computadoras            | - Refrigerador |
| - Horno Tostador          | - Cafetera     |
| - Oasis enfriador de agua | - Impresores   |

Tabla 2.11. Equipos que generan calor en el local

Equipo	Cantidad
Computadoras	8
Refrigerador	1
Horno Tostador	1
Cafetera	1
Oasis enfriador de agua	1
Impresores	8

La cantidad de computadores e impresores es similar debido a que dentro de las instalaciones el uso de las computadoras no es continuo al igual que la permanencia de las mismas. Se estiman las ganancias de calor sensible y latente [51].

### 2.15.1. CÁLCULO DE GANANCIA DE CALOR SENSIBLE POR APARATOS

#### Zona 2

Tabla 2.12. Ganancia de calor sensible por aparato

Aparato	Cantidad	Potencia Unitaria (Btu/h)	Potencia Total (Btu/h)	Factor de Carga (FI)	Calor Sensible (Btu/h)
Computadora	8	3,412.00	27,296.00	0.1	2,729.60
Impresora	8	995.00	7,960.00	0.1	796.00
Cafetera	1	720.00	720.00	0.07	50.40
Horno Tostador	1	1,300.00	1,300.00	0.07	91.00
Oasis	1	150.00	150.00	0.03	4.50
Refrigerador	1	540.00	540.00	0.10	54.00
				$Q_s$	3,725.50



**ZONA 1**

Tabla 2.13. Ganancia de calor sensible por aparato

Aparato	Cantidad	Potencia Unitaria (Btu/h)	Potencia Total (Btu/h)	Factor de Carga (FI)	Calor Sensible (Btu/h)
Computadora	4	3,412	13,648	0.1	1,364.80
Impresora	0	995	0	0.1	0
Cafetera	0	720	0	0.07	0
Horno Tostador	0	1,300	0	0.07	0
Oasis	0	150	0	0.03	0
Refrigerador	0	540	0	0.10	0
				$Q_s$	1,364.80

**2.15.2. CÁLCULO DE GANANCIA DE CALOR LATENTE POR APARATOS****ZONA 2**

Tabla 2.14. Ganancia de calor latente por aparatos

Aparato	Cantidad	Potencia Unitaria (Btu/h)	Potencia Total (Btu/h)	Calor Latente (Btu/h)
Computadora	8	0	0	0
Impresora	8	0	0	0
Cafetera	1	230	230	230
Horno Tostador	1	1,100	1,100	1,100
Oasis	1	0	0	0
Refrigerador	1	0	0	0
			$Q_l$	1,330

## ZONA 1

Tabla 2.15. Ganancia de calor latente por aparatos

Aparato	Cantidad	Potencia Unitaria (Btu/h)	Potencia Total (Btu/h)	Calor Latente (Btu/h)
Computadora	6	0	0	0
Impresora	0	0	0	0
Cafetera	0	230	0	0
Horno Tostador	0	1,100	0	0
Oasis	0	0	0	0
Refrigerador	0	0	0	0
			$Q_t$	0

### 2.16. GANANCIA DE CALOR DEBIDA A MOTORES

Se considera que no existe ganancia de calor debida a motores dentro del cerramiento en el que se estima la carga térmica. Por lo cual la ganancia de calor debida a motores es igual 0.

### 2.17. GANANCIA DE CALOR DEBIDO A VENTILACIÓN E INFILTRACIÓN DE AIRE

La cantidad de calor necesario ha sido un tema de debate durante mucho tiempo, y el desarrollo de estas diferencias racionales ha producido radicalmente diferentes estándares de ventilación.

Muchas técnicas son posibles para lograr la ventilación especificada, en orden decreciente de atracción son:

- a) Ventilación forzada, proporcionada por control automático.
- b) Ventilación natural con control manual.
- c) Infiltración, una estrategia de ventilación incierta utilizada comúnmente por defecto en pequeñas estructuras.

### **2.17.1. VENTILACIÓN FORZADA**

Es raramente utilizada en estructuras sobre dominadas. De cualquier forma, estrictamente; los edificios con mayor ahorro energético demandan sistemas con ventilación forzada.

### **2.17.2. VENTILACIÓN NATURAL**

Es un sistema accionado por presión del viento y la diferencia de temperatura interior-exterior, causando el movimiento del aire. Este tipo de ventilación está caracterizado por el control de ocupantes. Flujo aire a través de ventanas, puertas y otros aperturas pueden ser para proveer una adecuada ventilación para disolver los contaminantes.

### **2.17.3. INFILTRACIÓN**

En contraste al control de ocupantes mencionado en la ventilación natural, la infiltración es un flujo aleatorio de aire a través de las aperturas no intencionales, que ponen en circulación el aire debido al viento y la diferencia de temperaturas del aire interior-exterior.

Pese a lo poco atractivo respecto a las otras estrategias de ventilación, es la principal fuente de ventilación en los edificios y debe ser entendida por los ingenieros concerniente al uso de energía y la calidad del aire interior.

En este apartado hará hincapié en la ventilación natural y la infiltración. En estos procesos son funcionalmente similares y representan más ampliamente las estrategias de ventilación usadas en pequeñas edificaciones. En construcciones de gran tamaño es necesario el diseño ingenieril de un sistema de ventilación forzada de aire.

Así podemos tomar en cuenta la siguiente ecuación [52].

$$C_i = C_o + F/Q$$

En donde:

- $C_i$ : Concentración de  $CO_2$  dentro del espacio.
- $C_o$ : Concentración de  $CO_2$  fuera del espacio.
- $F$ : Tasa de Generación de  $CO_2$ .
- $Q$ : Tasa de ventilación (aire exterior solamente)

Todo se resume en la concentración de Dióxido de Carbono dentro del espacio. Actualmente los estándares de la ASHRAE asumen que el 0.25%  $CO_2$  es un límite aceptable. Tomando en cuenta que  $CO_2$  producido por un individuo, depende de la dieta y el nivel de actividad; un valor representativo de producción de  $CO_2$  por un individuo sedentario con una dieta normal es 0.011 cfm La concentración de  $CO_2$  desde el exterior es típicamente 0.03%; entonces la tasa mínima de ventilación es:

$$0.25 = 0.03 + (0.011)(100/Q)$$

De donde se puede determinar que la ventilación mínima necesaria para una persona en las condiciones antes descritas es  $Q = 5$  CFM/persona. Que la ventilación mínima para oficinas institucionales debe de ser de 7 CFM/persona; si lo contrastamos con la tasa de ventilación de 5 CFM/persona, todavía se está por encima del valor mínimo de ventilación por persona para usos generales. [53]

#### **2.17.4. VENTILACIÓN NECESARIA SEGÚN ASHRAE DENTRO DE LAS ZONAS DEL LOCAL**

- a) Zona 1: Se necesitan  $6 \times 7$  CFM = 42 CFM de Ventilación.
- b) Zona 2: Se necesitan  $10 \times 7$  CFM = 70 CFM de ventilación.
- c) En total se necesitan 112 CFM de aire del exterior para todo nuestro proyecto.

Antes de empezar se debe de conocer también la tasa de humedad externa e interna para poder determinar la cantidad de calor latente generada por la ventilación.

### **2.18. INFILTRACIÓN POR APERTURA DE PUERTAS**

#### **2.18.1. GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN**

Para analizar el flujo de aire exterior que existe por infiltración se toma en cuenta únicamente la infiltración por apertura de puertas. [54]

Utilizando la siguiente ecuación:

$$Q = (No. Door) \left( \frac{Q}{Door} \right)$$

- $Q$ : Caudal Infiltrado.
- $No. Door$ : Número de puertas iguales.

- $Q/Door$ : coeficiente de apertura de puertas, considerando un tráfico de 20 personas por hora, para una puerta simple abatible, con claros de  $\frac{1}{2}$  pulgada. Entonces  $\frac{Q}{Door} = 150 \text{ CFM/puerta}$ .

Tomando en cuenta todas las condiciones anteriores se tiene que:

$$Q = (No. Door) \left( \frac{Q}{Door} \right)$$

$$Q = (1 \text{ puerta}) \left( \frac{150 \text{ CFM}}{Puerta} \right)$$

$$Q = 150 \text{ CFM}$$

Debido a que la tasa de ventilación por Infiltración es mayor que la recomendada por ASHRAE; no es necesario utilizar ventilación forzada, en dado caso la ventilación por infiltración fuese menor que la recomendada por ASHRAE; sería necesaria la ventilación forzada pero únicamente la diferencia entre la recomendada y la causada por la infiltración.

### 2.18.2. CÁLCULO DE GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN

Tomando en cuenta los siguientes datos:

- Tasa de Humedad Externa, con 95°F BS y 75°F BH  $W_o = 0.01394 \text{ lb/lb}$ .
- Tasa de Humedad Interna, con 75°F BS y 60°F BH  $W_i = 0.00751 \text{ lb/lb}$ .

#### Calor Sensible

$$Q_s = (1.10)(CFM)(\Delta T)$$

$$Q_s = \left( 1.10 \frac{\text{Btu} \cdot \text{min}}{\text{h} \cdot \text{ft}^3 \cdot ^\circ\text{F}} \right) \left( 150 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}} \right) (95^\circ\text{F} - 75^\circ\text{F})$$

$$Q_s = 967.74 \text{ W} \quad (3,300.00 \text{ Btu/h})$$

### Calor Latente

$$Q_l = (4,480)(CFM)(\Delta W)$$

$$Q_l = \left(4,480 \frac{Btu \cdot min}{h \cdot ft^3}\right) \left(150 \frac{ft^3}{min}\right) (0.01394 - 0.00751)$$

$$Q_l = 1,267.14 W \quad (4,320.96 Btu/h)$$

## 2.19. SUMARIO DE GANANCIA DE CALOR DEL LOCAL

Tabla 2.16. Sumario de ganancia de calor del local

	Zona 2		Zona 1	
	Calor Sensible (Btu/h)	Calor Latente (Btu/h)	Calor Sensible (Btu/h)	Calor Latente (Btu/h)
Paredes Exteriores				
Norte	790.94	0.00	310.86	0.00
Oeste	0.00	0.00	0.00	0.00
Sur	1,511.11	0.00	0.00	0.00
Este	3,571.45	0.00	0.00	0.00
Techo				
Techo	39,343.17		4,507.46	
Ventanas Exteriores				
Conducción				
Norte	1,399.24	0.00	617.35	0.00
Oeste	0.00	0.00	0.00	0.00
Sur	2,016.71	0.00	0.00	0.00
Este	1,273.71	0.00	0.00	0.00
Radiación				
Norte	2,820.89	0.00	1,244.59	0.00
Oeste	0.00	0.00	0.00	0.00
Sur	2,667.21	0.00	0.00	0.00
Este	5,555.62	0.00	0.00	0.00
Piso				

	Zona 2		Zona 1	
Piso	18,435.08	0.00	2,112.06	0.00
Cielo Raso				
Cielo Raso	17,293.73	0.00	1,981.30	0.00
Particiones Internas				
Particiones	6,851.26	0.00	1,112.66	0.00
Luminarias				
Luminarias	1,276.70	0.00	1,309.44	0.00
Ocupantes				
Personas	1,334.00	1,900	800.40	1,140.00
Aparatos				
Aparatos	3,725.50	1,330.00	1,364.80	0.00
Motores				
Motores	0.00	0.00	0.00	0.00
Ventilación e Infiltración				
	Local			
Infiltración	3,300.00	4,320.96		
Ventilación	0.00	0.00		
	Calor Sensible Total (Btu/h)	Calor Latente Total (Btu/h)	Calor Sensible Total (Btu/h)	Calor Sensible Total (Btu/h)
	113,166.32	7,550.96	15,420.92	1,140.00
	Ganancia de Calor Total Zona 2 (Btu/h)		Ganancia de Calor Total Zona 1 (Btu/h)	
	120,717.28		16,560.92	
	Ganancia de Calor Total Zona 2 (TON)		Ganancia de Calor Total Zona 1 (TON)	
	10.03		1.36	
	Capacidad Total Recomendada Zona 2 (TON)		Capacidad Total Recomendada Zona 1 (TON)	
	<b>10.0 TON</b>		<b>1.5 TON</b>	



## **2.20. SELECCIÓN DE EQUIPOS MEDIANTE EL USO DEL PROCESO PSICROMÉTRICO**

Luego de haber calculado la Carga de Enfriamiento, esta carga debe ser recogida y se aplica a un sistema específico para poder selección los equipos adecuados. Una herramienta muy utilizada en este proceso es la carta psicrométrica. El uso del proceso psicrométrico y la carga de enfriamiento pueden proveer datos adecuados para la selección de equipos.

Condiciones para los cálculos:

- Sin inyección de aire exterior, debido a que el aire se renueva por infiltración.
- No hay calor de motores,
- No existen ganancias de calor debida a ductería.
- Sistema de simple de recirculación de aire.

Tomando en cuentas los siguientes datos:

- Hora solar del cálculo 3:00 p.m.
- Condiciones exteriores: 95°F BS y 75°F BH
- Condiciones de la habitación: 75°F BS y 60°F
- Tasa de Calor Sensible, RSH: 15,420.92 Btu/h para la Zona 1 y RSH: 113,166.32 Btu/h para la Zona 2.
- Tasa de Calor Latente, RLH: 1,140 Btu/h para la Zona 1 y RLH: 7,550 Btu/h para la Zona 2.

Antes de empezar debe de calcularse el RSHR (Tasa de Calor Sensible de la Habitación).

### ZONA 1

$$RSHR = \frac{RSH}{RST} = \frac{RSH}{RSH + RLH}$$

$$RSHR = \frac{15,420.92 \text{ Btu/h}}{15,420.92 \text{ Btu/h} + 1,140 \text{ Btu/h}} = 0.93$$

### ZONA 2

$$RSHR = \frac{RSH}{RST} = \frac{RSH}{RSH + RLH}$$

$$RSHR = \frac{113,166.32 \text{ Btu/h}}{113,166.32 \text{ Btu/h} + 7,550 \text{ Btu/h}} = 0.94$$



**PSYCHROMETRIC CHART**  
 Normal Temperature  
 I-P Units  
 SEA LEVEL  
 BAROMETRIC PRESSURE: 29.921 in. HG



Dr. Willis Carrier's "Modern Psychrometric Chart" was first published in December 3, 1911, and is the cornerstone of air conditioning technology. It is a chart that shows the relationship between temperature, humidity, and enthalpy. The chart is used to determine the amount of air conditioning equipment needed to maintain a desired indoor climate. The chart is a grid of lines representing constant temperature, constant humidity, and constant enthalpy. The chart is used to determine the amount of air conditioning equipment needed to maintain a desired indoor climate. The chart is a grid of lines representing constant temperature, constant humidity, and constant enthalpy.

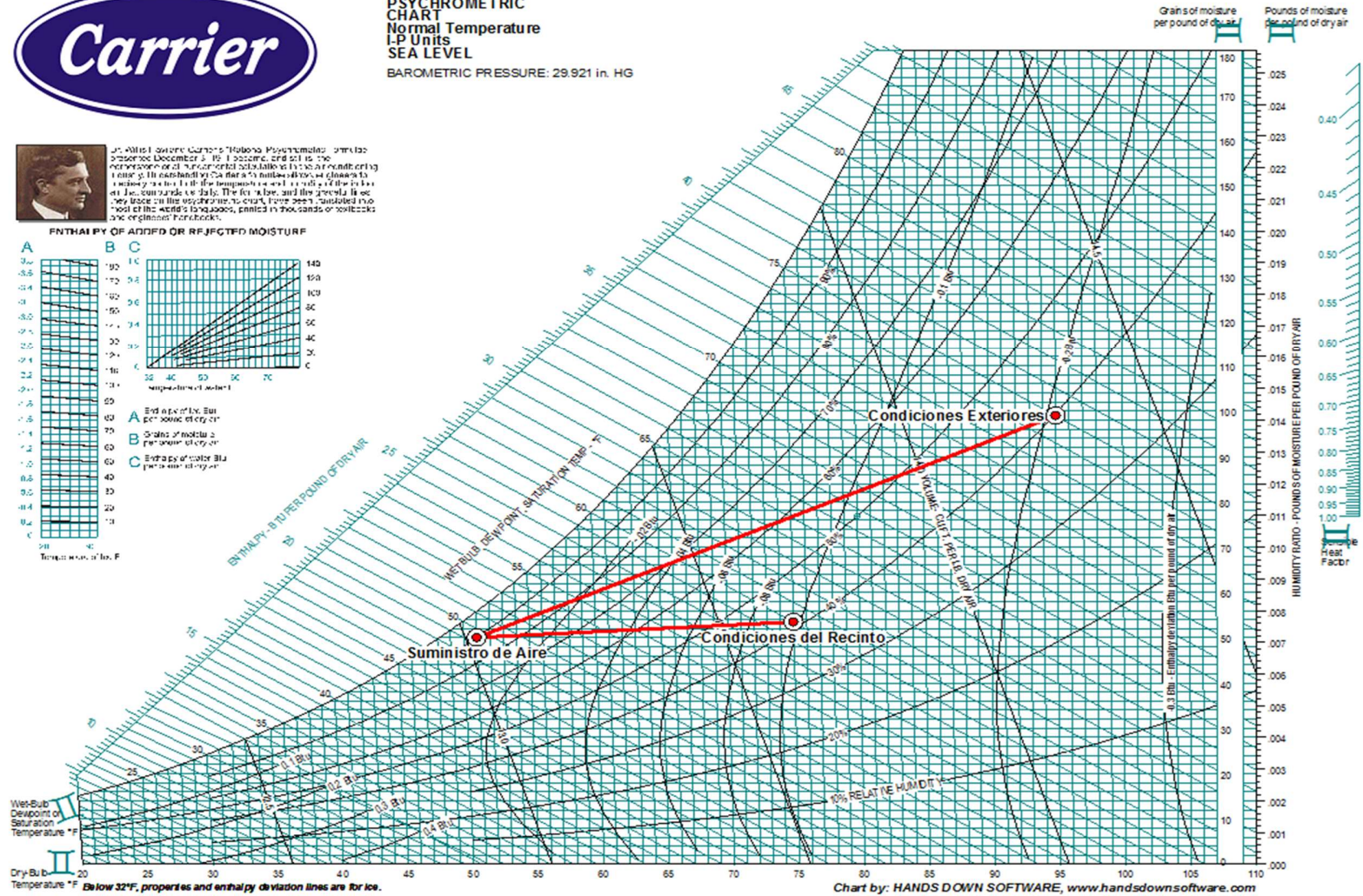
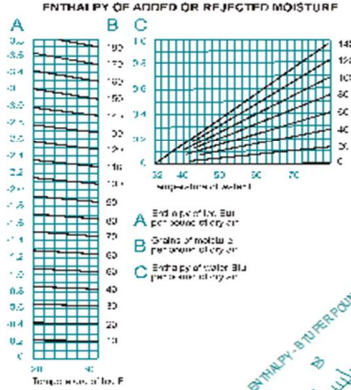


Fig. 2.5. Uso de la carta psicrométrica para la selección de equipos

Debido a que la tasa de calor Sensible de la habitación es la misma para ambas zonas; entonces el anterior diagrama de la carta psicrométrica, ilustra el proceso por el cual el aire será tratado, para determinar las condiciones de suministro del aire luego de atravesar el serpentín del evaporador; debe de trazarse una paralela a la RSHR pasando sobre el punto que representa las condiciones del recinto, hasta tocar la línea del 90% de humedad relativa, entonces serán esas las condiciones de salida del aire del evaporador luego de haber cruzado el serpentín del evaporador es decir 51 °F y 90% de humedad relativa.

Ahora se debe determinar los Pies Cúbicos por Minuto Requeridos (SCFM) requeridos en el suministro de aire.

$$SFCM = \frac{q_s}{(1.10)(t_R - t_S)}$$

Dónde:

- $q_s$ : Calor Sensible del Recinto.
- $t_R$ : Temperatura de Recinto.
- $t_S$ : Temperatura de Suministro de Aire.

Entonces se tiene que:

### ZONA 1

$$SFCM = \frac{q_s}{(1.10)(t_R - t_S)}$$

$$SFCM = \frac{15,420.92Btu/h}{(1.10)(75°F - 51°F)} = 584.13 CFM$$

**ZONA 2**

$$SFCM = \frac{q_s}{(1.10)(t_R - t_S)}$$

$$SFCM = \frac{113,166.32 \text{ Btu/h}}{(1.10)(75^\circ F - 51^\circ F)} = 4,286.60 \text{ CFM}$$

Tomando en cuenta los anteriores datos, entonces se determina que la maquinaria que debe utilizarse debe proporcionar 584.13 CFM en la Zona 1 y la máquina o máquinas de la Zona 2 deben proporcionar 4,286.60 CFM en conjunto, para lograr alcanzar las condiciones necesarias del local.

## 2.21. ESQUEMA DE UBICACIÓN DEL EQUIPO DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

En el primer esquema se muestra la ubicación de los equipos que fueron rehabilitados y el área de enfriamiento que abarcan los equipos, en el segundo se muestra las cargas totales con los equipos complementarios.

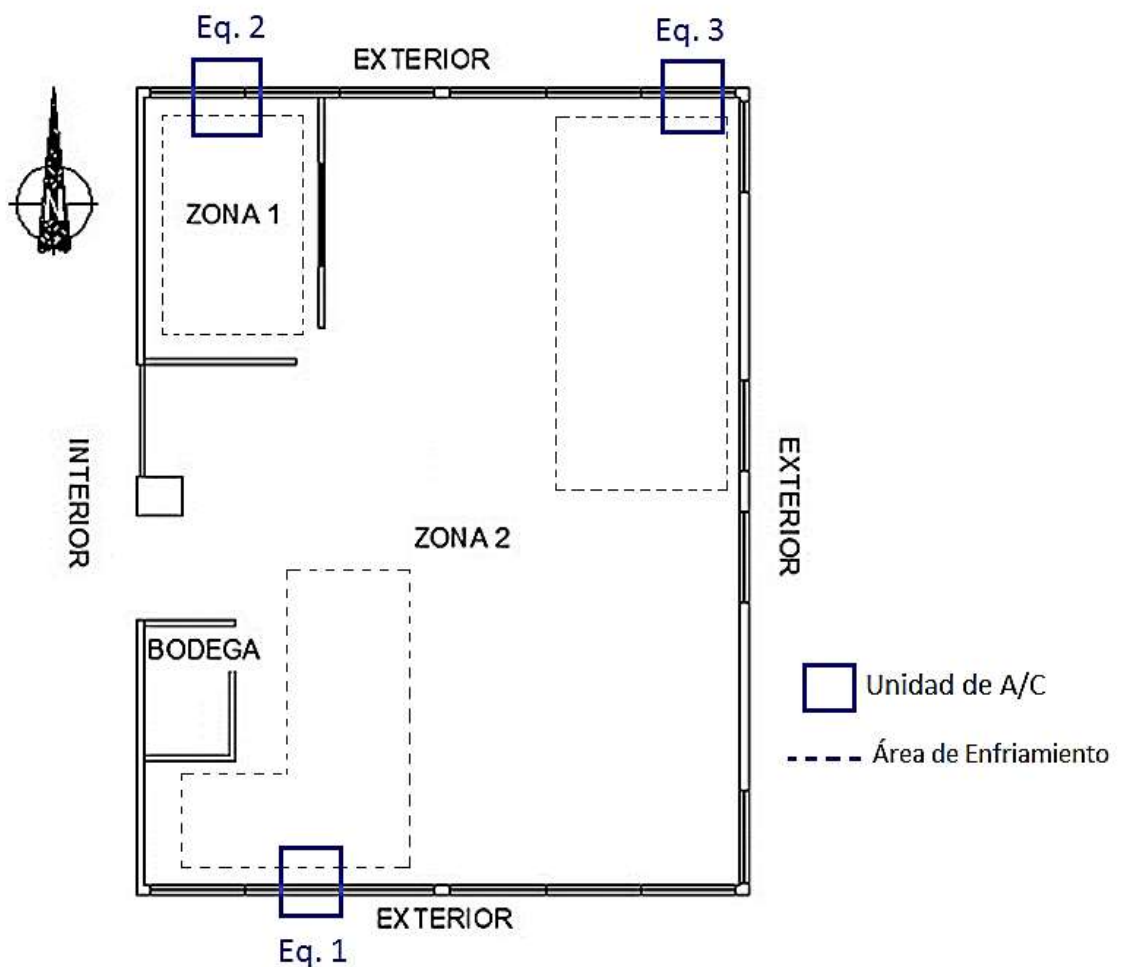


Fig. 2.6. Esquema de ubicación de los equipos rehabilitados y áreas de enfriamiento.

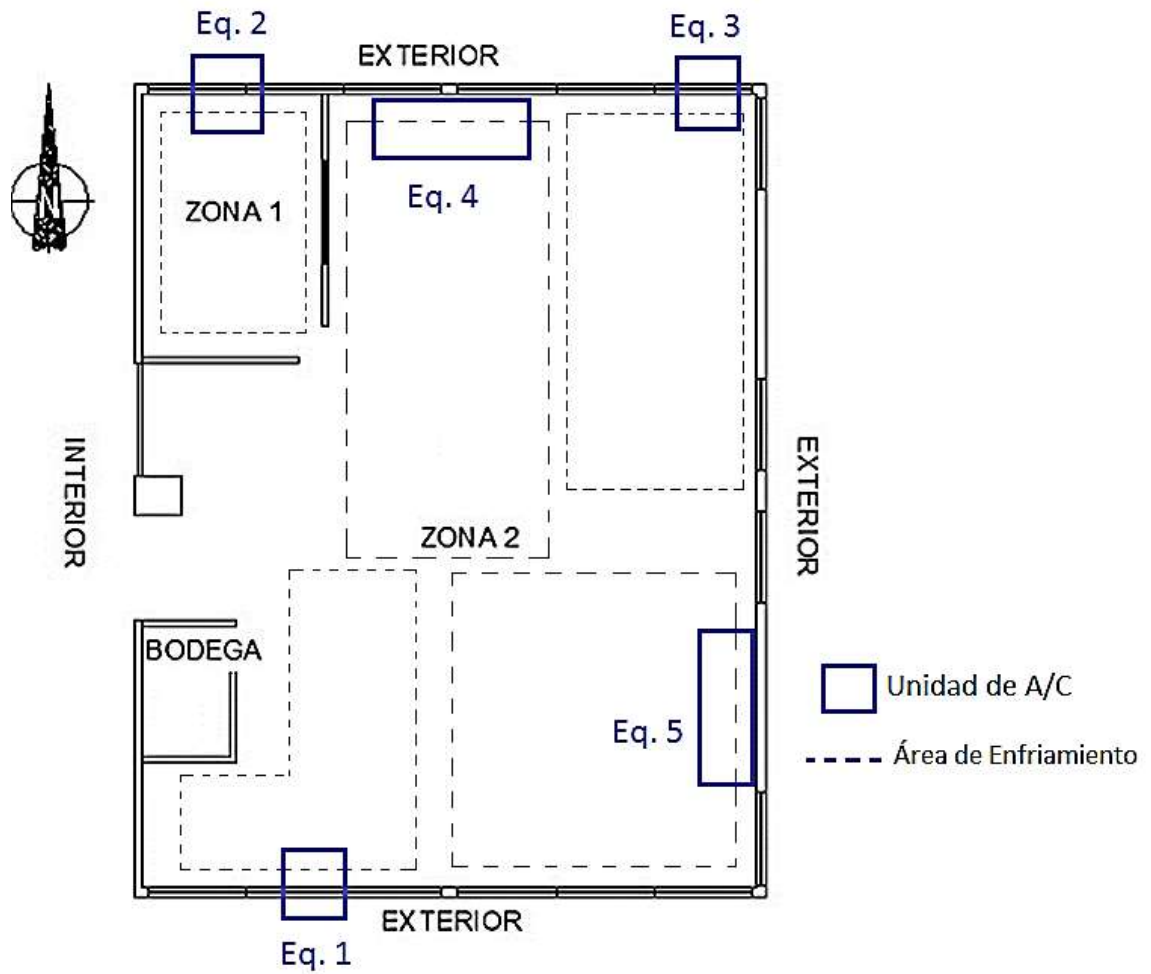


Fig. 2.7. Esquema de ubicación y cargas totales de los equipos complementarios.

Las distribuciones de los equipos se adecuaron en base a los resultados obtenidos de la ganancia de calor en donde la pared Este, que es la pared con mayor ganancia de calor, y las ventanas de lado Sur tengan mayor acondicionamiento ya que estas reciben mayor incidencia de calor.

### 3. REHABILITACIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE EQUIPO

#### 3.1. REVISIÓN DE EQUIPO EN DESUSO

El proyecto toma en cuenta la rehabilitación de todas las máquinas de aire acondicionado en desuso dentro de la bodega de la Escuela de Ingeniería Mecánica. Luego de una inspección detallada de la maquinaria que se encontraba en la bodega, se encontró:

Tabla 3.1. Detalle de equipos de aire acondicionado a rehabilitar

Cantidad	Tipo	Marca	Capacidad	Control	Voltaje	Frecuencia
1	Ventana	Carrier	30,000 Btu/h	Manual	208-230 VAC	60 Hz
2	Ventana	Carrier	24,000 Btu/h	Manual	208-230 VAC	60 Hz

Luego de identificar la cantidad de equipos existentes, se procede a determinar el estado de cada una de las máquinas que se detalla a continuación:

Tabla 3.2. Características y daños de los equipos a reparar

Cantidad	Tipo	Marca	Capacidad	Condiciones
1	Ventana	Carrier	30,000 Btu/h	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sin gabinete.</li> <li>• Sin gas refrigerante.</li> <li>• Con múltiples fugas en el sistema.</li> <li>• Control manual dañado.</li> </ul>



Cantidad	Tipo	Marca	Capacidad	Condiciones
				<ul style="list-style-type: none"> <li>• Serpentín evaporador dañado.</li> <li>• Serpentín condensador dañado.</li> <li>• Corrosión fuera de lo normal.</li> <li>• Motor ventilador sin lubricación.</li> <li>• Capacitor de marcha de compresor dañado.</li> <li>• Compresor de marcha de motor ventilador dañado.</li> <li>• Soportes de hule de compresor vencidos.</li> </ul>
1	Ventana	Carrier	24,000 Btu/h	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sin gabinete.</li> <li>• Control manual dañado.</li> <li>• Serpentín evaporador dañado.</li> <li>• Serpentín condensador dañado.</li> <li>• Corrosión fuera de lo normal.</li> <li>• Motor ventilador sin lubricación.</li> <li>• Aspa del motor ventilador desbalanceado.</li> <li>• Capacitor de marcha de compresor dañado.</li> </ul>

Cantidad	Tipo	Marca	Capacidad	Condiciones
				<ul style="list-style-type: none"> <li>• Compresor de marcha de motor ventilador dañado.</li> <li>• Soportes de hule de compresor vencidos.</li> </ul>
1	Ventana	Carrier	24,000 Btu/h	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sin gabinete.</li> <li>• Sin compresor</li> <li>• Sin gas refrigerante.</li> <li>• Con múltiples fugas en el sistema.</li> <li>• Control manual dañado.</li> <li>• Serpentín evaporador dañado.</li> <li>• Serpentín condensador dañado.</li> <li>• Corrosión fuera de lo normal.</li> <li>• Motor ventilador sin lubricación.</li> <li>• Capacitor de marcha de compresor dañado.</li> <li>• Compresor de marcha de motor ventilador dañado.</li> <li>• Soportes de hule de compresor vencidos.</li> </ul>

### 3.2. REPARACIÓN DE EQUIPOS A UTILIZAR

Del diagnóstico de los equipos en desuso, el trabajo que se realizó para cada uno de los equipos se detalla a continuación.

Tabla 3.3. Trabajo realizado a los equipos de aire acondicionado

Cantidad	Tipo	Marca	Capacidad	Condiciones
1	Ventana	Carrier	30,000 Btu/h	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fabricación de gabinete de lámina galvanizada # 26.</li> <li>• Cepillado de serpentín evaporador.</li> <li>• Cepillado de serpentín condensador.</li> <li>• Remoción de óxido.</li> <li>• Pintura general a carcasa y componentes del equipo con pintura anticorrosiva.</li> <li>• Sustitución de tornillos.</li> <li>• Detección y Sellado de fugas del sistema de refrigeración.</li> <li>• Carga de 3 kg. de MO-99.</li> <li>• Conversión de sistema de control manual a sistema de control digital.</li> <li>• Lubricación de motor ventilador.</li> <li>• Reemplazo de capacitor de marcha de compresor.</li> </ul>

Cantidad	Tipo	Marca	Capacidad	Condiciones
				<ul style="list-style-type: none"> <li>• Reemplazo de capacitor de marcha de motor ventilador.</li> <li>• Reemplazo de soportes de hule de compresor.</li> <li>• Fabricación de filtro para aire de retorno con Duralast.</li> </ul>
1	Ventana	Carrier	24,000 Btu/h	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fabricación de gabinete de lámina galvanizada #26.</li> <li>• Cepillado de serpentín evaporador.</li> <li>• Cepillado de serpentín condensador.</li> <li>• Remoción de óxido.</li> <li>• Pintura general a carcasa y componentes del equipo con pintura anticorrosiva.</li> <li>• Conversión de sistema de control manual a sistema de control digital.</li> <li>• Lubricación de motor ventilador.</li> <li>• Balanceo de aspa de aluminio de motor ventilador.</li> <li>• Reemplazo de capacitor de marcha de compresor.</li> <li>• Reemplazo de capacitor de marcha de motor ventilador.</li> </ul>

Cantidad	Tipo	Marca	Capacidad	Condiciones
				<ul style="list-style-type: none"> <li>• Reemplazo de soportes de hule de compresor.</li> <li>• Fabricación de filtro para aire de retorno con Duralast.</li> </ul>
1	Ventana	Carrier	24,000 Btu/h	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fabricación de gabinete de lámina galvanizada #26.</li> <li>• Cepillado de serpentín evaporador.</li> <li>• Cepillado de serpentín condensador.</li> <li>• Remoción de óxido.</li> <li>• Pintura general a carcaza y componentes del equipo con pintura anticorrosiva.</li> <li>• Sustitución de tornillos.</li> <li>• Instalación de compresor nuevo.</li> <li>• Detección y Sellado de fugas del sistema de refrigeración.</li> <li>• Carga de 2 kg. de MO-99.</li> <li>• Conversión de sistema de control manual a sistema de control digital.</li> <li>• Lubricación de motor ventilador.</li> <li>• Reemplazo de capacitor de marcha de compresor.</li> </ul>

Cantidad	Tipo	Marca	Capacidad	Condiciones
				<ul style="list-style-type: none"> <li>• Reemplazo de capacitor de marcha de motor ventilador.</li> <li>• Reemplazo de soportes de hule de compresor.</li> <li>• Fabricación de filtro para aire de retorno con Duralast.</li> </ul>

Posterior al trabajo realizado en la rehabilitación de los equipos de aire acondicionado, se vio la necesidad de implementar nuevas tecnologías en el sistema de control y en el tipo de refrigerante que utiliza como medio de trabajo.

En este primero se convirtió el sistema de control manual a sistema de control digital que favorece a la fácil manipulación del equipo en el sistema de encendido y apagado como en el control de la temperatura, tomando en cuenta la parte del cuidado del medio ambiente se sustituyó el tipo de refrigerante a uno ecológico como el MO-99 que tiene las mismas características de enfriamiento que el R-22.

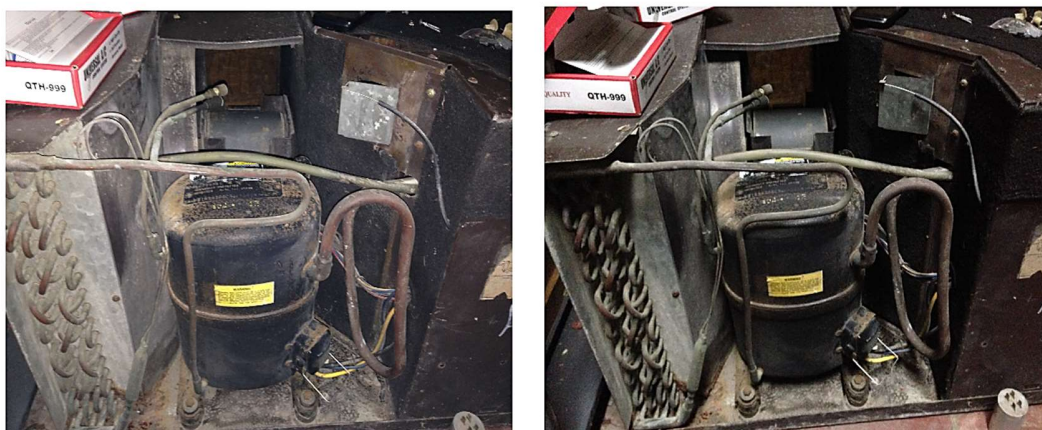


Fig. 3.1. Condiciones en que se encontró el equipo



Fig. 3.1. Condiciones en que se encontró el equipo



Fig. 3.2. Condiciones de los equipos luego de la rehabilitación



Fig. 3.3. Condiciones finales de los equipos rehabilitados

### 3.3. MONTAJE DE LOS EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO

Para el montaje de los equipos de aire acondicionado se diseñaron estructuras de soporte con ángulo de hierro de 1 1/4" x 1/8" con un recubrimiento de pintura anticorrosiva para aumentar la vida útil de las estructuras, con una sujeción de pernos de 5/16" x 1 1/2" y anclas expansivas 5/8" x 5/16".



Fig. 3.4. Estructuras de soporte de los equipos de aire acondicionado



Fig. 3.5. Equipos de aire acondicionado instalados



### **3.4. CARGA TÉRMICA COMPLEMENTARIA**

Conociendo el cálculo de la carga de enfriamiento necesaria para la ambientación de la Escuela de Ingeniería Química e Ingeniería de Alimentos, y conociendo la carga que se puede suplir con el equipo que se ha rehabilitado, se puede hacer una diferencia para conocer la carga complementaria y el equipo o equipos necesarios para complementar la carga total de enfriamiento.

La carga total de enfriamiento es de 11.5 TON o su equivalente en sistema ingles de 137,278.20 Btu/h. Con la rehabilitación se logró reparar y poner en marcha 3 equipos de aire acondicionado, dos de 2 TON de capacidad de enfriamiento y uno de 2.5 TON que representan el 54 % de la carga de enfriamiento, es por esto que será necesario complementar esta carga con más equipos para poder dar solución a la demanda de enfriamiento que está requiriendo el proyecto. Por eso se recomienda hacer la requisición y compra por parte de la Escuela de Ingeniería Química e Ingeniería de Alimentos, de 2 equipos de aire acondicionado de 36,000 Btu/h o su equivalente de 3 TON, para poder dar solución total al proyecto.

También será necesario hacer la compra de ciertos materiales complementarios para la instalación de los equipos de aire acondicionado que se solicitado como parte complementaria para suplir toda la carga de enfriamiento, es por eso que a continuación se presenta una tabla con la descripción, cantidad, medida y proveedores sugeridos para la cotización y compra de dichos materiales.

Tabla 3.4. Detalle de equipo complementario

Item	Descripción	Cantidad	Medida	Proveedor sugerido
1	Equipo de Aire Acondicionado 36,000 Btu/h, R410A, SEER 13 mínimo, 208 – 230 VAC, 1 PH, Tipo Piso - Techo	2	Equipos	Distribuidora Granada
2	Tubo de cobre 3/4"	100	Pie	Distribuidora Granada
3	Tubo de cobre 3/8"	100	Pie	Distribuidora Granada
4	Filtro deshidratador a soldar	2	Pieza	Distribuidora Granada
5	Codo de cobre 3/4" radio largo	8	Pieza	Distribuidora Granada
6	Varilla de Plata al 5%	6	Pieza	Distribuidora Granada
7	Rubatex 3/4" x 3/8"	17	Piezas	Distribuidora Granada
8	Cincha plástica 6" de largo	1	Ciento	Distribuidora Granada
9	Anticorrosivo negro	1/4	Galón	Vidrí
10	Brocha 2" de ancho	2	Piezas	Vidrí
11	Thinner	1	Litro	Vidrí
12	Broca para Hierro 3/8"	1	Pieza	Vidrí
13	Pliego de Lija para Hierro #120	2	Pliego	Vidrí

Item	Descripción	Cantidad	Medida	Proveedor sugerido
14	Ancla expansiva 5/8" x 5/16" para concreto	16	Piezas	Vidrí
15	Perno de acero zincado 5/16" x 1 1/2" de largo	16	Piezas	Vidrí
16	Sierra triscado ordinario	2	Piezas	Vidrí
17	Electro E6013 3/32"	2	Libras	Vidrí
18	Cincha plástica 6" de largo	1	Ciento	Vidrí
19	Abrazadera conduit 2"	15	Pieza	Vidrí
20	Ancla plástica 1/4" x 1"	15	Piezas	Vidrí
21	Tornillo goloso #8	15	Piezas	Vidrí
22	Cable TSJ 18x2	30	metro	Vidrí

### 3.5. INSTALACIÓN ELÉCTRICA RECOMENDADA

La alimentación de los equipos de aire acondicionado instalados y a instalar como complemento de la carga de enfriamiento es de 220 V monofásico. Actualmente el local de la Escuela de Ingeniería Química e Ingeniería de Alimentos, ubicada en la tercera planta del edificio de la Escuela de Ingeniería Mecánica, no cuenta con una distribución eléctrica adecuada para la instalación de dichos equipos. Es por eso que se provee mediante un diagrama unifilar y un esquema eléctrico en planta una propuesta para dicha distribución, de igual forma se presenta una tabla con el material que podría ser utilizado para que dicha instalación sea efectiva.

Tabla. 3.5. Material eléctrico propuesto

Item	Descripción	Cantidad
1	Caja Térmica de 12 espacios, con barras de 125 A	1 unidad
2	Protección Térmica 30A 2 Polos	3 unidades
3	Protección Térmica de 100A 2 Polos	1 unidad
4	Cable TSJ 3x#4	29 metros
5	Cable TSJ 3X#10	37 metros
6	Grapa Plástica 3/8"x1"	8 unidades
7	Tornillo Goloso para el ancla plástica	8 unidades
8	Grapa Plástica para el Cable TSJ 3X#4	30 unidades
9	Tomacorriente macho 30 A para extensión	3 unidades
10	Caja plástica 4"x 2"	3 unidades
11	Tomacorriente hembra 30ª para caja plástica	3 unidades
12	Tornillo punta broca 5/16"x3/4"	8 unidades

### 3.5.1. DIAGRAMA UNIFILAR Y DE LA INSTALACIÓN ELÉCTRICA EN PLANTA

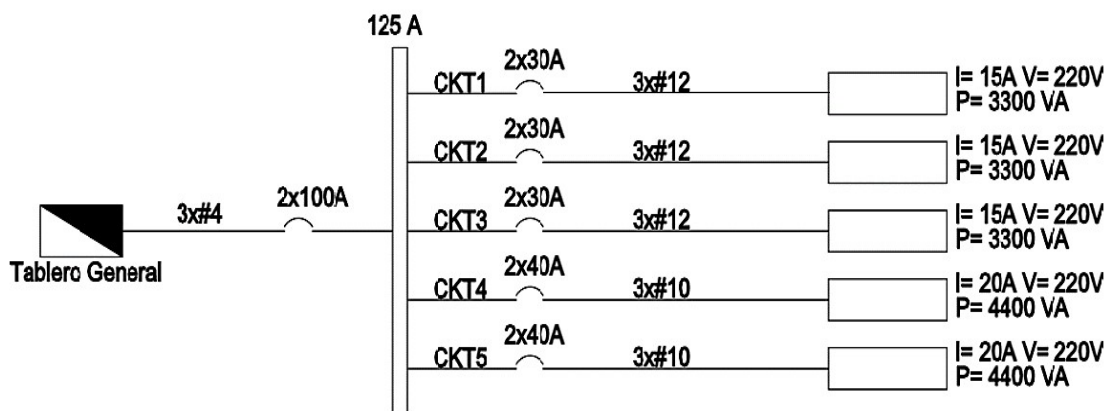


Fig. 3.6. Diagrama unifilar recomendado para la instalación eléctrica.

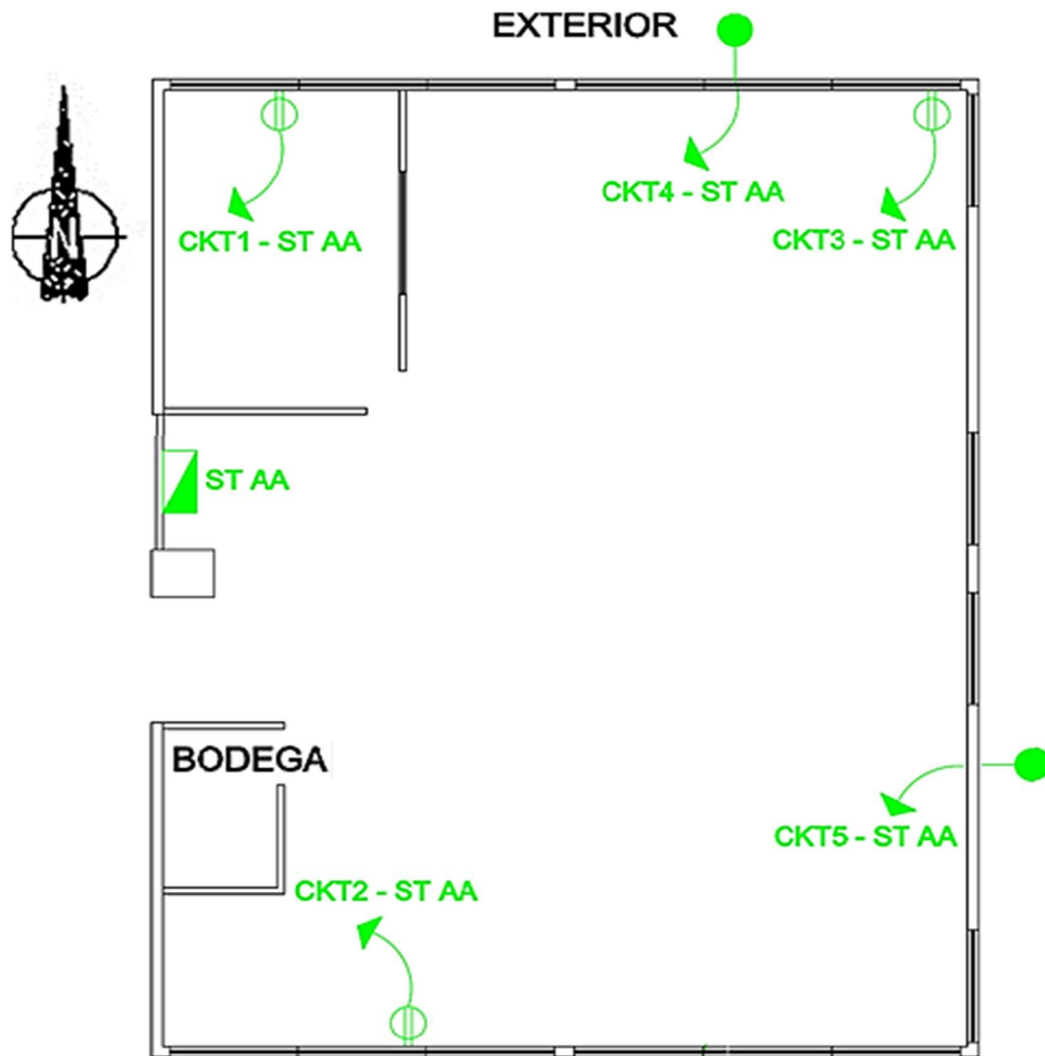


Fig. 3.7. Ubicación de los equipos de aire acondicionado y tomas corriente.

#### 4. MANUAL DE OPERACIÓN, SERVICIO Y MANTENIMIENTO

En la actualidad existen actividades que requieren unas condiciones de aire específicas o determinadas, para poder obtener estas condiciones es necesario un dispositivo que permita controlar las variables involucradas. De aquí surge el equipo de aire acondicionado, para suplir esta necesidad de la industria y del bienestar humano, para la realización de muchos procesos o actividades cotidianas que se realizan a lo largo del planeta.



Es de vital importancia que usted y cualquier persona que opere este equipo lea detenidamente este manual.

#### **¡PELIGRO!**

Este equipo trabaja con altos voltajes por lo cual podría causar graves lesiones al ser usado inadecuadamente. Es por eso que se recomienda a que siga las instrucciones requeridas.



Nunca realice servicio, limpieza o mantenimiento a esta unidad si está operando u observa algún elemento de la máquina que pudiera estar dañado, será necesario reemplazarlo inmediatamente.

Si terminales, capacitores, componente eléctrico, etc., se dañan, debe ser reemplazado sólo por personal autorizado para evitar accidentes.



No permita que personal no entrenado opere este equipo.



Hacer una rutina de mantenimiento preventivo siempre alarga la vida de los equipos.

### **Beneficios**

Un equipo con un mantenimiento apropiado puede operar con mayor eficiencia, reducir los costos de operación, y alargar su tiempo. Un apropiado mantenimiento preventivo puede reducir los tiempos muertos del equipo.

### **Mantenimiento preventivo**

Un efectivo programa de mantenimiento preventivo incluye:

- Apropiada selección y aplicación de lubricantes a todas las partes móviles, o partes que lo requieran.
- Poseer un inventario de las partes importantes a reemplazar
- Limpieza general interna y externa del equipo
- Registro del historial de mantenimiento preventivo para cada parte del equipo.

En la Tabla 4.1 se muestra el detalle de la rutina de mantenimiento sugerida para el equipo; en esta rutina, se han seccionado los diferentes mantenimientos que deben ser ejecutados y su respectiva frecuencia.

Tabla 4.1. Rutina de mantenimiento sugerida.

MANTENIMIENTO	ACCIÓN	FRECUENCIA
Inspección visual y auditiva	Revisar el buen funcionamiento del equipo, verificando si existe algún ruido por vibraciones o algún componente fuera de lugar	Semanal
Limpieza del filtro de admisión	Limpiar adecuadamente el filtro, con aire presurizado o con químicos adecuados para limpieza de filtros.	Semanal
Revisión general de componentes.	Inspeccionar que los componentes estén en perfectas condiciones	Cada 15 días
Mantenimiento general del equipo	Realizar una limpieza interna del equipo, revisar el funcionamiento de cada componente, reemplazar componentes dañados.	Trimestral

### Mantenimiento General del Aire Acondicionado

1. Apague la unidad antes de proceder a limpiarla. Posteriormente desconecte la unidad de aire acondicionado del suministro eléctrico.
2. Con un paño de tela suave debe limpiarse el exterior del equipo a manera de remover el polvo o suciedad externa de la unidad de aire acondicionado.
3. La unidad no debe de limpiarse con soluciones orgánicas, tales como: nafta, bencina, detergente o reactivos químicos que pueden conllevar al



deterioro acelerado de las piezas metálicas de la unidad de aire acondicionado.

4. Desmante la unidad de aire acondicionado con cuidado de la armadura, tomando en cuenta que la unidad posee un peso considerable y que no puede ser manejado por una sola persona o personas sin experiencia alguna.
5. La unidad puede ser lavada con agua y químicos adecuados para la limpieza de partes metálicas y limpiadores activos de serpentines.
6. Los filetes de los serpentines condensadores y evaporadores deben ser cepillados a manera de ser enderezados para permitir un flujo correcto a través del serpentín.
7. Debe reemplazarse terminales dañadas o recalentadas.
8. Los capacitores de marcha del motor ventilador y compresor debe ser medidos con un medidor de capacitancia para evitar paros no deseados o daños posteriores.
9. Al lavar la unidad debe tenerse mucho cuidado para no mojar partes importantes como, tarjeta electrónica de control, motor ventilador, bornes del compresor.
10. El filtro de aire acondicionado de ser lavado con agua y detergente a manera de remover la suciedad que obstruye u obstaculiza el libre flujo del aire a través del mismo.

11. Antes de colocar la unidad de aire acondicionado dentro de la armadura debe secarse o dejarse secar para evitar deslizamiento de la maquinaria mientras se monta dentro de la armadura.

### Problemas y posibles causas

La electricidad es susceptible para causar PELIGRO DE MUERTE por lo que cualquier operación de mantenimiento que requiera destapar el equipo, tendrá que ser ejecutada por un técnico capacitado y con el interruptor principal apagado y asegurado para prevenir daños humanos o daños en el equipo.

Tabla 4.2. Problemas y posibles causas en los equipos de aire acondicionado

Problema	Posible Causa
La unidad no funciona	<ul style="list-style-type: none"> <li>• ¿Está encendida la unidad?</li> <li>• ¿Está desconectado el cable de alimentación?</li> <li>• ¿Se encuentra el fusible o interruptor de corriente roto o desconectado?</li> <li>• ¿Es el voltaje mayor que 242 V o menor que 198 V?</li> <li>• ¿Se encuentra la unidad de control remoto ajustada en el Modo TEMPORIZADOR ENCENDIDO?</li> </ul>
La función refrigeración funciona en forma poco satisfactoria.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• ¿Se encuentran la entrada y la salida de aire exterior bloqueadas?</li> <li>• ¿Hay algún otro aparato que desprenda calor de forma excesiva?</li> </ul>

Problema	Posible Causa
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• ¿Se encuentra el filtro de aire demasiado sucio y bloquea la corriente de aire?</li> <li>• ¿Se encuentra la velocidad de aire en posición “BAJA”?</li> <li>• ¿Se encuentra la temperatura ambiente adecuadamente ajustada?</li> </ul>
El equipo despide neblina o el aire huele mal.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• En la función refrigeración, el aire frío nebuloso puede provenir de la salida de aire. Esto se debe al enfriamiento rápido del aire del ambiente.</li> <li>• Algunos olores salen de la salida de aire interno. Esto no significa que el aire acondicionado funcione mal. Sino que ha ingresado aire mezclado con olores de otras partes como humo de cigarrillo y otras fuentes de mal olor.</li> </ul>
Se escucha un ruido al funcionar el equipo.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sonido de circulación del agua: Es el sonido producido por la circulación del refrigerante dentro de la unidad.</li> </ul>
El agua gotea desde el equipo de aire acondicionado.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• El aire frío de la unidad puede enfriar rápidamente el aire caliente en el retorno provocando así condensación superficial.</li> </ul>
La unidad no arranca inmediatamente luego de haber sido apagada. O bien la unidad no responde cuando se ajustan las teclas de	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Esto es para proteger los componentes del equipo de aire acondicionado. Espere durante 3 minutos y la unidad comenzará a funcionar.</li> </ul>

Problema	Posible Causa
control. La demora es de aproximadamente 3 minutos	
La indicación del control remoto es tenue o no aparece ninguna indicación	<ul style="list-style-type: none"><li data-bbox="751 533 1401 568">• ¿Están agotadas las baterías?</li><li data-bbox="751 607 1401 689">• ¿Se encuentran las baterías colocadas de forma correcta dentro del control remoto?</li></ul>

## CONCLUSIONES

- En base al estudio realizado en el local de la Escuela de Ingeniería Química e Ingeniería de Alimentos se logró determinar la suficiente información para elaborar la estimación de la carga térmica.
- Se determinó que mediante el método de diferencia de temperatura para carga de enfriamiento con sus siglas en el Inglés CLTD/SCL/CLF es un método factible para el tipo de local en estudio.
- Se definen las ganancias de calores externas e internas para el cálculo de la carga térmica de enfriamiento para el acondicionamiento del local.
- La máxima temperatura exterior para la latitud de esta región se determinó que se produce cerca de las 3 pm y la máxima ganancia de calor a través de ventanas ocurre entre cualquier momento entre las 7 am y 5 pm dependiendo de qué ventana este expuesta al sol.
- Se elaboró una guía de cálculo de carga térmica de enfriamiento que facilita la realización de los cálculos y la fácil comprensión de su uso para estudios posteriores.
- Se lograron rehabilitar tres equipos de aire acondicionado que suplen el 54% de la carga térmica de enfriamiento necesaria. Para complementar la carga total restante, se necesitará la compra de dos equipos adicionales para el acondicionamiento del local.

## REFERENCIAS

- [1] Manual de Aire Acondicionado (Handbook of air conditioning system desing). Carrier Ed. Marcombo.
- [2] Acondicionamiento del aire y sistemas. Edward G. Pita. Ed Cecsca.
- [3] Manual del ingeniero mecánico. Smith. Ed. Prentice May.
- [4] Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración, Hernández Goribar
- [5] Termodinámica. Yunes A. Cengel & Michael A. Boles. Séptima Edición
- [6] <http://www.fgsalazar.net/html/REFRIGERACION.htm>. Ing Salazar Federico G. Ciclo de refrigeración.
- [7] [http://www.frigopack.com/\\_articulos/Articulo0004118.jpg](http://www.frigopack.com/_articulos/Articulo0004118.jpg)
- [8] [http://img.directindustry.es/images\\_di/photo-g/17564-2754397.jpg](http://img.directindustry.es/images_di/photo-g/17564-2754397.jpg)
- [9] <http://www.camarasfrigorificass.es/archivosweb/images/compresores/fotos/F16.jpg>
- [10] [https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/7/7c/Copper\\_Tube\\_Evaporator.jpg/250px-Copper\\_Tube\\_Evaporator.jpg](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/7/7c/Copper_Tube_Evaporator.jpg/250px-Copper_Tube_Evaporator.jpg)
- [11] <http://www.arotubi.com.br/esp/img/evaptubochapa.jpg>
- [12] [http://i00.i.aliimg.com/photo/v0/530540670/Copper\\_Tube\\_Aluminium\\_Fin\\_Evaporator.jpg](http://i00.i.aliimg.com/photo/v0/530540670/Copper_Tube_Aluminium_Fin_Evaporator.jpg)
- [13] [http://2.bp.blogspot.com/\\_1cD3KRP9Wi8/TJZQxnWXaKI/AAAAAAAAADk/ejGKc9vQTJ4/s1600/es-tubo-capilar--favre2.jpg](http://2.bp.blogspot.com/_1cD3KRP9Wi8/TJZQxnWXaKI/AAAAAAAAADk/ejGKc9vQTJ4/s1600/es-tubo-capilar--favre2.jpg)
- [14] <http://ecx.images-amazon.com/images/I/41fBieMtsWL.jpg>
- [15] <http://www.imcosamex.com/nueva/wp-content/uploads/2013/08/012.jpg>

- [16] [http://1.bp.blogspot.com/-Jx3yYzcs6M0/TZYTHU-yDI/AAAAAAAAAGs/SCRHTVId9os/s1600/22320381\\_2.jpg](http://1.bp.blogspot.com/-Jx3yYzcs6M0/TZYTHU-yDI/AAAAAAAAAGs/SCRHTVId9os/s1600/22320381_2.jpg)
- [17] Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones. Yunus A Cengel & Afshin J. Ghajar. Cuarta edición
- [18] <http://es.scribd.com/doc/14722169/18/Cartas-Psicrometricas>
- [19] Termodinámica. Yunus A. Cengel & Michael A. Boles. Séptima Edición. Página 749 Cap. 14.
- [20] Emerson Climate Technologies- [www.EmersonClimate.com/espanol](http://www.EmersonClimate.com/espanol)
- [21] Tecnología de la Refrigeración y Aire Acondicionado, Fundamentos I, William C. Whitman & William M. Johnson, Segunda Edición.
- [22] <http://1.bp.blogspot.com/wbcd7L6kZ8/U32MtaZt1kl/AAAAAAAAAKbo/6KEbqX7X6g/s1600/wiring+diagram+in+the+user+manual.png>
- [23] <http://www.imcosamex.com/nueva/wpcontent/uploads/2013/07/termostato-para-refrigerador-y-congelador-.jpg>
- [24] <https://www.google.com/url?sa=i&rct=j&q=&esrc=s&source=images&cd=&cad=rja&uact=8&ved=&url=http%3A%2F%2Fwww.amazon.com%2FHomeywell-RTH7500D-Conventional-ProgrammableThermostat%2Fdp%2FB000EW80Q0&psig=AFQjCNHoulmMOZpkCeuffpq-NoilHlwglg&ust=1466735290069052>
- [25] [https://www.google.com/url?sa=i&rct=j&q=&esrc=s&source=images&cd=&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwi409Hcjr3NAhUF1R4KHW3xC1IQjRwlBw&url=http%3A%2F%2Fes.quequality.com%2Fcategories%2F195%2FCONTACTORES%2Fproducts%2F176%2FCONTACTORES\\_PROPOSITO\\_DEFINIDO\\_3\\_POLOS.aspx&bvm=bv.125221236,d.dmo&psig=AFQjCNHoeqai5\\_-mBQTXqjCbRKha-jMCqw&ust=1466735778390393](https://www.google.com/url?sa=i&rct=j&q=&esrc=s&source=images&cd=&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwi409Hcjr3NAhUF1R4KHW3xC1IQjRwlBw&url=http%3A%2F%2Fes.quequality.com%2Fcategories%2F195%2FCONTACTORES%2Fproducts%2F176%2FCONTACTORES_PROPOSITO_DEFINIDO_3_POLOS.aspx&bvm=bv.125221236,d.dmo&psig=AFQjCNHoeqai5_-mBQTXqjCbRKha-jMCqw&ust=1466735778390393)
- [26] <http://g02.a.alicdn.com/kf/UT8WryzXfdbXXagOFbX9/112574276/UT8WryzXfdbXXagOFbhttp://g02.a.alicdn.com/kf/UT8WryzXfdbXXagOFbX9/112574276/UT8WryzXfdbXXagOFbX9.jpgX9.jpg>

- [27] <https://www.google.com/url?sa=i&rct=j&q=&esrc=s&source=images&cd=&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwjj3Tbj73NAhXMuB4KHVhtBDYQjRwIBw&url=http%3A%2F%2F>
- [28] <https://www.google.com/url?sa=i&rct=j&q=&esrc=s&source=images&cd=&cad=rja&uact=8&ved=&url=http%3A%2F%2Fwww.frielectric.com%2F&bvm=bv>.
- [29] Capítulo 28 del ASHRAE HANDBOOK 1997.
- [30] ASHRAE HANDBOOK OF FUNDAMENTALS 1972.
- [31] Capítulo 27, Tabla 20 y 21 del ASHRAE HANDBOOK OF FUNDAMENTALS de 1985.
- [32] Tabla 1 del Capítulo 26 del ASHRAE HANDBOOK OF FUNDAMENTALS de 1985.
- [33] Tabla 3 Capitulo 24 del ASHRAE HANDBOOK OF FUNDAMENTAL de 1997.
- [34] Tabla 3 de ASHRAE HANDOOK FUNDAMENTALS de 1985.
- [35] Interpolacion de entre la Tabla 20 y Tabla 21 del Capítulo 27 del ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS de 1985.
- [36] COOLING AND HEATING LOAD CALCULATION MANUAL – ASHRAE GRP 158.
- [37] ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTAL de 1985 del Capítulo 23, Página 23.2.
- [38] Tabla 1, del Capítulo 24 del ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS de 1997 debe revisarse.
- [39] [www.miliarium.com/Prontuario/Tablas/Quimica/Propiedadestermicas.asp](http://www.miliarium.com/Prontuario/Tablas/Quimica/Propiedadestermicas.asp) extraído de tablas de Internet
- [40] Tabla 7 del Capítulo 26 del ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS de 1985
- [41] Tabla 6 del Capítulo 26 del ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTAL de 1985



- [42] Tabla 9 del Capítulo 26 del ASHRAE HANDBOOK OF FUNDAMENTAL de 1985.
- [43] Extraído de la Tabla 3A del Capítulo 23 del ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS de 1985.
- [44] Para aire inmóvil, extraído de la Tabla 1 del Capítulo 23 del ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS de 1985.
- [45] Según la Tabla 5 del Capítulo 26 del ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTAL de 1985.
- [46] Extraemos el Factor de la Tabla 13 del Capítulo 27 de ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS de 1985.
- [47] Determinado de la Tabla 10 del Capítulo 26 del ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS de 1985.
- [48] Tabla 35 del Capítulo 27 del ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS de 1985.
- [49] Extraído de la Tabla 18 del Capítulo 26 del ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS de 1985.
- [50] Extraído de la Tabla 19 del ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS de 1985.
- [51] Determinado de la Tabla 18 del Capítulo 26 del ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS de 1985.
- [52] Pueden ser estimadas de la Tabla 8 hasta la Tabla 9B del Capítulo 28 del ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTAL de 1997.
- [53] De la Tabla 5.3 del COOLING AND HEATING LOAD CALCULATION MANUAL, ASHRAE GRP 158.
- [54] Según el apartado 5.9 del COOLING AND HEATING LOAD CALCULATION MANUAL, ASHRAE GRP 158

## ANEXO 1. TABLAS BIBLIOGRAFICAS

26.2

CHAPTER 26

1985 Fundamentals Handbook

The second classification, sensible or latent, is important for proper selection of cooling equipment. The heat gain is *sensible* when there is a direct addition of heat to the conditioned space by any or all mechanisms of conduction, convection and radiation. The heat gain is *latent* when moisture is added to the space (e.g., from vapor emitted by occupants). To maintain a constant humidity ratio in the enclosure, water vapor in the cooling apparatus must condense out at a rate equal to its rate of addition into the space. The amount of energy required to do this, the *latent heat gain*, essentially equals the product of the rate of condensation and latent heat of condensation. In selecting cooling apparatus, it is necessary to distinguish between sensible and latent heat gain. Any cooling apparatus has a maximum sensible heat removal capacity and a maximum latent heat removal capacity for particular operating conditions.

### Space Cooling Load

Space cooling load is the rate at which heat must be removed from the space to maintain room air temperature at a constant value. Note that the sum of all space instantaneous heat gains at any given time does not necessarily equal the cooling load for the space at that same time. The space heat gain by radiation is partially absorbed by the surfaces and contents of the space and does not affect the room air until later. The radiant energy must first be absorbed by the surfaces that enclose the space (i.e., walls, floor and ceiling) and the material in the space. As soon as these surfaces and objects become warmer than the space air, some of their heat will be transferred to the air in the room by convection. Since their heat storage capacity determines the rate at which their surface temperatures increase for a given radiant input, it governs the relationship between the radiant portion of heat gain and corresponding part of the space cooling load (see Fig. 1). The thermal storage effect can be important in determining an economical cooling equipment capacity.<sup>1-15</sup>

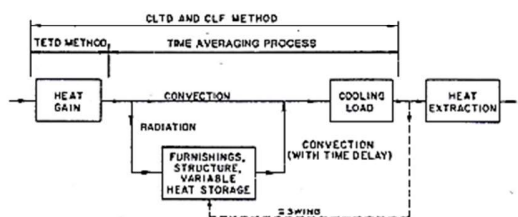


Fig. 1 Origin of Difference Between Magnitudes of Instantaneous Heat Gain and Instantaneous Cooling Load

### Space Heat Extraction Rate

The space heat extraction rate is the rate at which heat is removed from the conditioned space. It equals the space cooling load only when room air temperature is kept constant, which rarely occurs. Usually, the control system, in conjunction with intermittent operation of the cooling equipment, causes a "swing" in room temperature. Therefore, if the control system is simulated properly, computation of the space heat extraction rate results in a more realistic value of energy removal at the cooling equipment than by merely using the values of the space cooling load. Rate calculation is discussed later in this chapter and by Mitalas.<sup>16</sup>

### Cooling Coil Load

Cooling coil load is the rate at which energy is removed at the cooling coil that serves one or more conditioned spaces in any central air-conditioning system. It is equal to the instantaneous sum of the space cooling load (or space heat extraction rate if it is assumed that the space temperature "swings") for all the spaces served by the system, plus any additional load imposed on the system external to the conditioned spaces. Such additional load components include heat gain in the distribution system between the individual spaces and the cooling equipment and outdoor hot and moist air introduced into the distribution system through the cooling equipment.

### CALCULATING SPACE COOLING LOAD

Two methods of calculating space cooling load were presented in the 1972 FUNDAMENTALS VOLUME. In the first procedure, the Total Equivalent Temperature Differential (TETD) Method, various components of space heat gain are added together to get an instantaneous total rate of space heat gain. This is converted to an instantaneous space cooling load by the Time Averaging (TA) technique of averaging the radiant load components with related values from a period of immediately preceding hours. The second procedure is the Transfer Function Method (TFM).<sup>16</sup> Although similar in principle to the first method, it employs a series of *weighting factors* (called *coefficients of room transfer functions*) to apply to heat gain and cooling load values from several previous hours as well as the current hour, in order to account for the thermal storage effect in converting heat gain to cooling load. Such weighting factors are specifically related to the spatial geometry, configuration, mass and other characteristics of the space under calculation, so as to reflect "weighted" variations in thermal storage effect on a time basis, instead of a straight-line average. However, the computational complexity of the TFM requires computer use for effective application.

The term *transfer function* is used because it relates to underlying mathematical principles and represents a set of coefficients that relate an output function at a given time to the value of one or more driving functions at that time and at some set period of immediately preceding times. There is basically no difference between the *transfer function* described in this chapter, the *thermal response factor* used by some authors (for calculating wall or roof heat conduction) and the *weighting factor* (for obtaining cooling load components from heat gain components) described by the ASHRAE Task Group on Energy Requirements.<sup>17</sup>

To eliminate any discrepancy between the TETD/TA and Transfer Function Methods, ASHRAE sponsored RP-138 in 1975. The final results of this project<sup>18</sup> were used extensively in the preparation of this chapter.

For RP-138, investigators used the methodology and basic equations of the Transfer Function Method to generate *Cooling Load Temperature Differential* (CLTD) data for direct one-step calculation of cooling load from conduction heat gain through sunlit walls and roofs and conduction through glass exposures.<sup>19-24</sup> Also developed were *Cooling Load Factors* (CLF) for similar one-step calculation of solar load through glass and loads from internal sources. Both CLTDs and CLFs include the effect of time delay caused by thermal storage, instead of the two-step procedure used by the other methods described, allowing the creation of a manual means of calculating cooling loads that when appropriately used, produces results consistent with those from the TFM. The accuracy of the TFM has been validated in experimental efforts.<sup>25-32</sup>

dings for the unit temperature difference between the surface and the surrounding environmental fluid;  $\text{Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}$ .

Note 1: Convection or a combination of radiation and convection occurs only if the surrounding space contains air or other fluids. If the space is evacuated, radiation is the only heat transfer mechanism.

Note 2: Subscripts  $i$  and  $o$  are often used to denote inside and outside surface conductance, respectively.

*Emissance*  $\epsilon$  is the ratio of the total radiant flux emitted by a surface to that emitted by an ideal blackbody at the same temperature; dimensionless.

Note: *Effective emissance*  $E$  is the combined effect of emissances from an air space's boundary surfaces where the boundaries are parallel and of a dimension larger than the distance between them. Values for a range of  $E$  for air spaces are tabulated in this chapter.

*Surface reflectance*  $r$  is the ratio of the radiant flux reflected by an opaque surface to that falling upon it; dimensionless.

### CALCULATING OVERALL COEFFICIENTS

Using the principles of heat transfer in Chapter 3, overall thermal coefficients can be calculated by the resistance method. The resistance to heat flow through building components such as flat ceilings, floors or walls (or curved surfaces if the curvature is small) is equal to the numerical sum of the resistances of all parts of the component added in series:

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + \dots + R_n \quad (1)$$

where  $R$  is the resistance of the component from inside surface to outside surface and  $R_1, R_2, \dots, R_n$  are the individual resistances of the parts. Note that the thermal resistance  $R_1$  of a single homogeneous material of conductivity  $\lambda$  and thickness  $x$  can be calculated as  $R_1 = x/\lambda$ .

To obtain the total resistance of the building component  $R_T$ , add the surface-to-surface component resistance  $R$  and the air film resistances  $R_i = 1/h_i$  and  $R_o = 1/h_o$ :

$$R_T = R_i + R + R_o \quad (2)$$

The overall coefficient of heat transmission or  $U$ -factor is equal to the reciprocal of the total resistance ( $U = 1/R_T$ ). Therefore, a wall with air space construction, consisting of two homogeneous materials of conductivities  $\lambda_1$  and  $\lambda_2$  and thicknesses  $x_1$  and  $x_2$ , respectively, separated by an air space of conductance  $C$  yields:

$$R_T = 1/h_i + x_1/\lambda_1 + 1/C + x_2/\lambda_2 + 1/h_o \quad (3)$$

and

$$U = 1/R_T$$

Since the temperature drop through any component of the wall is proportional to its resistance, the temperature at any interface can be calculated. For example, the temperature drop  $\Delta t_1$  through  $R_1$  in Eq. (1) is:

$$\Delta t_1 = R_1 (t_i - t_o)/R_T \quad (4)$$

where  $t_i$  and  $t_o$  are the indoor and outdoor temperatures, respectively.

This determines the temperature at the interface between  $R_1$  and  $R_2$ :

$$t_{1,2} = t_i - \Delta t_1 \quad (5)$$

For types of building materials with nonuniform or irregular sections (e.g., hollow clay tile or concrete blocks), it is necessary to use the conductance  $C$  of the unit as manufactured. The resistance  $R$  of the unit  $1/C$  is used as one of the resistances in equations similar to Eq. (2) and (3).

In order to compute the  $U$ -factor of a construction, it is necessary to know (1) the conductivity and thickness of homogeneous materials, (2) the conductance of nonhomogeneous materials (e.g., concrete blocks), (3) the

surface conductances of both sides of the construction and (4) the conductances of any air spaces or the thermal resistances of individual elements.

If the conductivities of materials in a wall are highly dependent on temperature, the mean temperature must be known to assign the correct value. In such cases, it is convenient to use a trial and error procedure to calculate the total resistance  $R_T$ . First, the mean operating temperature for each layer is estimated, and conductivities  $\lambda$  or conductances  $C$  are selected. These values are used to calculate the total resistance  $R_T$  as in Eq. (3); then the temperature at each interface is calculated using Eq. (4) and (5).

The mean temperature of each component (i.e., arithmetic mean of its surface temperatures) can then be used to obtain second generation conductivities  $\lambda$  or conductances  $C$ . This procedure is repeated until the conductivities or conductances have been correctly selected for the resulting mean temperatures. Generally, this can be done in two or three calculations.

### Series and Parallel Heat Flow Paths

In many installations, components are arranged so that parallel heat flow paths of different conductances result. If there is no lateral heat flow between paths, each path is considered to extend from inside to outside, and transmittance of each path can be calculated using Eq. (1) and (2). The average transmittance is then:

$$U_{(av)} = a(U_a) + b(U_b) + \dots + n(U_n) \quad (6)$$

where  $a, b, \dots, n$  are respective fractions of a typical basic area composed of several different paths with transmittances  $U_a, U_b, \dots, U_n$ .

If heat flows laterally in any continuous layer, creating transverse isothermal planes, total average resistance  $R_{T(av)}$  is the sum of the resistances of the layers between these planes. Each layer is calculated by either Eq. (1) or a modification of Eq. (6) that uses the resistance values. This is a series combination of layers, of which one or more provides parallel paths.

The calculated transmittance, assuming parallel heat flow only, is usually considerably lower than that calculated by assuming combined series-parallel heat flow. The actual transmittance is a value between the two calculated values. In the absence of test values for the combination, an intermediate value should be used; examination of the construction usually indicates whether the value used should be closer to the higher or lower calculated value. Generally, if the construction contains any layer in which lateral conduction is significantly higher than the transmittance through the wall, a value closer to the combined series parallel calculation should be used. However, if there is no layer of high lateral conductance, a value closer to the calculation for parallel heat flow only should be used.

### CALCULATING SURFACE TEMPERATURES

In many heating and cooling load calculations, the inside surface temperature or the temperatures of the surfaces within the structure must be determined. The resistances through any two paths of heat flow are proportional to the temperature drops through these paths, and can be expressed as:

$$R_1/R_2 = (t_i - t_x)/(t_i - t_o) \quad (7)$$

where

$R_1$  = resistance from the indoor air to any point in the structure at which the temperature is to be determined

$R_2$  = overall resistance of the wall from indoor air to outdoor air

$t_i$  = indoor air temperature

$t_x$  = temperature to be determined

$t_o$  = outdoor air temperature

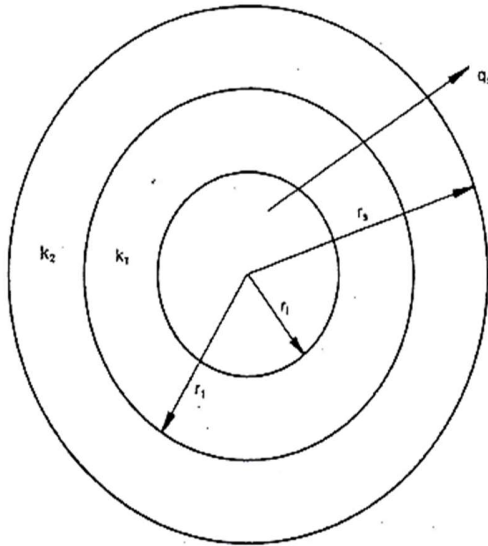


Fig. 1 Heat Flow through Cylindrical Surfaces

HEAT FLOW CALCULATIONS

Equation (8) is used to calculate heat flow through flat surfaces; Eq. (9) is used for cylindrical surfaces (Fig. 1).

$$q_s = (t_{is} - t_{os})/R \tag{8}$$

and

$$q_s = \frac{t_{is} - t_{os}}{[r_s \log_e(r_2/r_1)]/\lambda_1 + [r_s \log_e(r_s/r_2)]/\lambda_2} \tag{9}$$

where

- $q_s$  = rate of heat transfer per unit area of insulation's outer surface
- $R$  = surface-to-surface thermal resistance from Eq. (1)
- $\lambda$  = thermal conductivity of insulation at calculated mean temperature
- $x$  = insulation thickness
- $t_o$  = ambient air temperature
- $t_{is}$  = inner surface temperature
- $t_{os}$  = outer surface temperature
- $r_1$  = inner radius of insulation
- $r_2$  = outer radius of intermediate layers of insulation
- $r_s$  = outer radius of insulation
- $R_s$  = surface resistance
- $\log_e$  = natural or Napierian logarithm

To calculate heat flow per ft<sup>2</sup> of pipe surface, use:

$$q_o = q_s(r_s/r_o) \tag{10}$$

where

$q_o$  = rate of heat transfer per unit area of pipe surface in Btu/h • ft<sup>2</sup>

For steady-state conditions, heat flow through each successive material is the same. However, the temperature drop through each material is proportional to its thermal resistance. The terms that appear in the denominators of Eq. (8) and (9) represent these resistances to heat flow.

The heat transferred is inversely proportional to the sum of the resistances ( $R_1 + R_2 + \dots + R_s$ ) of the system. The various temperature drops in the system are proportional to the resistances.

The assumptions used for calculating heat flow are:

$t_{is}$  = temperature at inner surface of insulation equal to the temperature of fluid in the pipe or container

- $t_o$  = still air ambient temperature
- $r_i$  = inner radius of insulation = outside radius of iron pipe
- $r_s$  = outer radius of insulation =  $r_i + x$
- $x$  = thickness of insulation
- $R_s$  = surface resistance

Note: When dealing with calculations of condensation control or maximum possible surface temperature, the surface resistance should be based upon still air conditions. When calculating maximum heat flow, the surface resistance should be based upon the expected maximum air flow over the surface in question or a design air flow.

PART II: BUILDING ENVELOPES  
THERMAL COEFFICIENTS

Building envelopes contain a variety of components, e.g., walls, floors, windows and ceilings. The steady-state thermal transmittance ( $U$ -factor) of these components can be calculated using measured values of thermal properties of materials contained in the component (ASTM C-177 or ASTM C-518), or by directly measuring the assembled component with laboratory equipment such as the guarded hot box (ASTM C-236) or the calibrated hot box (ASTM C-976).

To calculate thermal transmittances of building walls, floors and ceilings, use the design values of thermal coefficients given in Tables 1, 2A, 2B, 3A, 3B, 4, 5A and 5B.

Table 1 gives design values of surface conductance and resistance for still and moving air at various heat flow directions and surface emittances. Note that the convection part of surface conductance is affected by air movement. Figure 2 shows results of tests<sup>1</sup> made on 12-in. square samples of different materials at a mean temperature of 20 F for wind velocities up to 40 mph. These conductances include the radiation portion of the coefficient which, for the test conditions, was about 0.7 Btu/h • ft<sup>2</sup> • F. Other tests<sup>2</sup> on smooth surfaces show surface length significantly affects the convection part of conductance; the average value decreases as surface length increases. Observations<sup>3</sup> of the magnitude of low temperature radiant energy received from outdoor surround-

Table 1 Surface Conductances [Btu/(h • ft<sup>2</sup> • F)] and Resistances [(h • ft<sup>2</sup> • F)/Btu] for Air<sup>a,b,c,d</sup>

Position of Surface	Direction of Heat Flow	Surface Emittance					
		Non-reflective		Reflective		Reflective	
		$\epsilon = 0.20$	$\epsilon = 0.05$	$\epsilon = 0.20$	$\epsilon = 0.05$	$\epsilon = 0.20$	$\epsilon = 0.05$
		$h_i$	R	$h_i$	R	$h_i$	R
<b>STILL AIR</b>							
Horizontal	Upward	1.63	0.61	0.91	1.10	0.76	1.32
Sloping—45 deg	Upward	1.60	0.62	0.88	1.14	0.73	1.37
Vertical	Horizontal	1.46	0.68	0.74	1.35	0.59	1.70
Sloping—45 deg	Downward	1.32	0.76	0.60	1.67	0.45	2.22
Horizontal	Downward	1.08	0.92	0.37	2.70	0.22	4.55
<b>MOVING AIR</b>							
(Any Position)		$h_o$	R	$h_o$	R	$h_o$	R
15-mph Wind	Any	6.00	0.17				
(for winter)							
7.5-mph Wind	Any	4.00	0.25				
(for summer)							

<sup>a</sup>No surface has both an air space resistance value and a surface resistance value. No air space value exists for any surface facing an air space of less than 0.5 in.

<sup>b</sup>For ventilated attics or spaces above ceilings under summer conditions (heat flow down) see Table 4.

<sup>c</sup>Conductances are for surfaces of the stated emittance facing virtual blackbody surroundings at the same temperature as the ambient air. Values are based on a surface-air temperature difference of 10 deg F and for surface temperature of 70 F.

<sup>d</sup>See Fig. 2 for additional data.

Table 17E Cooling Load Factors When Lights Are on for 16 Hours

"a" Coefficients	"b" Classification	Number of hours after lights are turned on																							
		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	0.40	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	0.30	0.29	0.27	0.25
	D	0.26	0.80	0.80	0.81	0.82	0.82	0.83	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	0.29	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	0.88	0.88	0.88	0.89	0.89	0.89	0.90	0.90	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	0.95	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	0.93	0.93	0.18	0.18	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15

Table 18 Rates of Heat Gain from Occupants of Conditioned Spaces<sup>a</sup>

Degree of Activity	Typical Application	Total Heat Adults, Male	Total Heat Adjusted <sup>b</sup>	Sensible Heat	Latent Heat
		Btu/h	Btu/h	Btu/h	Btu/h
Seated at rest	Theater, movie	400	350	210	140
Seated, very light work writing	Offices, hotels, apts	480	420	230	190
Seated, eating	Restaurant <sup>c</sup>	520	580 <sup>c</sup>	255	325
Seated, light work, typing	Offices, hotels, apts	640	510	255	255
Standing, light work or walking slowly	Retail Store, bank	800	640	315	325
Light bench work	Factory	880	780	345	435
Walking, 3 mph, light machine work	Factory	1040	1040	345	695
Bowling <sup>d</sup>	Bowling alley	1200	960	345	615
Moderate dancing	Dance hall	1360	1280	405	875
Heavy work, heavy machine work, lifting	Factory	1600	1600	565	1035
Heavy work, athletics	Gymnasium	2000	1800	635	1165

Table 19 Sensible Heat Cooling Load Factors for People

Total Hours in Space	Hours after Each Entry Into Space																								
	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	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	0.02	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	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	0.95	0.95	0.96	0.49	0.39	0.33	0.28	0.24	0.20	0.18	
16	0.62	0.70	0.75	0.79	0.82	0.85	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97	0.97	0.50	0.40	0.33	0.28	0.24	0.20	
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	

## Fenestration

27.35

Table 35 Shading Coefficients for Single Glass with Indoor Shading by Venetian Blinds or Roller Shades

	Nominal Thickness <sup>a</sup> in.	Solar Trans. <sup>b</sup>	Type of Shading					
			Venetian Blinds		Roller Shade			
			Medium	Light	Opaque Dark	White	Translucent Light	
Clear	3/32 to 1/4	0.87 to 0.80						
Clear	1/4 to 1/2	0.80 to 0.71						
Clear Pattern	1/8 to 1/2	0.87 to 0.79	0.64	0.55	0.59	0.25		0.39
Heat-Absorbing Pattern Tinted	1/8 3/16, 7/32	— 0.74, 0.71						
Heat-Absorbing <sup>d</sup> Heat-Absorbing Pattern Tinted	3/16, 1/4 3/16, 1/4 1/8, 7/32	0.46 — 0.59, 0.45	0.57	0.53	0.45	0.30		0.36
Heat-Absorbing or Pattern	—	0.44 to 0.30	0.54	0.52	0.40	0.28		0.32
Heat-Absorbing <sup>d</sup>	3/8	0.34						
Heat-Absorbing or Pattern	—	0.29 to 0.15	0.42	0.40	0.36	0.28		0.31
Reflective Coated Glass								
S.C. <sup>c</sup> = 0.30			0.25	0.23				
0.40			0.33	0.29				
0.50			0.42	0.38				
0.60			0.50	0.44				

<sup>a</sup> Refer to manufacturer's literature for values.<sup>b</sup> For vertical blinds with opaque white and beige louvers in the tightly closed position, SC is 0.25 and 0.29 when used with glass of 0.71 to 0.80 transmittance.<sup>c</sup> SC for glass with no shading device.<sup>d</sup> Refers to gray, bronze, and green tinted heat-absorbing glass.Table 36 Shading Coefficients for Insulating Glass<sup>a</sup> with Indoor Shading by Venetian Blinds or Roller Shades

Type of Glass	Nominal Thickness, Each Light	Solar Trans. <sup>b</sup>		Type of Shading				
		Outer Pane	Inner Pane	Venetian Blinds <sup>c</sup>		Roller Shade		
				Medium	Light	Opaque Dark	White	Translucent Light
Clear Out Clear In	3/32, 1/8 in.	0.87	0.87					
Clear Out Clear In	1/4 in.	0.80	0.80	0.57	0.51	0.60	0.25	0.37
Heat-Absorbing <sup>d</sup> Out Clear In	1/4 in.	0.46	0.80	0.39	0.36	0.40	0.22	0.30
Reflective Coated Glass								
SC <sup>e</sup> = 0.20				0.19	0.18			
0.30				0.27	0.26			
0.40				0.34	0.33			

<sup>a</sup> Refers to factory-fabricated units with 3/16, 1/4, or 1/2-in. air space, or to prime windows plus storm windows.<sup>b</sup> Refer to manufacturer's literature for exact values.<sup>c</sup> For vertical blinds with opaque white or beige louvers, tightly closed. SC is approximately the same as for opaque white roller shades.<sup>d</sup> Refers to bronze, or green tinted, heat-absorbing glass.<sup>e</sup> SC for glass with no shading device.

Table 37 Shading Coefficients for Double Glazing with Between-Glass Shading

Type of Glass	Nominal Each Pane	Solar Trans. <sup>a</sup>		Description of Air Space	Type of Shading		
		Outer Pane	Inner Pane		Venetian Blinds		Louvered Sun Screen
					Light	Medium	
Clear Out, Clear In	3/32, 1/8 in.	0.87	0.87	Shade in contact with glass or shade separated from glass by air space.	0.33	0.36	0.43
Clear Out, Clear In	1/4 in.	0.80	0.80	Shade in contact with glass-voids filled with plastic.	—	—	0.49
Heat-Abs. <sup>b</sup> Out, Clear In	1/4 in.	0.46	0.80	Shade in contact with glass or shade separated from glass by air space.	0.28	0.30	0.37
				Shade in contact with glass-voids filled with plastic.	—	—	0.41

<sup>a</sup> Refer to manufacturer's literature for exact values.<sup>b</sup> Refers to grey, bronze and green tinted heat-absorbing glass.

**Table 13 Overall Coefficients of Heat Transmission (*U*-Factor) of Windows, Sliding Patio Doors, and Skylights for Use in Peak Load Determination and Mechanical Equipment Sizing Only and Not in Any Analysis of Annual Energy Usage, Btu/h·ft<sup>2</sup>·F**

**Part A. Exterior<sup>a</sup> Vertical Panels**

	No Storm Sash				Glass Outdoor Storm Sash 1-in. Air Space <sup>b</sup> Added to Described Product			
	No Shade		Indoor Shade		No Shade		Indoor Shade	
	Winter*	Summer**	Winter*	Summer**	Winter*	Summer**	Winter*	Summer**
<i>Flat Glass<sup>c</sup></i>								
Single Glass, Clear	1.10	1.04	0.83	0.81	0.50	0.50	0.44	0.49
Single Glass, Low Emissance Coating <sup>d</sup>								
<i>e</i> = 0.60	1.02	1.00	0.76	0.80	0.47	0.60	0.39	0.55
<i>e</i> = 0.40	0.91	0.90	0.68	0.70	0.44	0.60	0.37	0.55
<i>e</i> = 0.20	0.79	0.75	0.59	0.55	0.40	0.50	0.33	0.45
<i>Insulating Glass, Double<sup>e</sup></i>								
3/16-in. air space <sup>f</sup>	0.62	0.65	0.52	0.58	0.37	0.40	0.29	0.37
1/4-in. air space <sup>f</sup>	0.58	0.61	0.48	0.55	0.35	0.39	0.28	0.36
1/2-in. air space <sup>g</sup>	0.49	0.56	0.42	0.52	0.32	0.39	0.25	0.37
1/2-in. air space, low emissance coating <sup>h</sup>								
<i>e</i> = 0.60	0.43	0.53	0.38	0.49	0.41	0.30	0.24	0.37
<i>e</i> = 0.40	0.38	0.47	0.36	0.43	0.27	0.39	0.22	0.35
<i>e</i> = 0.20	0.32	0.39	0.30	0.36	0.24	0.33	0.20	0.30
<i>Insulating Glass, Triple<sup>e</sup></i>								
1/4-in. air space <sup>f</sup>	0.39	0.44	0.31	0.40	0.27	0.32	0.22	0.30
1/2-in. air space <sup>i</sup>	0.31	0.39	0.26	0.36	0.23	0.31	0.19	0.29

	Glass Indoor Storm Sash 1-in. Air Space <sup>b</sup> Added to Described Product				Acrylic Indoor Storm Sash 1-in. Air Space <sup>b</sup> Added to Described Product			
	No Shade		Indoor Shade		No Shade		Indoor Shade	
	Winter*	Summer**	Winter*	Summer**	Winter*	Summer**	Winter*	Summer**
<i>Flat Glass<sup>c</sup></i>								
Single Glass, Clear	0.50	0.50	0.44	0.49	0.48	0.48	0.42	0.47
Single Glass, Low Emissance Coating <sup>d</sup>								
<i>e</i> = 0.60	0.47	0.50	0.39	0.45	0.45	0.50	0.38	0.45
<i>e</i> = 0.40	0.42	0.45	0.36	0.40	0.41	0.45	0.35	0.40
<i>e</i> = 0.20	0.37	0.35	0.32	0.30	0.36	0.35	0.31	0.30
<i>Insulating Glass, Double<sup>e</sup></i>								
3/16-in. air space <sup>f</sup>	0.37	0.40	0.29	0.36	0.35	0.39	0.28	0.35
1/4-in. air space <sup>f</sup>	0.35	0.39	0.28	0.36	0.34	0.38	0.27	0.34
1/2-in. air space <sup>g</sup>	0.31	0.38	0.25	0.35	0.30	0.37	0.24	0.33
1/2-in. air space, low emissance coating <sup>h</sup>								
<i>e</i> = 0.60	0.29	0.37	0.24	0.33	0.28	0.35	0.23	0.31
<i>e</i> = 0.40	0.27	0.33	0.22	0.30	0.26	0.32	0.22	0.29
<i>e</i> = 0.20	0.25	0.29	0.20	0.26	0.24	0.28	0.20	0.25
<i>Insulating Glass, Triple<sup>e</sup></i>								
1/4-in. air space <sup>f</sup>	0.27	0.32	0.22	0.30	0.26	0.31	0.22	0.29
1/2-in. air space <sup>i</sup>	0.23	0.30	0.19	0.28	0.22	0.29	0.18	0.28

Table 3A Thermal Properties of Typical Building and Insulating Materials—Design Values<sup>a</sup>

Description	Density lb/ft <sup>3</sup>	Conduc- tivity <sup>b</sup> $\lambda$ Btu·in./ h·ft <sup>2</sup> ·F	Conduc- tance (C) Btu/h· ft <sup>2</sup> ·F	Resistance <sup>c</sup> (R)		Specific Heat, Btu/lb· deg F
				Per inch thickness (1/λ) h·ft <sup>2</sup> · F/Btu	For thick- ness listed (1/C) h·ft <sup>2</sup> · F/Btu	
<b>PLASTERING MATERIALS</b>						
Sand aggregate .....	105	5.6	—	0.18	—	0.20
Sand aggregate ..... 0.5 in.	105	—	11.10	—	0.09	—
Sand aggregate ..... 0.625 in.	105	—	9.10	—	0.11	—
Sand aggregate on metal lath ..... 0.75 in.	—	—	7.70	—	0.13	—
Vermiculite aggregate .....	45	1.7	—	0.59	—	—
<b>MASONRY MATERIALS</b>						
<b>Concretes</b>						
Cement mortar .....	116	5.0	—	0.20	—	—
Gypsum-fiber concrete 87.5% gypsum, 12.5% wood chips .....	51	1.66	—	0.60	—	0.21
Lightweight aggregates including ex- panded shale, clay or slate; expanded slags; cinders; pumice; vermiculite; also cellular concretes .....	120 100 80 60 40 30 20	5.2 3.6 2.5 1.7 1.15 0.90 0.70	— — — — — — —	0.19 0.28 0.40 0.59 0.86 1.11 1.43	— — — — — — —	— — — — — — —
Perlite, expanded .....	40 30 20	0.93 0.71 0.50	— — —	1.08 1.41 2.00	— — —	— — 0.32
Sand and gravel or stone aggregate (oven dried) .....	140	9.0	—	0.11	—	0.22
Sand and gravel or stone aggregate (not dried) .....	140	12.0	—	0.08	—	—
Stucco .....	116	5.0	—	0.20	—	—
<b>MASONRY UNITS</b>						
Brick, common <sup>1</sup> .....	120	5.0	—	0.20	—	0.19
Brick, face <sup>1</sup> .....	130	9.0	—	0.11	—	—
Clay tile, hollow:						
1 cell deep ..... 3 in.	—	—	1.25	—	0.80	0.21
1 cell deep ..... 4 in.	—	—	0.90	—	1.11	—
2 cells deep ..... 6 in.	—	—	0.66	—	1.52	—
2 cells deep ..... 8 in.	—	—	0.54	—	1.85	—
2 cells deep ..... 10 in.	—	—	0.45	—	2.22	—
3 cells deep ..... 12 in.	—	—	0.40	—	2.50	—
Concrete blocks, three oval core:						
Sand and gravel aggregate ..... 4 in.	—	—	1.40	—	0.71	0.22
..... 8 in.	—	—	0.90	—	1.11	—
..... 12 in.	—	—	0.78	—	1.28	—
Cinder aggregate ..... 3 in.	—	—	1.16	—	0.86	0.21
..... 4 in.	—	—	0.90	—	1.11	—
..... 8 in.	—	—	0.58	—	1.72	—
..... 12 in.	—	—	0.53	—	1.89	—
Lightweight aggregate ..... 3 in.	—	—	0.79	—	1.27	0.21
(expanded shale, clay, slate, or slag; pumice): ..... 4 in.	—	—	0.67	—	1.50	—
..... 8 in.	—	—	0.50	—	2.00	—
..... 12 in.	—	—	0.44	—	2.27	—
Concrete blocks, rectangular core: <sup>3,k</sup>						
Sand and gravel aggregate						
2 core, 8 in. 36 lb. ....	—	—	0.96	—	1.04	0.22
Same with filled cores <sup>1</sup> .....	—	—	0.52	—	1.93	0.22
Lightweight aggregate (expanded shale, clay, slate or slag, pumice):						
3 core, 6 in. 19 lb. ....	—	—	0.61	—	1.65	0.21
Same with filled cores <sup>1</sup> .....	—	—	0.33	—	2.99	—
2 core, 8 in. 24 lb. ....	—	—	0.46	—	2.18	—
Same with filled cores <sup>1</sup> .....	—	—	0.20	—	5.03	—
3 core, 12 in. 38 lb. ....	—	—	0.40	—	2.48	—
Same with filled cores <sup>1</sup> .....	—	—	0.17	—	5.82	—
Stone, lime or sand .....	—	12.50	—	0.08	—	0.19
Gypsum partition tile:						
3 × 12 × 30 in. solid .....	—	—	0.79	—	1.26	0.19
3 × 12 × 30 in. 4-cell .....	—	—	0.74	—	1.35	—
4 × 12 × 30 in. 3-cell .....	—	—	0.60	—	1.67	—
<b>METALS</b> (See Chapter 39, Table 3)						



Table 3A Thermal Properties of Typical Building and Insulating Materials—Design Values<sup>a</sup>

Description	Density lb/ft <sup>3</sup>	Conduc- tivity <sup>b</sup> $\lambda$ Btu•in./ h•ft <sup>2</sup> •F	Conduc- tance (C) Btu/h• ft <sup>2</sup> •F	Resistance <sup>c</sup> (R)		Specific Heat, Btu/lb • deg F
				Per inch thickness (1/l) h•ft <sup>2</sup> • F/Btu	For thick- ness listed (1/C) h•ft <sup>2</sup> • F/Btu	
<b>PLASTERING MATERIALS</b>						
Sand aggregate	105	5.6	—	0.18	—	0.20
Sand aggregate . . . . . 0.5 in.	105	—	11.10	—	0.09	—
Sand aggregate . . . . . 0.625 in.	105	—	9.10	—	0.11	—
Sand aggregate on metal lath . . . . . 0.75 in.	—	—	7.70	—	0.13	—
Vermiculite aggregate	45	1.7	—	0.59	—	—
<b>MASONRY MATERIALS</b>						
<b>Concretes</b>						
Cement mortar	116	5.0	—	0.20	—	—
Gypsum-fiber concrete 87.5% gypsum, 12.5% wood chips	51	1.66	—	0.60	—	0.21
Lightweight aggregates including ex- panded shale, clay or slate; expanded slags; cinders; pumice; vermiculite; also cellular concretes	120 100 80 60 40 30 20	5.2 3.6 2.5 1.7 1.15 0.90 0.70	— — — — — — —	0.19 0.28 0.40 0.59 0.86 1.11 1.43	— — — — — — —	— — — — — — —
Perlite, expanded	40 30 20	0.93 0.71 0.50	— — —	1.08 1.41 2.00	— — —	— — 0.32
Sand and gravel or stone aggregate (oven dried)	140	9.0	—	0.11	—	0.22
Sand and gravel or stone aggregate (not dried)	140	12.0	—	0.08	—	—
Stucco	116	5.0	—	0.20	—	—
<b>MASONRY UNITS</b>						
Brick, common <sup>1</sup>	120	5.0	—	0.20	—	0.19
Brick, face <sup>1</sup>	130	9.0	—	0.11	—	—
<b>Clay tile, hollow:</b>						
1 cell deep . . . . . 3 in.	—	—	1.25	—	0.80	0.21
1 cell deep . . . . . 4 in.	—	—	0.90	—	1.11	—
2 cells deep . . . . . 6 in.	—	—	0.66	—	1.52	—
2 cells deep . . . . . 8 in.	—	—	0.54	—	1.85	—
2 cells deep . . . . . 10 in.	—	—	0.45	—	2.22	—
3 cells deep . . . . . 12 in.	—	—	0.40	—	2.50	—
<b>Concrete blocks, three oval core:</b>						
Sand and gravel aggregate . . . . . 4 in.	—	—	1.40	—	0.71	0.22
. . . . . 8 in.	—	—	0.90	—	1.11	—
. . . . . 12 in.	—	—	0.78	—	1.28	—
Cinder aggregate . . . . . 3 in.	—	—	1.16	—	0.86	0.21
. . . . . 4 in.	—	—	0.90	—	1.11	—
. . . . . 8 in.	—	—	0.58	—	1.72	—
. . . . . 12 in.	—	—	0.53	—	1.89	—
Lightweight aggregate . . . . . 3 in.	—	—	0.79	—	1.27	0.21
(expanded shale, clay, slate . . . . . 4 in.	—	—	0.67	—	1.50	—
or slag; pumice): . . . . . 8 in.	—	—	0.50	—	2.00	—
. . . . . 12 in.	—	—	0.44	—	2.27	—
<b>Concrete blocks, rectangular core,<sup>3,k</sup></b>						
Sand and gravel aggregate . . . . . 2 core, 8 in. 36 lb.	—	—	0.96	—	1.04	0.22
Same with filled cores <sup>1</sup>	—	—	0.52	—	1.93	0.22
<b>Lightweight aggregate (expanded shale, clay, slate or slag, pumice):</b>						
3 core, 6 in. 19 lb.	—	—	0.61	—	1.65	0.21
Same with filled cores <sup>1</sup>	—	—	0.33	—	2.99	—
2 core, 8 in. 24 lb.	—	—	0.46	—	2.18	—
Same with filled cores <sup>1</sup>	—	—	0.20	—	5.03	—
3 core, 12 in. 38 lb.	—	—	0.40	—	2.48	—
Same with filled cores <sup>1</sup>	—	—	0.17	—	5.82	—
Stone, lime or sand	—	12.50	—	0.08	—	0.19
<b>Gypsum partition tile:</b>						
3 • 12 • 30 in. solid	—	—	0.79	—	1.26	0.19
3 • 12 • 30 in. 4-cell	—	—	0.74	—	1.35	—
4 • 12 • 30 in. 3-cell	—	—	0.60	—	1.67	—
<b>METALS</b> (See Chapter 39, Table 3)						

## Design Heat Transmission Coefficients

23.9

Table 3A Thermal Properties of Typical Building and Insulating Materials—Design Values<sup>a</sup>

Description	Density lb/ft <sup>3</sup>	Conduc- tivity <sup>b</sup> $\lambda$ Btu•in./ h•ft <sup>2</sup> •F	Conduc- tance (C) Btu/h• ft <sup>2</sup> •F	Resistance <sup>c</sup> (R)		Specific Heat, Btu/lb• deg F
				Per inch thickness (1/ $\lambda$ ) h•ft <sup>2</sup> • F/Btu	For thick- ness listed (1/C) h•ft <sup>2</sup> • F/Btu	
<b>ROOFING<sup>b</sup></b>						
Asbestos-cement shingles	120	—	4.76	—	0.21	0.24
Asphalt roll roofing	70	—	6.50	—	0.15	0.36
Asphalt shingles	70	—	2.27	—	0.44	0.30
Built-up roofing	0.375 in.	70	—	—	0.33	0.35
Slate	0.5 in.	—	20.00	—	0.05	0.30
Wood shingles, plain and plastic film faced	—	—	1.06	—	0.94	0.31
<b>SIDING MATERIALS (on flat surface)</b>						
<b>Shingles</b>						
Asbestos-cement	120	—	4.75	—	0.21	—
Wood, 16 in., 7.5 exposure	—	—	1.15	—	0.87	0.31
Wood, double, 16-in., 12-in. exposure	—	—	0.84	—	1.19	0.28
Wood, plus insul. backer board, 0.3125 in.	—	—	0.71	—	1.40	0.31
<b>Siding</b>						
Asbestos-cement, 0.25 in., lapped	—	—	4.76	—	0.21	0.24
Asphalt roll siding	—	—	6.50	—	0.15	0.35
Asphalt insulating siding (0.5 in. bed.)	—	—	0.69	—	1.46	0.35
Hardboard siding, 0.4375 in.	40	1.49	—	0.67	—	0.28
Wood, drop, 1 • 8 in.	—	—	1.27	—	0.79	0.28
Wood, bevel, 0.5 • 8 in., lapped	—	—	1.23	—	0.81	0.28
Wood, bevel, 0.75 • 10 in., lapped	—	—	0.95	—	1.05	0.28
Wood, plywood, 0.375 in., lapped	—	—	1.59	—	0.59	0.29
<b>Aluminum or Steel<sup>m</sup>, over sheathing</b>						
Hollow-backed	—	—	1.61	—	0.61	0.29
Insulating-board backed nominal 0.375 in.	—	—	0.55	—	1.82	0.32
Insulating-board backed nominal 0.375 in., foil backed	—	—	0.34	—	2.96	—
Architectural glass	—	—	10.00	—	0.10	0.20
<b>WOODS (12% Moisture Content)<sup>d,e</sup></b>						
<b>Hardwoods</b>						
Oak	41.2-46.8	1.12-1.25	—	0.89-0.80	—	0.39
Birch	42.6-45.4	1.16-1.22	—	0.87-0.82	—	—
Maple	39.8-44.0	1.09-1.19	—	0.94-0.88	—	—
Ash	38.4-41.9	1.06-1.14	—	0.94-0.88	—	—
<b>Softwoods</b>						
Southern Pine	35.6-41.2	1.00-1.12	—	1.00-0.89	—	0.39
Douglas Fir-Larch	33.5-36.3	0.95-1.01	—	1.06-0.99	—	—
Southern Cypress	31.4-32.1	0.90-0.92	—	1.11-1.09	—	—
Hem-Fir, Spruce-Pine-Fir	24.5-31.4	0.74-0.90	—	1.35-1.11	—	—
West Coast Woods, Cedars	21.7-31.4	0.68-0.90	—	1.48-1.11	—	—
California Redwood	24.5-28.0	0.74-0.82	—	1.35-1.22	—	—

Table 9 CLTD Correction For Latitude and Month Applied to Walls and Roofs, North Latitudes

Lat.	Month	N	NNE NNW	NE NW	ENE WNW	E W	ESE WSW	SE SW	SSE SSW	S	HOR
0	Dec	-3	-5	-5	-5	-2	0	3	6	9	-1
	Jan/Nov	-3	-5	-4	-4	-1	0	2	4	7	-1
	Feb/Oct	-3	-2	-2	-2	-1	-1	0	-1	0	0
	Mar/Sept	-3	0	1	-1	-1	-3	-3	-5	-8	0
	Apr/Aug	5	4	3	0	-2	-5	-6	-8	-8	-2
	May/Jul	10	7	5	0	-3	-7	-8	-9	-8	-4
	Jun	12	9	5	0	-3	-7	-9	-10	-8	-5
8	Dec	-4	-6	-6	-6	-3	0	4	8	12	-5
	Jan/Nov	-3	-5	-6	-5	-2	0	3	6	10	-4
	Feb/Oct	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-1
	Mar/Sept	-3	-2	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-4	0
	Apr/Aug	2	2	2	0	-1	-4	-5	-7	-7	-1
	May/Jul	7	5	4	0	-2	-5	-7	-9	-7	-2
	Jun	9	6	4	0	-2	-6	-8	-9	-7	-2
16	Dec	-4	-6	-8	-8	-4	-1	4	9	13	-9
	Jan/Nov	-4	-6	-7	-7	-4	-1	4	8	12	-7
	Feb/Oct	-3	-5	-5	-4	-2	0	2	5	7	-4
	Mar/Sept	-3	-3	-2	-2	-1	-1	0	0	0	-1
	Apr/Aug	-1	0	-1	-1	-1	-3	-3	-5	-6	0
	May/Jul	4	3	3	0	-1	-4	-5	-7	-7	0
	Jun	6	4	4	1	-1	-4	-6	-8	-7	0
24	Dec	-5	-7	-9	-10	-7	-3	3	9	13	-13
	Jan/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
	Apr/Aug	-2	-1	0	-1	-1	-2	-1	-2	-3	0
	May/Jul	1	2	2	0	0	-3	-3	-5	-6	1
	Jun	3	3	3	1	0	-3	-4	-6	-6	1
32	Dec	-5	-7	-10	-11	-8	-5	2	9	12	-17
	Jan/Nov	-5	-7	-9	-11	-8	-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
	Apr/Aug	-2	-2	-1	-2	0	-1	0	1	1	-1
	May/Jul	1	1	1	0	0	-1	-1	-3	-3	1
	Jun	1	2	2	1	0	-2	-2	-4	-4	2
40	Dec	-6	-8	-10	-13	-10	-7	0	7	10	-21
	Jan/Nov	-5	-7	-10	-12	-9	-6	1	8	11	-19
	Feb/Oct	-5	-7	-8	-9	-6	-3	3	8	12	-14
	Mar/Sept	-4	-5	-5	-6	-3	-1	4	7	10	-8
	Apr/Aug	-2	-3	-2	-2	0	0	2	3	4	-3
	May/Jul	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1
	Jun	1	1	1	0	1	0	0	-1	-1	2
48	Dec	-6	-8	-11	-14	-13	-10	-3	2	6	-25
	Jan/Nov	-6	-8	-11	-13	-11	-8	-1	5	8	-24
	Feb/Oct	-5	-7	-10	-11	-8	-5	1	8	11	-18
	Mar/Sept	-4	-6	-6	-7	-4	-1	4	8	11	-11
	Apr/Aug	-3	-3	-3	-3	-1	0	4	6	7	-5
	May/Jul	0	-1	0	0	1	1	3	3	4	0
	Jun	1	1	2	1	2	1	2	2	3	2
56	Dec	-7	-9	-12	-16	-16	-14	-9	-5	-3	-28
	Jan/Nov	-6	-8	-11	-15	-14	-12	-6	-1	2	-27
	Feb/Oct	-6	-8	-10	-12	-10	-7	0	6	9	-22
	Mar/Sept	-5	-6	-7	-8	-5	-2	4	8	12	-15
	Apr/Aug	-3	-4	-4	-4	-1	1	5	7	9	-8
	May/Jul	0	0	0	0	2	2	5	6	7	-2
	Jun	2	1	2	1	3	3	4	5	6	1
64	Dec	-7	-9	-12	-16	-17	-18	-16	-14	-12	-30
	Jan/Nov	-7	-9	-12	-16	-16	-16	-13	-10	-8	-29
	Feb/Oct	-6	-8	-11	-14	-13	-10	-4	1	4	-26
	Mar/Sept	-5	-7	-9	-10	-7	-4	2	7	11	-20
	Apr/Aug	-3	-4	-4	-4	-1	1	5	9	11	-11
	May/Jul	1	0	1	0	3	4	6	8	10	-3
	Jun	2	2	2	2	4	4	6	7	9	0





## Weather Data and Design Conditions

24.21

TABLE 3 CLIMATIC CONDITIONS FOR OTHER COUNTRIES

Col. 1 Country and Station	Col. 2 Latitude and Longitude	Col. 3 Eleva- tion, Ft	Winter, F			Summer, F							
			Col. 4			Col. 5 Design Dry-Bulb			Col. 6 Out- door Daily Range F deg	Col. 7 Design Wet-Bulb			
			Mean of Annual Ex- tremes	99%	97½%	1%	2½%	5%		1%	2½%	5%	
DOMINICAN REPUBLIC													
Santo Domingo	18 29N/ 69 54W	57	61	63	65	92	90	88	16	81	80	80	
EQUADOR													
Guayaquil	2 10S/ 79 53W	20	61	64	65	92	91	89	20	80	80	79	
Quito	0 13S/ 78 32W	9446	30	-36	39	73	72	71	32	63	62	62	
EGYPT													
Cairo	29 52N/ 31 20E	381	39	45	46	102	100	98	26	76	75	74	
EL SALVADOR													
San Salvador	13 42N/ 89 13W	2238	51	54	56	98	96	95	32	77	76	75	
ETHIOPIA													
Addis Ababa	9 02N/ 38 45E	7753	35	39	41	84	82	81	28	66	65	64	
Asmara	15 17N/ 38 55E	7628	36	40	42	83	81	80	27	65	64	63	
FINLAND													
Helsinki	60 10N/ 24 57E	30	-11	-7	-1	77	74	72	14	66	65	63	
FRANCE													
Lyon	45 42N/ 4 47E	938	-1	10	14	91	89	86	23	71	70	69	
Marseilles	43 18N/ 5 23E	246	23	25	28	90	87	84	22	72	71	69	
Nantes	47 15N/ 1 34W	121	17	22	26	86	83	80	21	70	69	67	
Nice	43 42N/ 7 16E	39	31	34	37	87	85	83	15	73	72	72	
Paris	48 49N/ 2 29E	164	16	22	25	89	86	83	21	70	68	67	
Strasbourg	48 35N/ 7 46E	465	9	11	16	86	83	80	20	70	69	67	
FRENCH GUIANA													
Cayenne	4 56N/ 52 27W	20	69	71	72	92	91	90	17	83	83	82	
FEDERAL REPUBLIC GERMANY													
Berlin (West)	52 27N/ 13 18E	187	6	7	12	84	81	78	19	68	67	66	
Hamburg	53 33N/ 9 58E	66	10	12	16	80	76	73	13	68	66	65	
Hannover	52 24N/ 9 40E	561	7	16	20	82	78	75	17	68	67	65	
Mannheim	49 34N/ 8 28E	359	2	8	11	87	85	82	18	71	69	68	
Munich	48 09N/ 11 34E	1729	-1	5	9	86	83	80	18	68	66	64	
GHANA													
Accra	5 33N/ 0 12W	88	65	68	69	91	90	89	13	80	79	79	
GIBRALTAR													
Gibraltar	36 09N/ 5 22W	11	38	42	45	92	89	86	14	76	75	74	
GREECE													
Athens	37 58N/ 23 43E	351	29	33	36	96	93	91	18	72	71	71	
Thessaloniki	40 37N/ 22 57E	78	23	28	32	95	93	91	20	77	76	75	
GREENLAND													
Narsarsuaq	61 11N/ 45 25W	85	-23	-12	-8	66	63	61	20	56	54	52	
GUATEMALA													
Guatemala City	14 37N/ 90 31W	4855	45	48	51	83	82	81	24	69	68	67	
GUYANA													
Georgetown	6 50N/ 58 12W	6	70	72	73	89	88	87	11	80	79	79	
HAITI													
Port Au Prince	18 33N/ 72 20W	121	63	65	67	97	95	93	20	82	81	80	
HONDURAS													
Tegucigalpa	14 06N/ 87 13W	3094	44	47	50	89	87	85	28	73	72	71	
HONG KONG													
Hong Kong	22 18N/114 10E	109	43	48	50	92	91	90	10	81	80	80	
HUNGARY													
Budapest	47 31N/ 19 02E	394	8	10	14	90	86	84	21	72	71	70	
ICELAND													
Reykjavik	64 08N/ 21 56E	59	8	14	17	59	58	56	16	54	53	53	
INDIA													
Ahmenabad	23 02N/ 72 35E	163	49	53	56	109	107	105	28	80	79	78	
Bangalore	12 57N/ 77 37E	3021	53	56	58	96	94	93	26	75	74	74	
Bombay	18 54N/ 72 49E	37	62	65	67	96	94	92	13	82	81	81	
Calcutta	22 32N/ 88 20E	21	49	52	54	98	97	96	22	83	82	82	
Madras	13 04N/ 80 15E	51	61	64	66	104	102	101	19	84	83	83	
Nagpur	21 09N/ 79 07E	1017	45	51	54	110	108	107	30	79	79	78	
New Delhi	28 35N/ 77 12E	703	35	39	41	110	107	105	26	83	82	82	
INDONESIA													
Djakarta	6 11S/106 50E	26	69	71	72	90	89	88	14	80	79	78	
Kupang	10 10S/123 34E	148	63	66	68	94	93	92	20	81	80	80	
Makassar	5 08S/119 28E	61	64	66	68	90	89	88	17	80	80	79	
Medan	3 35N/ 98 41E	77	66	69	71	92	91	90	17	81	80	79	
Palembang	3 00S/104 46E	20	67	70	71	92	91	90	17	80	79	79	
Surabaya	7 13S/112 43E	10	64	66	68	91	90	89	18	80	79	79	
IRAN													
Abadan	30 21N/ 48 16E	7	32	39	41	116	113	110	32	82	81	81	
Meshed	36 17N/ 59 36E	3104	3	10	14	99	96	93	29	68	67	66	
Tehran	35 41N/ 51 25E	4002	15	20	24	102	100	98	27	75	74	73	

Table 5 Cooling Load Temperature Differences for Calculating Cooling Load from Flat Roofs

Roof No.	Description of Construction	Weight lb/ft <sup>2</sup>	U-value Btu/(h·ft <sup>2</sup> ·F)	Solar Time, h																								Hour of Maxi- Mini- Maxi- Differ- mum mum mum ence			
				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	CLTD	CLTD	CLTD
<b>Without Suspended Ceiling</b>																															
1	Steel sheet with 1-in. (or 2-in.) insulation	7 (8)	0.213 (0.124)	1	-2	-3	-3	-5	-3	6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	-5	30	18	12	8	5	3	14	-5	79	84
2	1-in. wood with 1-in. insulation	8	0.170	6	3	0	-1	-3	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9	16	-3	74	77
3	4-in. l.w. concrete	18	0.213	9	5	2	0	-2	-3	-3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13	16	-3	73	76
4	2-in. h.w. concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	29	0.206 (0.122)	12	8	5	3	0	-1	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	22	17	16	-1	67	68
5	1-in. wood with 2-in. insulation	9	0.109	3	0	-3	-4	-5	-7	-6	-3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	48	37	26	18	11	7	16	-7	64	71
6	6-in. l.w. concrete	24	0.158	22	17	13	9	6	3	1	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28	18	1	64	63
7	2.5-in. wood with 1-in. insulation	13	0.130	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	34	19	6	56	50
8	8-in. l.w. concrete	31	0.126	35	30	26	22	18	14	11	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	45	40	20	7	54	47
9	4-in. h.w. concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	52 (52)	0.200 (0.120)	25	22	18	15	12	9	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53	52	48	43	38	34	30	18	8	53	45
10	2.5-in. wood with 2-in. insulation	13	0.093	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	36	41	46	49	51	50	47	43	39	35	19	8	51	43
11	Roof terrace system	75	0.106	34	31	28	25	22	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	40	37	20	13	46	33
12	6-in. h.w. concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	75 (75)	0.192 (0.117)	31	28	25	22	20	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	42	40	37	34	19	14	45	31
13	4-in. wood with 1-in. (or 2-in.) insulation	17 (18)	0.106 (0.078)	38	36	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	40	22	16	43	27
<b>With Suspended Ceiling</b>																															
1	Steel Sheet with 1-in. (or 2-in.) insulation	9 (10)	0.134 (0.092)	2	0	-2	-3	-4	-4	-1	9	23	37	50	62	71	77	78	74	67	56	42	28	18	12	8	5	15	-4	78	82
2	1-in. wood with 1-in. insulation	10	0.115	20	15	11	8	5	3	2	3	7	13	21	30	40	48	55	60	62	61	58	51	44	37	30	25	17	2	62	60
3	4-in. l.w. concrete	20	0.134	19	14	10	7	4	2	0	4	10	19	29	39	48	56	62	65	64	61	54	46	38	30	24	17	0	65	65	
4	2-in. h.w. concrete with 1-in. insulation	30	0.131	28	25	21	20	17	15	13	13	14	16	20	25	30	35	39	43	46	47	46	44	41	38	35	32	18	13	47	34
5	1-in. wood with 2-in. insulation	10	0.083	25	20	16	13	10	7	5	5	7	12	18	25	33	41	48	53	57	57	56	52	46	40	34	29	18	5	57	52
6	6-in. l.w. concrete	26	0.109	32	28	23	19	16	13	10	8	7	8	11	16	22	29	36	42	48	52	54	54	51	47	42	37	20	7	54	47
7	2.5-in. wood with 1-in. insulation	15	0.096	34	31	29	26	23	21	18	16	15	15	16	18	21	25	30	34	38	41	43	44	44	42	40	37	21	15	44	29
8	8-in. l.w. concrete	33	0.093	39	36	33	29	26	23	20	18	15	14	14	15	17	20	25	29	34	38	42	45	46	45	44	42	21	14	46	32
9	4-in. h.w. concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	53 (54)	0.128 (0.090)	30	29	27	26	24	22	21	20	20	21	22	24	27	29	32	34	36	38	38	38	37	36	34	33	19	20	38	18
10	2.5-in. wood with 2-in. insulation	15	0.072	35	33	30	28	26	24	22	20	18	18	18	20	22	25	28	32	35	38	40	41	41	40	39	37	21	18	41	23
11	Roof terrace system	77	0.082	30	29	28	27	26	25	24	23	22	22	22	23	23	25	26	28	29	31	32	33	33	33	33	32	22	22	33	11
12	6-in. h.w. concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	77 (77)	0.125 (0.088)	29	28	27	26	25	24	23	22	21	21	22	23	25	26	28	30	32	33	34	34	34	33	32	31	20	21	34	13
13	4-in. wood with 1-in. (or 2-in.) insulation	19 (20)	0.082 (0.064)	35	34	33	32	31	29	27	26	24	23	22	21	22	22	24	25	27	30	32	34	35	36	37	36	23	21	37	16

## Air-Conditioning Cooling Load

26.9

Table 6 Wall Construction Group Description

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



## Air-Conditioning Cooling Load

26.5

Table 1 Procedure for Calculating Space Design Cooling Load—Summary of Load Sources and Equations

Load Source	Equation	Reference, Table, Description
<i>External</i>		Chapter 23—Design Heat Transfer Coefficients—Tables 3 and 4 Area Calculated from Architectural Plans
Roof	$q = U \cdot A \cdot CLTD$	Table 5—Cooling Load Temperature Difference at Base Conditions for Roofs Note 2—Correction for Color of Exterior Surface Note 2—Correction for Outside Dry Bulb Temperature and Daily Range Note 2—Correction for Inside Dry Bulb Temperature Note 2—Application for Latitude and Month—Table 9
Walls	$q = U \cdot A \cdot CLTD$	Chapter 23—Design Heat Transmission Coefficients—Tables 3 and 4 Area Calculated from Architectural Plans Table 6—Wall Construction Group Description Table 7—Cooling Load Temperature Difference at Base Conditions for Wall Group Note 2—Correction for Color of Exterior Surface Note 2—Correction for Outside Dry Bulb Temperature and Daily Range Note 2—Correction for Inside Dry Bulb Temperature Note 2—Application for Latitude and Month—Table 9
Glass		Chapter 23 or Chapter 27—Type of Glass and Interior Shading if Used Area—Net Glass Area Calculated from Plans
Conduction	$q = U \cdot A \cdot CLTD$	Table 10—Cooling Load Temperature Difference for Conduction Load Through Glass Note 1—Correction for Outside Dry Bulb Temperature and Daily Range Note 1—Correction for Inside Dry Bulb Temperature
Solar	$q = A \cdot SC \cdot SHGF \cdot CLF$	Area—Net Glass Area Calculated from Plans Chapter 27—Tables 28 and 33 through 36—Shading Coefficients for Combination of Type of Glass and Type of Shading Table 11—Maximum Solar Heat Gain Factor for Specific Orientation of Surface, Latitude and Month Table 13—Cooling Load Factor with No Interior Shading Table 14—Cooling Load Factor if Interior Shading is Used Note 1—For Glass Areas Shaded Externally See Table 12
Partitions, Ceilings, Floors	$q = U \cdot A \cdot TD$	Chapter 23—Design Heat Transmission Coefficients—Tables 3 and 4 Area Calculated from Architectural Plans Design Temperature Difference
Internal Lights	$q = INPUT \cdot CLF$	Input Rating from Electrical Plans or Lighting Fixture Data Tables 15 and 16—Coefficients "a" and classification "b" for Type of Fixture, Installation, Air Supply and Return and Room Furnishings and Construction Table 17—Cooling Load Factor Based on Total Hours of Operation and Time Note 1—Correction for Schedule of Operation of Cooling System
People		Number of People in Space Table 18 or Chapter 8—Sensible Heat Gain from Occupants Table 19—Cooling Load Factor for People—Based on Duration of Occupancy and Time from Entry Note 1—Correction for Density of Occupants and/or Space Temperature. CLF = 1.0 if there is variable space temperature and/or high people density
Sensible	$q_s = No. \cdot Sens. H.G. \cdot CLF$	Table 19 or Chapter 8—Latent Heat Gain from Occupants
Latent	$q_l = No. \cdot Lat. H.G.$	
Appliances		Tables 20 and 21—Recommended Rate of Heat Gain—Sensible Heat Table 22—For Use with Hood Table 23—For Use without Hood Tables 20 & 21—Recommended Rate of Heat Gain—Latent Heat (Without Hood) Set Equal to Zero When Hood is Used Over Appliances
Sensible	$q_s = HEAT GAIN \cdot CLF$	
Latent	$q_l = HEAT GAIN$	
Power	$q = HEAT GAIN \cdot CLF$	Eq. (21), (22) or (23) using Tables 24 and 25 or Manufacturer's Data Table 23 or CLF = 1.0 if cooling system is not operated continuously
Ventilation & Infiltration Air		Ventilation and Infiltration Air, Standard cfm Inside-Outside Air Temperature Difference, deg F
Sensible	$q_s = 1.10 \cdot cfm \cdot \Delta T$	
Latent	$q_l = 4840 \cdot cfm \cdot \Delta W$	Inside-Outside Air Humidity Ratio Difference, Dry Air lb water/lb Dry Air
Total	$q = 4.5 \cdot cfm \cdot \Delta h$	Inside-Outside Air Enthalpy Difference, Btu/lb of Dry Air



Table 10 Cooling Load Temperature Differences for Conduction through Glass

Solar Time, h	0100	0200	0300	0400	0500	0600	0700	0800	0900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	
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	

Air-Conditioning Cooling Load

Table 17E Cooling Load Factors When Lights Are on for 16 Hours

"a" Coef- ficients	"b" Class- ification	Number of hours after lights are turned on																							
		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	0.40	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	0.30	0.29	0.27	0.25
	D	0.26	0.80	0.80	0.81	0.82	0.82	0.83	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	0.90	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	0.95	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	0.93	0.93	0.18	0.18	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15

Table 18 Rates of Heat Gain from Occupants of Conditioned Spaces<sup>a</sup>

Degree of Activity	Typical Application	Total Heat	Total Heat	Sensible Heat	
		Adults, Male	Adjusted <sup>b</sup>	Btu/h	Latent Heat
		Btu/h	Btu/h	Btu/h	Btu/h
Seated at rest	Theater, movie	400	350	210	140
Seated, very light work writing	Offices, hotels, apts	480	420	230	190
Seated, eating	Restaurant <sup>c</sup>	520	580 <sup>c</sup>	255	325
Seated, light work, typing	Offices, hotels, apts	640	510	255	255
Standing, light work or walking slowly	Retail Store, bank	800	640	315	325
Light bench work	Factory	880	780	345	435
Walking, 3 mph, light machine work	Factory	1040	1040	345	695
Bowling <sup>d</sup>	Bowling alley	1200	960	345	615
Moderate dancing	Dance hall	1360	1280	405	875
Heavy work, heavy machine work, lifting	Factory	1600	1600	565	1035
Heavy work, athletics	Gymnasium	2000	1800	635	1165

## Air-Conditioning Cooling Load

26.21

Table 19 Sensible Heat Cooling Load Factors for People

Total Hours in Space	Hours after Each Entry Into Space																							
	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

# HOJA DE CÁLCULO PARA EL MANUAL DE CARGA DE ENFRIAMIENTO

CONDICIONES DE DISEÑO																
Temperatura BS Exterior		Temperatura BH Exterior (°F)		Temperatura Diseño BS Interior (°F)		Temperatura Diseño BH Interior (°F)		No. de Persona								
95.00		75.00		75.00		60.00										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13				
PAREDES					FUENTES EXTERNAS				VENTANAS CONDUCCIÓN				VENTANAS RADIACIÓN			
Orientación	Área Neta Pared (ft²)	CLTD (°F)	Conductancia de Pared (Btu/h·ft²·°F)	Calor Sensible (Btu/h)	Área Neta Ventana (ft²)	CLTD (°F)	Conductancia de Ventana (Btu/h·ft²·°F)	Calor Sensible (Btu/h)	SC	SHGF (Btu/h·ft²)	CLF	Calor Sensible (Btu/h)				
A	Norte															
B	Noroeste															
C	Oeste															
D	Suroeste															
E	Sur															
F	Sureste															
G	Este															
H	Noreste															
<b>Subtotal</b>					<b>Subtotal</b>				<b>Subtotal</b>							
TECHOS					FUENTES INTERNAS				APARATOS							
Techo	Área Neta Techo (ft²)	CLTD (°F)	Conductancia de Pared (Btu/h·ft²·°F)	Calor Sensible (Btu/h)	Partición	Área Neta Partición (ft²)	(To – Ti) (°F)	Conductancia Partición (Btu/h·ft²·°F)	Calor Sensible (Btu/h)	Aparatos	Calor Sensible Unitario (Btu/h)	Calor Latente Unitario (Btu/h)	Cantidad	CLF	Calor Sensible (Btu/h)	Calor Latente (Btu/h)
I	Techo 1				L	Partición 1				Aparato 1						
J	Techo 2				M	Partición 2				Aparato 2						
K	Techo 3				N	Partición 6				Aparato 3						
					O	Partición 4				Aparato 4						
					P	Partición 5				Aparato 5						
					Q	Partición 6				Aparato 6						
<b>Subtotal</b>					<b>Subtotal</b>				<b>Subtotal</b>							
LUMINARIAS					MOTORES											
Factor de Conversión	Potencia Total de Luminarias (W)	Fracción de Luminarias en Uso (Fu)	Factor de Lastre (Fs)	CLF	Calor Sensible (Btu/h)	Motor	Potencia (HP)	Ganancia de Calor (Btu/h)	Factor de Carga (Ft)	CLF	Calor Sensible (Btu/h)					
R	3.41		1.20			Motor 1										
S	3.41		12.00			Motor 2										
T						Motor 3										
<b>Subtotal</b>					<b>Subtotal</b>											
OCUPANTES						VENTILACIÓN										
No. de Persona	Calor Sensible Unitario (Btu/h)	Calor Latente Unitario (Btu/h)	CLF	Calor Sensible (Btu/h)	Calor Latente (Btu/h)	No. de Persona	Ventilación Recomendada por Persona (CFM)	Ventilación Recomendada (CFM)	Tasa de Humedad Exterior (lbw/lb)	Tasa de Humedad Interior (lbw/lb)	Calor Sensible (Btu/h)	Calor Latente (Btu/h)				
U																
<b>Subtotal</b>						<b>Subtotal</b>										
				INFILTRACIÓN												
Calor Sensible Total (Btu/h)	Calor Latente Total (Btu/h)	Calor Total (Btu/h)	Calor Total (TON)	Puerta	No. Puertas	Factor Q/Puerta	Infiltración (CFM)	Calor Sensible (Btu/h)	Calor Latente (Btu/h)							
V				Puerta 1	1.00	150.00	150.00	3,300.00								
<b>Subtotal</b>				<b>Subtotal</b>												

## ANEXO 2. MANUAL DE CARGA DE ENFRIAMIENTO

Para comenzar a realizar los cálculos pertinentes para determinar la cantidad de calor que debe de rechazarse de las instalaciones, debe tenerse en cuenta las condiciones exteriores del proyecto y las condiciones deseadas dentro de las instalaciones, así que estas serán listadas a continuación:

Tabla 1.

Columna 1 País y Capital	Columna 2 Latitud y Longitud	Columna 3 Elevación, ft	Invierno, °F			Verano, °F						
			Columna 4			Columna 5 Condición de Diseño Bulbo Seco (BS/DB)			Columna 6 Rango Diario Exterior	Columna 7 Condición de Diseño Bulbo Húmedo (BH/WB)		
			Extremo Anual	99%	97%	1%	2.5%	5%		1%	2.5%	5%
El Salvador, San Salvador	13.42 N/ 89.13 O	2238	51	54	56	98	96	95	32	77	76	75

Las condiciones de diseño que se utilizarán serán únicamente las condiciones para verano, debido a que no se hará una estimación de la carga de calefacción, ya que en esta latitud; la temperatura exterior en invierno no genera condiciones adversas al ser humano. Debido a la carencia de datos tan específicos, se usarán las condiciones de diseño generalizadas para San Salvador.

Ya que se han establecido las condiciones de diseño exteriores, ahora debe considerarse las condiciones que se desean obtener dentro de las instalaciones que se acondicionarán.

Tabla 2.

Condiciones de Diseño Interiores Recomendadas			
Temperatura de Bulbo Seco (BS/DB)		Temperatura de Bulbo Húmedo (BH/WB)	
24 °C		16 °C	
75 °F		60 °F	

Se seguirá una metodología descriptiva para rellenar cada una de las celdas que intervienen en los cálculos específicos de las variables internas y externas que intervienen en la ganancia de calor dentro de una instalación específica.

Debemos tomar en cuenta la clasificación de las fuentes de calor y la clasificación del tipo de ganancia de calor en el proyecto. Así que se tiene:

Tabla 3.

<b>Fuentes Externas</b>		
	<b>Sensible</b>	<b>Latente</b>
Techos	X	
Paredes al Exterior	X	
Ventanas al Exterior	X	
Particiones	X	
<b>Fuentes Internas</b>		
	<b>Sensible</b>	<b>Latente</b>
Ocupantes	X	X

Luminarias	X	
Aparatos	X	X
Ventilación e Infiltración	X	X
Motores	X	

Nota: la X en las casillas, representa el tipo de calor que genera cada una de las fuentes, este tipo de calor puede ser sensible, latente o ambas para cada tipo de fuente, rellenar en el formato solo la casilla que posea una X.

Ahora que ya se clasificó de forma sencilla las fuentes de calor y el tipo de calor, se puede iniciar el relleno de la hoja de cálculo, siguiendo los pasos a continuación descritos.

Debido a que la arquitectura de un proyecto puede ser variable de uno a otro, se puede obtener distintos valores de conductancia (U), y de factores CLTD, para cada fuente de ganancia de calor, es por eso que se tratará de brindar alternativas para cada uno de los valores, lo más apegados al tipo de construcción que se utiliza en nuestro país.

## **TECHOS**

Debido a que en un proyecto específico puede existir más de un tipo de techo cubriendo el recinto, la hoja de cálculo posee casillas hasta para tres tipos de techos distintos en las filas I, J y K; teniendo que rellenar los numerales 2, 3 y 4 de esas respectivas filas que describen la configuración del techo del proyecto, para poder encontrar la ganancia total de calor para el techo.



### ÁREA NETA DE TECHO

En la casilla 2 de las filas I, J y K, debe de colocarse el área neta del techo en pies cuadrados.

### CONDUCTANCIA DE TECHO (U)

En la casilla 4 de las filas I, J y K, debe de colocarse el valor de conductancia del techo del proyecto. A continuación se provee de 3 valores de conductancia para tres tipos de techos, que se pueden encontrar en una edificación.

Tabla 4.

<b>Tipo de techo</b>	<b>Conductancia (U) <math>Btu/h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F</math></b>
Techo de asbesto con entrecielo de aire y cielo raso de fibrocemento	0.500
Techo tipo plafón de concreto.	0.541
Techo de lámina de aluminio galvanizada con entrecielo de aire y cielo raso de fibrocemento	0.518

### FACTOR CLTD PARA TECHO

Dentro de la casilla 3 de las filas I, J y K, debe de colocar un factor CLTD para el techo del proyecto. A continuación se encuentran dichos factores para cada uno de los tipos de techos expuestos en la tabla de conductancia.

Tabla 5.

Tipo de techo	CLTD(°F)
Techo de asbesto con entretecho de aire y cielo raso de fibrocemento	45.5
Techo tipo plafón de concreto.	57.05
Techo de lámina de aluminio galvanizada con entretecho de aire y cielo raso de fibrocemento	45.5

Para calcular la ganancia de calor sensible por techo debe multiplicarse las casillas 2, 3 y 4 de las filas I, J y K respectivamente y su valor ser colocado dentro de la casilla 5 de las filas I, J y K además debe sumarse el resultado de la casilla 5 de las anteriores filas para obtener un valor global de calor sensible a través de techos del proyecto.

### **PAREDES**

Para determinar la cantidad de calor que ingresa al recinto por las paredes que lo conforman, deben de rellenarse las casillas 2, 3 y 4 de las Filas A, B, C, D, E, F, G y H; que involucran variables como área neta, factor CLTD y conductancia de la pared en sus respectivas direcciones.

### **ÁREA NETA DE PARED**

En la casilla 2 de las filas A, B, C, D, E, F, G y H, debe de colocarse el área neta de la pared en pies cuadrados y en su respectiva orientación.

## CONDUCTANCIA DE LA PARED

Dentro de la casilla 4 de las filas A, B, C, D, E, F, G y H, debe de colocarse el valor de la conductancia de la pared, ya que al igual que en los techos se puede tener distintos tipos de conformación de las paredes, proveemos de 3 tipos de pared más comunes en la construcción a nivel local.

Tabla 6.

Tipo de pared	Conductancia (U) $Btu/h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$
Pared de 15 cm. de bloque de hormigón con núcleo de aire y ambas caras enlucidas	0.420
Pared de 20 cm. de bloque de hormigón con núcleo de aire y ambas caras enlucidas.	0.331
Pared de 12 cm. de ladrillo de obra sin enlucido	0.580

## FACTOR CLTD PARA PARED

Ya que se ha determinado la conductancia global para las paredes externas, debe de seleccionarse los factores CLTD para cada tipo de pared que se pueden encontrar en los distintos tipos de construcciones. Es por eso que en la siguiente tabla se presentan los factores CLTD para cualquier orientación de los tres tipos de paredes antes mencionados, para poder ser utilizados en la ecuación general del cálculo de ganancia de calor.

Tabla 7.

Tabla de Factores CLTD corregidos			
Orientación	CLTD para bloque de 15 cm	CLTD para bloque de 20 cm	CLTD para ladrillo de 12 cm
N	19.35 °F	19.45 °F	16.96 °F
NE	24.55 °F	28.58 °F	26.09 °F
E	29.75 °F	36.05 °F	33.56 °F
SE	29.75 °F	34.39 °F	29.41 °F
S	27.8 °F	26.09 °F	18.62 °F
SO	27.15 °F	23.60 °F	16.96 °F
O	24.55 °F	22.77 °F	17.79 °F
NO	20.65 °F	20.28 °F	16.96 °F

Dichos Factores CLTD corregidos ocupan la casilla 3 de las filas A, B, C, D, E, F, G y H respectivamente.

Para determinar la ganancia de calor sensible por paredes debe de multiplicarse los valores de las casillas 2, 3, y 5 de las Filas A, B, C, D, E, F, G y H respectivamente y su resultado ser colocado en la casilla 5 de las Filas A, B, C, D E, F, G y H y sumar los valores de las casilla 5 de las filas anteriores para obtener un valor global de ganancia de calor sensible por paredes del proyecto.

## **VENTANAS**

### **ÁREA NETA DE VENTANA**

En la casilla 6 de las filas A, B, C, D, E, F, G y H, debe de colocarse el área neta de la pared en pies cuadrados y en su respectiva orientación.

### **CONDUCTANCIA DE VENTANA**

Tomando en cuenta la configuración de los tipos de ventana que pueden existir en los distintos proyectos, se determina que el espesor del vidrio que se comercializa a nivel local es de 5 mm. Por lo que el valor de conductancia para cualquier tipo de ventana, ya sea esta de tipo *solaire* o tipo francesa será el mismo.

Entonces se considerará la ventana como vidrio simple, de lo cual se puede determinar la conductancia global del vidrio ( $U_{global}$ ) para verano, entonces se tiene que  $U_{global} = 0.81 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$ , para ventanas de vidrio simple de 5 mm de espesor.

### **FACTOR CLTD PARA VENTANA**

Dentro de la casilla 7 de las filas A, B, C, D, E, F, G y H; debe de colocarse el Factor CLTD por conducción a través del vidrio, dicho valor no cambiara para ningún proyecto en nuestra región, el valor será de CLTD=14 °F.

### **FACTOR SC**

En la casilla 10 de las Filas A, B, C, D, E, F, G y H debe colocarse el factor SC, para vidrio de 5 mm se tiene que el valor de Shading Coefficient es SC=0.82.

## FACTOR SHGF

El factor SHGF es fácil de determinar y debe ser colocado dentro de la casilla 11 de las filas A, B, C, D, E, F, G y H lo único que debe tomarse en cuenta es la localización del proyecto y la orientación de la ventana en estudio, por medio de la siguiente tabla:

Tabla 8.

Orientación	SHGF (Btu/h·ft <sup>2</sup> )
Norte	34.00
Noroeste	29.00
Oeste	29.00
Suroeste	29.00
Sur	31.00
Sureste	139.00
Este	208.00
Noreste	157.00

Además dichos valores no cambiarán para ningún otro proyecto debido a que son solo valores de ganancia por radiación solar.

## FACTOR CLF

Dentro de la casilla 12 de las filas A, B, C, D, E, F, G y H debe de colocarse el factor CLF, dicho factor se determina, considerando que la construcción de la habitación es ligera según las notas de la tabla y considerando que el estudio será realizado a las 3:00 p.m., entonces se tiene que:

Tabla 9.

Orientación	CLF
Norte	0.82
Noroeste	0.33
Oeste	0.45
Suroeste	0.60
Sur	0.59
Sureste	0.37
Este	0.29
Noreste	0.28

Para obtener la ganancia de calor sensible por conducción debe multiplicarse el valor de las casillas 6, 7 y 8 de las filas A, B, C, D, E, F, G y H, y colocar su valor en la casilla 9 de las anteriores filas; también debe sumarse la casilla 9 de las filas anteriormente mencionadas para obtener un valor global de calor sensible por conducción a través de ventanas.

Para obtener la ganancia de calor sensible por radiación debe multiplicarse el valor de las casillas 6, 10, 11 y 12 de las filas A, B, C, D, E, F, G y H, y colocar su valor en la casilla 9 de las anteriores filas; también debe sumarse la casilla 9 de las filas anteriormente mencionadas para obtener un valor global de calor sensible por radiación a través de ventanas.

## **PARTICIONES**

Dentro del apartado de particiones debe tomarse en cuenta que todos los espacios no acondicionados dentro del proyecto deben de tomarse como partición mientras que aquellos espacios que si están acondicionados no generan ganancia alguna al proyecto, por ejemplo se puede tomar en cuenta: entre cielos, áticos, niveles inferiores o superiores no acondicionados, baños no acondicionados, oficinas no acondicionados, cuartos de cocina no acondicionado etc.

Para este caso en específico deben tomarse en cuenta las siguientes variables:

### **ÁREA NETA DE LA PARTICIÓN**

En la casilla 2 de las filas L, M, N, O, P y Q, debe de colocarse el área neta de cada partición en pies cuadrados.

### **CONDUCTANCIA DE LA PARTICIÓN**

En la casilla 4 de las filas L, M, N, O, P y Q, debe colocarse la conductancia de la partición, por ejemplo  $U = 0.53 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$  para losa de concreto de 20 cm, ladrillo de hormigón de 1 cm y enlucido de 5 mm o  $U = 0.63 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$  para particiones de plywood, caso contrario deberá determinarse la conductancia del material que conforma la partición.

### **DIFERENCIA DE TEMPERATURA**

Dentro de la casilla 3 de las Filas L, M, N, O, P y Q debe colocarse la diferencia de temperaturas entre la temperatura de diseño interior y la



temperatura del otro lado de la partición. En efecto, generalmente se utiliza la temperatura exterior de Bulbo Seco del proyecto.

Para determinar la ganancia de calor sensible por particiones debe de multiplicarse los valores de las casillas 2, 3 y 4 de las filas L, M, N, O, P y Q respectivamente y colocar su resultado dentro de la casilla 5 de las filas anteriores y, a su vez, debe de sumarse cada valor de la casilla 5 de las filas anteriormente mencionadas para obtener la ganancia global de calor sensible por particiones.

## **LUMINARIAS**

### **FACTOR DE CONVERSIÓN**

Este factor de conversión está situado en la casilla 1 de las filas R y S, sirve únicamente para convertir las unidades de W a Btu/h.

### **POTENCIA TOTAL DE LUMINARIAS**

Dentro de la casilla 2 de las filas R y S debe de colocarse la potencia total de las luminarias en W del proyecto.

### **FACTOR DE USO (FU)**

Dentro de la casilla 3 de las filas R y S debe de colocarse el Factor de Uso de luminarias, es decir debe de colocar la fracción de luminarias que generalmente se usa del total de las mismas.

### **FACTOR ESPECIAL DE LASTRE PARA LUMINARIAS FLUORESCENTES (FS)**

El Factor Fs debe colocarse dentro de la casilla 4 de las filas R y S, este factor se puede obtener de la siguiente tabla, ya que para cada potencia de lámpara, será distinto.

Tabla 10.

**Table 4.1 Average Values of Ballast Factor,  $F_s$ ,  
for Fluorescent Lights**

Lamp Wattage	No. of Lamps Per Fixture	$F_s$
35	1	1.30
40		
35	2	1.20
40		
60	1	1.30
75		
60	2	1.20
75		
110	1	1.25
110	2	1.07
160	1	1.15
160	2	1.08
185	1	1.08
215		
185	2	1.06
215		

### FACTOR CLF

Dentro de la casilla 5 de las Filas R y S debe de colocarse el Factor CLF, se determinara los coeficientes "a" y "b" [5] y luego se buscara el Factor CLF dentro de Tablas que se proporcionan a continuación 4.4 A, 4.4 B, 4.4 C, 4.4 D y 4.4 E, donde se considera la cantidad de horas que las luminarias están encendidas durante un día normal de funcionamiento del proyecto.

Tabla 11.

Table 4.2 "a" Classification for Lights

"a"	Light Fixture and Ventilation Arrangements
0.45	Recessed lights which are not vented Low air supply rate — less than 0.5 cfm/ft <sup>2</sup> of floor area Supply and return diffusers below ceiling
0.55	Recessed lights which are not vented Medium to high air supply rate — more than 0.5 cfm/ft <sup>2</sup> of floor area Supply and return diffusers below ceiling or through ceiling space and grill
0.65	Vented light fixtures Medium to high air supply rate — more than 0.5 cfm/ft <sup>2</sup> of floor area Supply air through ceiling or wall but return air flows around light fixtures and through ceiling space
0.75	Vented or free hanging lights Supply air through ceiling or wall but return air flows around light fixtures and through a ducted return

Table 4.3 "b" Classification for Lights

Room Air Circulation and Type of Supply and Return	Floor Construction and Floor Weight in Pounds Per Square Foot of Floor Area				
	2 in. Wooden Floor 10 lb/ft <sup>2</sup>	3 in. Concrete Floor 40 lb/ft <sup>2</sup>	6 in. Concrete Floor 75 lb/ft <sup>2</sup>	8 in. Concrete Floor 120 lb/ft <sup>2</sup>	12 in. Concrete Floor 160 lb/ft <sup>2</sup>
Low ventilation rate — minimum required to handle cooling load. Supply through floor, wall or ceiling diffuser. Ceiling space not vented.	B	B	C	D	D
Medium ventilation rate. Supply through floor, wall or ceiling diffuser. Ceiling space not vented.	A	B	C	D	D
High room air circulation induced by primary air of induction unit or by fan coil unit. Return through ceiling space.	A	B	C	C	D
Very high room air circulation used to minimize room temperature gradients. Return through ceiling space.	A	A	B	C	D

**Table 4.4A Cooling Load Factors When Lights Are on for 8 Hours**

"a" Classification	"b" Classification	Number of hours after lights are turned on																							
		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	0.25	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	0.10	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

**Table 4.4B Cooling Load Factors when Lights Are on for 10 Hours**

"a" Classification	"b" Classification	Number of hours after lights are turned on																							
		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	0.58	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	0.59	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	0.70	0.72	0.73	0.75	0.76	0.33	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.23	0.21	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16
	D	0.18	0.62	0.63	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	0.21	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	0.40	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	0.78	0.80	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	0.22	0.22	0.21	0.20	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	0.74	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	0.20	0.18	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	0.16	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	0.81	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	0.10	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	0.12	0.11	0.11	0.10	0.10	0.10	0.09	0.09	0.09	0.09

**Table 4.4C Cooling Load Factors when Lights Are on for 12 Hours**

"a" Classification	"b" Classification	Number of hours after lights are turned on																							
		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	0.14	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	0.28	0.25	0.23	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	0.20
	D	0.22	0.66	0.67	0.68	0.69	0.70	0.71	0.72	0.73	0.74	0.74	0.75	0.76	0.32	0.31	0.30	0.29	0.28	0.27	0.26	0.25	0.24	0.23	0.23
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	0.27	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	0.28	0.26	0.23	0.21	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12
	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	0.30	0.29	0.27	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	0.80	0.80	0.26	0.25	0.24	0.24	0.23	0.22	0.22	0.21	0.20	0.20	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	0.87	0.88	0.88	0.24	0.22	0.21	0.20	0.19	0.17	0.16	0.15	0.14	0.14	0.13
	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	0.20	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	0.91	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	0.88	0.88	0.89	0.14	0.14	0.14	0.13	0.13	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11

**Table 4.4D Cooling Load Factors when Lights Are on for 14 Hours**

"a" Class-ification	"b" Class-ification	Number of hours after lights are turned on																							
		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	0.97	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	0.20
	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	0.80	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	0.80	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	0.17	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	0.87	0.23	0.22	0.21	0.21	0.20	0.20	0.19	0.18	0.18
0.75	A	0.03	0.78	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	0.85	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	0.87	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

**Table 4.4E Cooling Load Factors when Lights Are on for 16 Hours**

"a" Class-ification	"b" Class-ification	Number of hours after lights are turned on																							
		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	0.80	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	0.40	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	0.30	0.29	0.27	0.25
	D	0.26	0.80	0.80	0.81	0.82	0.82	0.83	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	0.90	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	0.91	0.92	0.92	0.92	0.93	0.93	0.18	0.18	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15

Luego de haber definido cada una de las variables que intervienen en la ganancia de calor por luminarias debe multiplicarse la casilla 1, 2, 3, 4 y 5 de las filas R y S, colocando el resultado en la casilla 6 de las mismas filas y posteriormente sumar todos los valores de la casilla 6 de las filas R y S para obtener la ganancia global de calor sensible por luminarias.

## OCUPANTES

### NÚMERO DE PERSONAS

Dentro de la casilla 1 de la fila U, debe de colocarse la cantidad de personas que ocuparan el recinto.

### CALOR SENSIBLE POR PERSONA

Dentro de la casilla 2 de la fila U, debe de colocarse la cantidad de calor sensible que desprende una persona dentro del proyecto según el tipo de actividad física que este realice. La tabla se considera para un hombre adulto promedio.

**Table 4.5 Rates of Heat Gain from Occupants of Conditioned Spaces**

Degree of Activity	Typical Application	ADULT MALE		ADJUSTED GROUP <sup>b</sup>		ADJUSTED GROUP <sup>b</sup>		ADJUSTED GROUP <sup>b</sup>	
		Q <sub>s</sub> /person Watts	Q <sub>1</sub> /person Btu/h	Q <sub>s</sub> /person Watts	Q <sub>1</sub> /person Btu/h	Q <sub>s</sub> /person Watts	Q <sub>1</sub> /person Btu/h	Q <sub>s</sub> /person Watts	Q <sub>1</sub> /person Btu/h
Seated at rest	Theater, movie	115	400	100	350	60	210	40	140
Seated, very light work writing	Offices, hotels, apts	140	480	120	420	65	230	55	190
Seated, eating	Restaurant <sup>c</sup>	150	520	170	580 <sup>c</sup>	75	255	95	325
Seated, light work, typing	Offices, hotels, apts	185	640	150	510	75	255	75	255
Standing, light work or walking slowly	Retail Store, bank	235	800	185	640	90	315	95	325
Light bench work	Factory	255	880	230	780	100	345	130	435
Walking, 3 mph, light machine work	Factory	305	1040	305	1040	100	345	205	695
Bowling <sup>d</sup>	Bowling alley	350	1200	280	960	100	345	180	615
Moderate dancing	Dance hall	400	1360	375	1280	120	405	255	875
Heavy work, heavy machine work, lifting	Factory	470	1600	470	1600	165	565	300	1035
Heavy work, athletics	Gymnasium	585	2000	525	1800	185	635	340	1165

## CALOR LATENTE POR PERSONA

Dentro de la casilla 3 de la fila U, debe de colocarse la cantidad de calor latente que desprende una persona dentro del proyecto con un fin determinado esto se determina de la tabla anterior. Considerando un hombre adulto.

## FACTOR CLF

Dentro de la casilla 4 de la fila U, debe de colocarse el factor CLF obtenido de la tabla siguiente, tomando en cuentas la cantidad de horas dentro del espacio y la cantidad de horas entre la nueva entrada de personas al mismo espacio.

**Table 4.6 Sensible Heat Cooling Load Factors for People**

Total Hours in Space	Hours after Each Entry Into Space																								
	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	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	0.02	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	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	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	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	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	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	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	0.21

Luego de haber definido cada variable debe multiplicarse las casillas 1, 2 y 4 de la Fila U, para obtener la cantidad global de calor sensible por ocupantes dentro del proyecto mientras que debe de multiplicarse las casillas 1 y 3 de la fila 7 para determinar la cantidad global de calor latente por ocupantes del proyecto.

**APARATOS**

**CALOR SENSIBLE UNITARIO**

Dentro de la casilla 8 de las Filas L, M, N, O, P y Q debe de colocarse el calor sensible unitario de cada aparato dentro del proyecto y este valor se extrae de las siguientes tablas, existen valores para equipo con cubierta y sin cubierta; debido a que los valores a usar son de uso exclusivo del diseñador se recomienda utilizar siempre los valores de calor sensible sin cubierta.

**Table 4.8 Recommended Rate of Heat Gain from Commercial Cooking Appliances Located in the Air-Conditioned Area**

Appliance	Capacity	Overall Dim., Inches Width × Depth × Height	Miscellaneous Data (Dimensions in Inches)	Manufacturer's Input Rating		Probable Max. Hourly Input Btuh	Recommended Rate of Heat Gain, Btuh			
				Boiler hp or Watts	Btuh		Without Hood			With Hood <sup>b</sup>
							Sensible	Latent	Total	
<b>Gas-Burning, Counter Type</b>										
Boiler-griddle		31 × 20 × 18			36,000	18,000	11,700	6,300	18,000	3,600
Coffee brewer per burner			With warm position		5,500	2,500	1,750	750	2,500	500
Water heater burner			With storage tank		11,000	5,000	3,850	1,650	5,500	1,100
Coffee urn	3 gal.	12-inch dia.			10,000	5,000	3,500	1,500	5,000	1,000
	5 gal.	14-inch dia.			15,000	7,500	5,250	2,250	7,500	1,500
	8 gal. twin	25-inch wide			20,000	10,000	7,000	3,000	10,000	2,000
Deep fat fryer	15 lb fat	14 × 21 × 15			30,000	15,000	7,500	7,500	15,000	3,000
Dry food warmer per sq ft of top					1,400	700	560	140	700	140
Griddle, frying per sq ft of top					15,000	7,500	4,900	2,600	7,500	1,500
Short order stove, per burner			Open grates		10,000	5,000	3,200	1,800	5,000	1,000
Steam table per sq ft of top					2,500	1,250	750	500	1,250	250
Toaster, continuous	360 slices/hr	19 × 16 × 30	2 slices wide		12,000	6,000	3,600	2,400	6,000	1,200
	720 slices/hr	24 × 16 × 30	4 slices wide		20,000	10,000	6,000	4,000	10,000	2,000
<b>Gas-Burning, Floor Mounted Type</b>										
Boiler, unit		24 × 26 grid	Same burner heats oven		70,000	35,000				7,000
Deep fat fryer	32 lb fat		14-in. kettle		65,000	32,500				6,500
	56 lb fat		18-in. kettle		100,000	50,000				10,000
Oven, deck, per sq ft of hearth area			Same for 7 and 12 high decks		4,000	2,000				400
Oven, roasting		32 × 32 × 60	Two ovens—24 × 28 × 15		80,000	40,000	Exhaust hood required	Exhaust hood required	Exhaust hood required	8,000
Range, heavy duty Top section		32 × 42 × 33	32 wide × 39 deep		64,000	32,000				6,400
Oven			25 × 28 × 15		40,000	20,000				4,000
Range, jr., heavy duty Top section		31 × 35 × 33	31 wide × 32 deep		45,000	22,500				4,500
Oven			24 × 28 × 15		35,000	17,500				3,500
Range, restaurant type Per 3 burner sect.			12 wide × 28 deep		24,000	12,000				2,400
Per oven			24 × 22 × 14		30,000	15,000				3,000
Per boiler-griddle			24 wide × 26 deep		35,000	17,500				3,500



				Electric, Coaster Type						
Coffee brewer per burner				625	2,130	1,000	770	230	1,000	340
per warmer				160	545	300	230	70	300	90
automatic	240 cups per hr	27 × 21 × 22	4-burner + water hr.	5,000	17,000	8,500	6,500	2,000	8,500	1,700
Coffee urn	3 gal.			2,000	6,800	3,400	2,550	850	3,400	1,000
	5 gal.			3,000	10,200	5,100	3,850	1,250	5,100	1,600
	8 gal. twin			4,000	13,600	6,800	5,200	1,600	6,800	2,100
Deep fat fryer	14 lb fat	13 × 22 × 10		5,500	18,750	9,400	2,800	6,600	9,400	3,000
	21 lb fat	16 × 22 × 10		8,000	27,300	13,700	4,100	9,600	13,700	4,300
Dry food warmer, per sq ft of top				240	820	400	320	80	400	130
Egg boiler	2 cups	10 × 13 × 25		1,100	3,750	1,900	1,140	760	1,900	600
Griddle, frying, per sq ft of top				2,700	9,200	4,600	3,000	1,600	4,600	1,500
Griddle-Grill		18 × 20 × 13	Grid, 200 sq in.	6,000	20,400	10,200	6,600	3,600	10,200	3,200
Hotplate		18 × 20 × 13	2 heating units	5,200	17,700	8,900	5,300	3,600	8,900	2,800
Roaster		18 × 20 × 13		1,650	5,620	2,800	1,700	1,100	2,800	900
Roll warmer		18 × 20 × 13		1,650	5,620	2,800	2,600	200	2,800	900
Toaster, continuous	360 slices/hr	15 × 15 × 28	2 slices wide	2,200	7,500	3,700	1,960	1,740	3,700	1,200
	720 slices/hr	20 × 15 × 28	4 slices wide	3,000	10,200	5,100	2,700	2,400	5,100	1,600
Toaster, pop-up	4 slice	12 × 11 × 9		2,540	8,350	4,200	2,230	1,970	4,200	1,300
Waffle iron		18 × 20 × 13	2 grids	1,650	5,620	2,800	1,680	1,120	2,800	900

Appliance	Capacity	Overall Dim., Inches Width × Depth × Height	Miscellaneous Data (Dimensions in Inches)	Manufacturer's Input Rating		Probable Max. Hourly Input Btu/h	Recommended Rate of Heat Gain, Btu/h			
				Boiler hp or Watts	Btu/h		Without Hood			With Hood
							Sensible	Latent	Total	All Sensible
Electric, Floor Mounted Type										
Griddle <sup>c</sup>		36 × 32 × 37	36 × 25 cooking surface	16,800	57,300					2,050
Broiler, no oven			23 wide × 25 deep grid	12,000	40,900	20,500				6,500
with oven			23 × 27 × 12 oven	18,000	61,400	30,700				9,800
Broiler, single deck <sup>c</sup>		36 × 36 × 54		16,000	54,600					10,800
Deep fat fryer	28 lb fat	20 × 38 × 36	14 wide × 15 deep kettle	12,000	40,900	20,500				6,500
	60 lb fat	24 × 36 × 36	20 wide × 20 deep kettle	18,000	61,400	30,700				9,800
Fryer <sup>c</sup>		15 × 32 × 36	13 × 23 cooking surface	22,000	75,000					730
Oven, baking, per sq ft of hearth			Compartment 8-in. high	500	1,700	850	Exhaust hood required	Exhaust hood required	Exhaust hood required	270
Oven, roasting, per sq ft of hearth			Compartment 12-in. high	900	3,070	1,500				490
Range, heavy duty <sup>c</sup>										
Top section		38 × 36 × 37	36 × 24 cooking surface	15,000	51,200					19,100
Oven				6,700	22,900					1,700
Range, medium duty		30 × 32 × 36								
Top section				8,000	27,300	13,600				4,300
Oven				3,600	12,300	6,200				1,900
Range, light duty		30 × 29 × 36								
Top section				6,600	22,500	11,200				3,600
Oven				3,000	10,200	5,100				1,600
Convection Oven <sup>c</sup>		38 × 36 × 55		11,000	37,500					1,540
Charbroiler <sup>c</sup>		36 × 24 × 34	30 × 18 cooking surface	16,500	56,300					4,320
Steam cooker, two sections <sup>c</sup>		36 × 29 × 64		24,000	81,900					3,140

**Table 4.8 Recommended Rate of Heat Gain from Commercial Cooking Appliances Located in the Air-Conditioned Area (Continued)**

Coffee urn	3 gal.		0.2	6,600	3,300	2,180	1,120	3,300	1,000
	5 gal.		0.3	10,000	5,000	3,300	1,700	5,000	1,600
	8 gal. twin		0.4	13,200	6,600	4,350	2,250	6,600	2,100
Steam table per sq ft of top		With insets	0.05	1,650	825	500	325	825	260
Bain marie per sq ft of top		Open Tank	0.10	3,300	1,650	825	825	1,650	520
Oyster steamer		Jacketed type	0.5	16,500	8,250	5,000	3,250	8,250	2,600
Steam kettles per gal. capacity			0.06	2,000	1,000	600	400	1,000	320
Compartment steamer per compartment		24 x 25 x 12 compartment Floor mounted	1.2	40,000	20,000	12,000	8,000	20,000	6,400
Compartment steamer	3 pans 12 x 20 x 2.5	Single counter unit	0.5	16,500	8,250	5,000	3,250	8,250	2,600
Plate warmer per cu ft			0.05	1,650	825	550	275	825	260

**Table 4.9 Rate of Heat Gain from Miscellaneous Appliances**

Appliance	Miscellaneous Data	Manufacturer's Recommended Rate of Heat Gain				
		Watts	Btu/hr	Sensible	Latent	Total
<b>Electrical Appliances</b>						
Hair dryer	Blower type	1580	5400	2300	400	2700
Hair Dryer	Helmet type	705	2400	1870	330	2200
Permanent wave ma- chine	60 heaters @25 W 36 in nor- mal use	1500	5000	850	150	1000
Neon sign, per linear ft of tube	0.5 in., dia 0.375 in., dia			30 60		30 60
Sterilizer, instrument		1100	3750	650	1200	1850
Magnetic Card Type- Writer			690	350	0	350
Small Copier	Running Standby		6000 3000	6000 3000	0 0	6000 3000
Large Copier	Running Standby		12,000 6000	12,000 6000	0 0	12,000 6000
<b>Gas-Burning Appliances</b>						
Lab Burners						
Bunsen	0.4375 in. barrel		3000	1680	420	2100
Fishtail	1.5 in. wide		5000	2800	700	3500
Meeker	1 in. diameter		6000	3360	840	4200
Gas light, per burner	Mantle type		2000	1800	200	2000
Cigar lighter	Continuous flame		2500	900	100	1000

## CALOR LATENTE UNITARIO

Dentro de la casilla 9 de las filas L, M, N, O, P y Q debe de colocarse el calor sensible unitario de cada aparato dentro del proyecto y este valor se extraen de las Tablas anteriores, existen valores para equipo con cubierta y sin cubierta; debido a que los valores a usar son de uso exclusivo del diseñador se recomienda utilizar siempre los valores de calor sensible sin cubierta.

## CANTIDAD DE APARATOS

Dentro de la casilla 10 de las filas L, M, N, O, P y Q debe colocarse la cantidad de aparatos de cada tipo que se utilizará dentro del proyecto.

## FACTOR CLF

Dentro de la casilla 11 de las filas L, M, N, O, P y Q debe colocarse el factor CLF que se debe a las horas de operación de cada aparato y se determina a partir de las siguientes tablas [8], que se refieren a aparatos con y sin cubierta respectivamente.

Table 4.10 Sensible Heat Cooling Load Factors for Hooded Appliances

Total Operational Hours	Hours after appliances are on																							
	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	0.40	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	0.30	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	0.30	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	0.30	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	0.20	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	0.89	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	0.30

Table 4.11 Sensible Heat Cooling Load Factors for Unhooded Appliances, Motors, etc.

Total Operational Hours	Hours after appliances are on																							
	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	0.18	0.14	0.12	0.10	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	0.10	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	0.80	0.82	0.85	0.87	0.33	0.26	0.21	0.18	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03
10	0.60	0.68	0.73	0.77	0.81	0.83	0.85	0.87	0.89	0.90	0.36	0.29	0.24	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	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	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.90	0.92	0.93	0.93	0.94	0.95	0.40	0.32	0.27	0.23	0.19	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10
16	0.67	0.74	0.79	0.82	0.85	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97	0.42	0.34	0.28	0.24	0.20	0.18	0.15	0.13
18	0.71	0.78	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	0.98	0.43	0.35	0.29	0.24	0.21	0.18

## MOTORES

### POTENCIA

En la casilla 8 de las filas R, S y T debe colocarse las potencias de los motores dentro de las instalaciones en HP.

### GANANCIA DE CALOR

En la casilla 9 de las filas R, S y T debe colocarse las ganancias de calor de cada motor en función de su potencia y la configuración dentro de la máquina según la tabla siguiente.

**Table 4.12 Heat Gain From Typical Electric Motors**

Motor Name- plate or Rated Horse- power	Motor Type	Nom- inal rpm	Full Load Motor Effici- ency In Percent	Location of Motor and Driven Equipment with Respect to Conditioned Space or Air Stream		
				A	B	C
				Motor in, Driven Equip- ment in Btu/hr	Motor out, Driven Equip- ment in Btu/hr	Motor in, Driven Equip- ment Out Btu/hr
0.05	Shaded Pole	1500	35	360	130	240
0.08	Shaded Pole	1500	35	580	200	380
0.125	Shaded Pole	1500	35	900	320	590
0.16	Shaded Pole	1500	35	1160	400	760
0.25	Split Phase	1750	54	1180	640	540
0.33	Split Phase	1750	56	1500	840	660
0.50	Split Phase	1750	60	2120	1270	850
0.75	3-Phase	1750	72	2650	1900	740
1	3-Phase	1750	75	3390	2550	850
1.5	3-Phase	1750	77	4960	3820	1140
2	3-Phase	1750	79	6440	5090	1350
3	3-Phase	1750	81	9430	7640	1790
5	3-Phase	1750	82	15500	12700	2790
7.5	3-Phase	1750	84	22700	19100	3640
10	3-Phase	1750	85	29900	24500	4490
15	3-Phase	1750	86	44400	38200	6210
20	3-Phase	1750	87	58500	50900	7610
25	3-Phase	1750	88	72300	63600	8680
30	3-Phase	1750	89	85700	76350	9440
40	3-Phase	1750	89	114000	102000	12600
50	3-Phase	1750	89	143000	127000	15700
60	3-Phase	1750	89	172000	153000	18900
75	3-Phase	1750	90	212000	191000	21200
100	3-Phase	1750	90	283000	255000	28300
125	3-Phase	1750	90	353000	318000	35300
150	3-Phase	1750	91	420000	382000	37800
200	3-Phase	1750	91	559000	509000	50300
250	3-Phase	1750	91	699000	636000	62900

**FACTOR DE CARGA**

Dentro de la casilla 10 de las Filas R, S y T debe colocarse el Factor Ft que se obtiene de la siguiente tabla.

**Table 4.13 Typical Overload Limits,  $F_L$ , with Standard Motors\***

Horsepower	0.05-0.25	0.16-0.33	0.67-0.75	1 and up
AC open	1.4	1.35	1.25	1.15
AC TEFC** and DC	—	1.0	1.0	1.0

\*Some shaded pole, capacitor start, and special purpose motors have a service factor varying 1.0 up to 1.75.

\*\*TEFC (totally enclosed fan-cooled) motors can be purchased with a service factor above 1.0.

## FACTOR CLF

En la casilla 11 de las filas R, S y T debe colocarse el factor CLF que se extrae de las Tablas que se mostraron anteriormente [8] y debe tomarse en cuenta que  $CLF=1$  si el sistema de enfriamiento no opera las 24 horas.

Debe multiplicarse la casilla 9, 10 y 11 de las filas R, S y T para obtener el calor sensible generado por cada motor y su resultado colocarse en la casilla 12 de las Filas R, S y T. Además los valores de la casilla 12 de las filas R, S y T deben sumarse para obtener la cantidad global de calor sensible desprendido por motores dentro del proyecto.

## Infiltración

En el apartado de infiltración se considerará únicamente la infiltración por apertura de puerta, para considerar cualquier otro tipo de infiltración deberá consultarse.

Para analizar el flujo de aire exterior que existe por infiltración se tomará en cuenta únicamente la infiltración por apertura de puertas

Utilizando la siguiente ecuación:

$$Q = \text{No. Puertas} \times \frac{Q}{\text{Puerta}}$$

- $Q$ : Caudal Infiltrado.
- $\text{No. Puertas}$ : Número de puertas iguales.
- $Q/\text{Puerta}$ : coeficiente de apertura de puertas. Determinado de la Figura 5.13 del Manual anteriormente mencionado, considerando un tráfico de 20 personas por hora, para una puerta simple abatible, con claros de  $\frac{1}{2}$  pulgada. Entonces  $Q/\text{Door} = 150 \text{ CFM}/\text{puerta}$ .

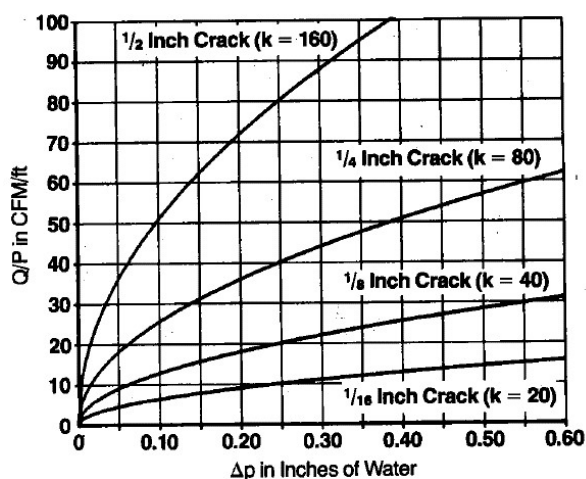


Fig. 5.13 Infiltration Through Closed Swinging Door Cracks

## NÚMERO DE PUERTAS

En la casilla 9 de la fila V, debe colocarse el número de puertas del proyecto.

## FACTOR Q/PUERTA

En la casilla 10 de las fila V, debe colocarse factor  $Q/\text{Puerta}$  de la puertas del proyecto considerando si son puertas abatibles únicas o dobles; esto puede

determinarse de la Figura 5.15, Capítulo 5 del ASHRAE GRP 158, donde se determina un factor C y luego se ingresa a la Figura 5.14, Capítulo 5 del ASHRAE GRP 158 para determinar el valor Q/Puerta aproximado para infiltración por apertura de puerta.

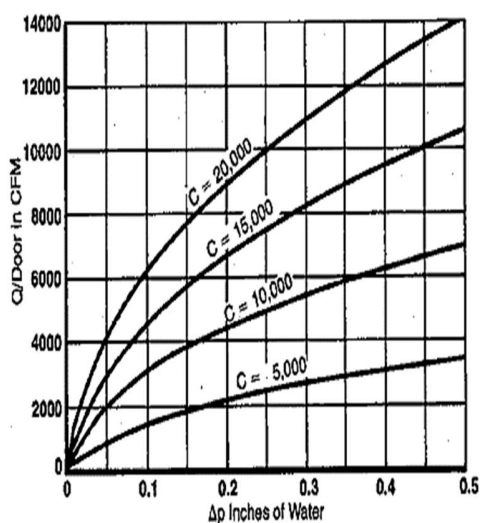


Figure 5.14 Swinging Door Infiltration Characteristics with Traffic

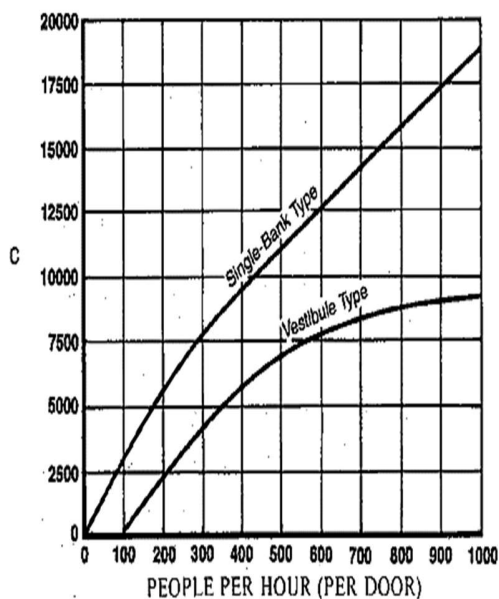


Fig. 5.15 Traffic Rate

Luego obtener estos valores debe multiplicarse el valor de la casilla 9 y 10 de la Fila V y colocar su resultado en la casilla 11 de la misma fila para obtener la ventilación que entra al espacio por infiltración a través de las puertas del proyecto.

## VENTILACIÓN

### VENTILACIÓN RECOMENDADA POR OCUPANTE

En la casilla 9 de la fila U, debe de colocarse la ventilación recomendada por ocupante en CFM según el uso del espacio del proyecto esto puede determinarse de la Tabla siguiente.



Table 5.3 Ventilation Requirements for Occupants

	Estimated persons/ 1000 ft <sup>2</sup> floor area. <sup>g</sup>	Required ventilation air, per human occupant	
		Minimum cfm	Recommended cfm
<b>RESIDENTIAL</b>			
Single Unit Dwellings	5	5	7-10
General Living Areas, Bedrooms, Utility Rooms	—	20	30-50
Kitchens, Baths, Toilet Rooms <sup>a</sup>	—	—	—
Multiple Unit Dwellings and Mobile Homes	7	5	7-10
General Living Areas, Bedrooms, Utility Rooms	—	20	30-50
Kitchens, Baths, Toilet Rooms <sup>a</sup>	—	1.5 <sup>b</sup>	2-3 <sup>b</sup>
Garages <sup>b</sup>	—	—	—
<b>COMMERCIAL</b>			
Public Rest Rooms	100	15	20-25
General Requirements—Merchandising (Apply to all forms unless specially noted)			
Sales Floors (Basement and Ground Floors)	30	7	10-15
Sales Floor (Upper Floors)	20	7	10-15
Storage Areas (Serving Sales Areas and Storerooms)	5	5	7-10
Dressing Rooms	—	7	10-15
Malls and Arcades	40	7	10-15
Shipping and Receiving Areas	10	15	15-20
Warehouses	5	7	10-15
Elevators	—	7	10-15
Meat Processing Rooms <sup>c</sup>	10	5	5
Pharmacists' Workrooms	10	20	25-30
Pet Shops <sup>b</sup>	—	1.0 <sup>b</sup>	1.5-2 <sup>b</sup>
Florists <sup>d</sup>	10	5	7
Greenhouses <sup>d,e</sup>	1	5	7-10
Bank Vaults	—	5	5
Dining Rooms	70	10	15-20
Kitchens <sup>f</sup>	20	30	35
Cafeterias, Short Order, Drive-Ins, Seating Areas	100	30	35
Bars (Predominantly Stand-Up)	150	30	40-50
Cocktail Lounges	100	30	35-40

	Estimated persons/ 1000 ft <sup>2</sup> floor area. <sup>a</sup>	Minimum cfm	Required ventilation air, per human occupant Recommend cfm
<b>Hotels, Motels, Resorts</b>			
Bedrooms	5	7	10-15
Living Rooms (Suites)	20	10	15-20
Baths, Toilets (attached to bedrooms) <sup>a</sup>	—	20	30-50
Corridors	5	5	7-10
Lobbies	30	7	10-15
Conference Rooms (Small)	70	20	25-30
Assembly Rooms (Large)	140	15	20-25
Cottages (treat as single-unit dwellings) (See also Food Services, Industrial, Merchandising, Barber and Beauty Shops, Garages for associated Hotel/Motel Services)			
<b>Dry Cleaners and Laundries</b>			
Commercial <sup>f,g</sup>	10	20	25-30
Storage/Pickup Areas	30	7	10-15
Coin-Operated <sup>g</sup>	20	15	15-20
<b>Barber, Beauty, and Health Services</b>			
Beauty Shops (Hairdressers)	50	25	30-35
Reducing Salons (Exercise Rooms)	20	25	30-35
Sauna Baths and Steam Rooms	—	5	5
Barber Shops	25	7	10-15
<b>Photo Studios</b>			
Camera Rooms, Stages <sup>h</sup>	10	5	7-10
Darkrooms	10	10	15-20
<b>COMMERCIAL</b>			
Shoe Repair Shops (Combined Workrooms/Trade Areas)	10	10	15-20
<b>Garages, Auto Repair Shops, Service Stations</b>			
Parking Garages (enclosed) <sup>b</sup>	—	1.5 <sup>b</sup>	2-3 <sup>b</sup>
Auto Repair Workrooms (general) <sup>b</sup>	—	1.5 <sup>b</sup>	2-3 <sup>b</sup>
Service Station Offices	20	7	10-15
<b>Theaters</b>			
Ticket Booths	—	5	7-10
Lobbies, (Foyers and Lounges)	150	20	25-30
Auditoriums (No Smoking)	150	5	5-10
Auditoriums (Smoking Permitted)	150	10	10-20
Stages (with Proscenium and Curtains) <sup>h,j</sup>	70	10	12-15
Workrooms	20	10	12-15
Ballrooms (Public)	100	15	20-25
Bowling Alleys (Seating Area)	70	15	20-25
<b>Gymnasiums and Arenas</b>			
Playing Floors-Minimal or No Seating	70	20	25-30
Locker Rooms <sup>k</sup>	20	30 <sup>k</sup>	40-50 <sup>k</sup>
Spectator Areas	150	20	25-30
Ramps, Foyers, and Lobbies	150	10	15-20
Amusement Parlors and Pool Rooms	25	20	25-30
Tennis, Squash, Handball Courts	—	20	25-30
Swimming Pools	25	15	20-25
Ice-Skating, Curling, and Roller Rinks	70	10	15-20
<b>Transportation</b>			
Waiting Rooms	50	15	20-25
Ticket and Baggage Areas, Corridors, and Gate Areas	50	15	20-25
Control Towers	50	25	30-35
Hangars <sup>l</sup>	2	10	15-20
Platform	150	10	15-20
Concourses	150	10	15-20
Repair Shops	—	10	15-20

Para determinar la cantidad de ventilación necesaria en CFM debe multiplicarse el valor de las casillas 8 y 9 de la fila U.

Para poder determinar la cantidad de calor sensible y latente por ventilación o infiltración deberá utilizarse la siguiente expresión:

$$Q_s = (1.10)(CFM)(\Delta T)$$

$$Q_l = (4,480)(CFM)(\Delta W)$$

Donde el  $\Delta T$  resulta de la diferencia entre la temperatura de bulbo seco exterior e interior y el  $\Delta W$  es la diferencia entre la tasa de humedad exterior e interior que debe ser calculada y colocada en la casilla 10 y 11 de la fila U respectivamente para su posterior cálculo.

Luego de haber definido la cantidad de ventilación recomendada y la cantidad de ventilación por infiltración pueden y debe establecerse si necesita o no ventilación exterior en la zona del proyecto; si la ventilación por infiltración es mayor que la ventilación recomendada no es necesario ventilación exterior y debe calcularse el calor que ingresa por infiltración para el Cálculo de Carga de Enfriamiento, si la ventilación por infiltración es menor que la recomendada entonces debe considerarse ventilación exterior que equivale a la diferencia entre la ventilación por infiltración y la recomendada, y debe determinarse la cantidad de calor de la ventilación recomendada para el cálculo de la carga térmica.

Para finalizar debe de sumarse todas las ganancias de calor, en la casilla 2 de la fila V, debe de sumarse todas las ganancias de calor sensible, en la casilla 3 de la fila V debe de sumarse todas las ganancias de calor latente, en la casilla 4 de la fila 5 debe sumarse la ganancia global de calor sensible y latente de las casillas 2 y 3 de la fila V, siendo este la cantidad total de calor que debe

rechazarse en el proyecto, mientras que en la casilla 5 de la fila V se divide el valor de la casilla 4 de la Fila V entre 12,000 para obtener las Toneladas de Refrigeración necesarias en el proyecto.

**ANEXO 3. PRESUPUESTO FINAL DEL PROYECTO**

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD DE MEDIDA	PRECIO UNITARIO	SUBOTAL
1	Condensadora A/C 3TON 220/R41 13SEER 13ACX-036-230 LENNOX	2.00	Unidad	\$844.69	\$1,689.38
2	Manejadora Piso Techo 3TON 220/R410 LXGUCMD036100P201 LENNOX	2.00	Unidad	\$407.97	\$815.94
3	Tubo de Cobre flexible 3/4" MUELLER	2.00	Rollo 50'	\$69.54	\$139.08
4	Tubo de Cobre flexible 3/8" MUELLER	2.00	Rollo 50'	\$29.20	\$58.40
5	Filtro Secador a Soldar C-163-S de 3/8" SPORLAN	2.00	Unidad	\$16.93	\$33.86
6	Codo de Cobre soldable de 3/4" Soldable a 90°	8.00	Unidad	\$0.90	\$7.20
7	Varilla de Plata para soldar al 5% HARRIS	10.00	Unidad	\$1.65	\$16.50
8	Rubatex 3/4"x3/8"TK x 6' SUPERLON	17.00	Unidad	\$1.32	\$22.44
9	Cincho plástico 20 CM, Bolsa de 100 Unidades	1.00	Ciento	\$5.40	\$5.40
10	Ancla de Expansión 5/16"	28.00	Unidad	\$0.50	\$14.03
11	Perno Hexagonal Rosca Ordinaria Zincado 5/16"x1.1/12"	28.00	Unidad	\$0.15	\$4.20

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD DE MEDIDA	PRECIO UNITARIO	SUBOTAL
12	Ancla plástica 7mmx1"	15.00	Unidad	\$0.02	\$0.30
13	Tornillo para Lámina Cabeza Redonda Zincado 8x1"	15.00	Unidad	\$0.02	\$0.30
14	Pintura Anticorrosiva Negra 1/4" de Galón	2.00	Cuarto de Galón	\$7.00	\$14.00
15	Thinner Corriente sin Envase	1.00	Botella	\$1.10	\$1.10
16	Brocha de Cerda 2" Polyester 1500	2.00	Unidad	\$0.50	\$1.00
17	Lija para Hierro 120 NORTON K246	2.00	Pliego	\$0.70	\$1.40
18	Electrodo para Hierro Dulce 3/32" OK	5.00	Libra	\$1.85	\$9.25
19	Broca de Titanio 3/8"	1.00	Unidad	\$4.95	\$4.95
20	Sierra para marco diente ordinario ULTRA	2.00	Unidad	\$0.95	\$1.90
21	Cable Electrico TSJ 18-2	30.00	Metro	\$0.40	\$12.00
22	Cincho plástico negro 7"	1.00	Ciento	\$8.10	\$8.10
23	Grapa Conduit 2"	15.00	Unidad	\$0.65	\$9.75
24	Hierro Angular 1.1/4"x1/8"x 6m	10.00	Unidad	\$7.95	\$79.50
25	Lámina Galvanizada 3X1 YDA	3.00	Unidad	\$8.00	\$24.00
26	Cinta de Aluminio Reforzada DUCT TAPE 50'	1.00	Unidad	\$6.25	\$6.25

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD DE MEDIDA	PRECIO UNITARIO	SUBOTAL
27	Capacitor de Marcha 30uF 370VAC	1.00	Unidad	\$3.75	\$3.75
28	Capacitor de Marcha 40uF 370VAC	2.00	Unidad	\$3.90	\$7.80
29	Capacitor de Marcha 5uF 370VAC	2.00	Unidad	\$2.25	\$4.50
30	Filtro Duralast 1'	1.00	Pie	\$3.85	\$3.85
31	Tarjeta de Control Universal	3.00	Unidad	\$18.25	\$54.75
32	Lata de Gas MO-99 600 gr	9.00	Lata	\$5.25	\$47.25
33	Cable Electrico TSJ 12-3	2.00	Metro	\$1.45	\$2.90
34	Remache pop 1/8"x5/16" ciento	1.00	Ciento	\$2.20	\$2.20
35	Terminal tipo bandera 10-12	50.00	Unidad	\$0.08	\$4.00
36	Compresor Reciprocante 230/R22, 22,000 BTU/H usado	1.00	Unidad	\$80.00	\$80.00
37	Costo por mano de obra de calificada	63	Horas	\$10.00	\$630.00
				<b>TOTAL</b>	<b>\$3,821.23</b>

## ANEXO 4. CAPTURAS DE PANTALLA DE USO DE LA HOJA DE CÁLCULO ELECTRÓNICA

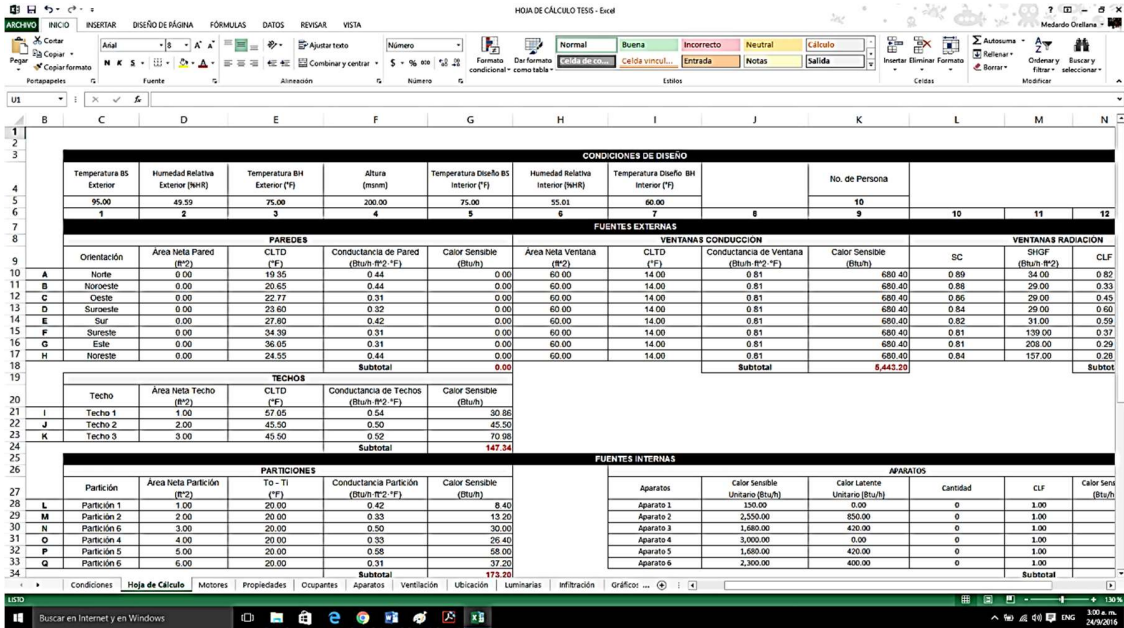


Fig. Esquema de la hoja de cálculo electrónica

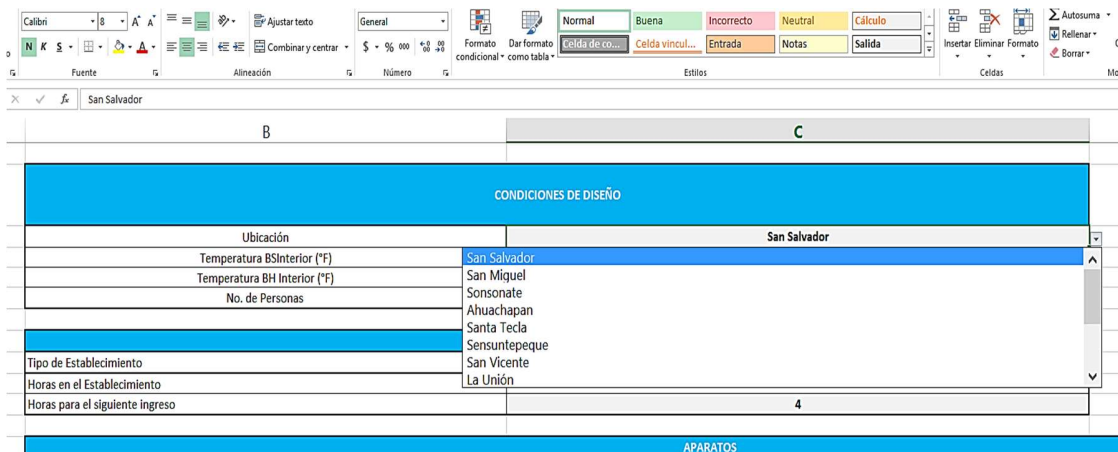


Fig. Condiciones de diseño y ubicación del lugar de estudio



APARATOS		
Descripción	Cantidad	Tiempo de Uso (h)
Oasis	0	6
Cafetera de 3 Galones	0	8
Quemador de Bunsen	0	8
Copiadora pequeña	0	10
Quemador de Bunsen	0	12
Secador de Cabello tipo Soplador	0	18

MOTORES		
Descripción	Cantidad	Potencia Nominal
0.16 HP Polos sombreados	0	0.16
0.05 HP Polos sombreados	0	0.05
0.75 HP Monofásico	0	0.75

Fig. Variables a introducir para el local en estudio

Oficina, Hotel, Apartamento; Sentado trabajo muy ligero

CONDICIONES DE DISEÑO	
Ubicación	San Salvador
Temperatura BInterior (°F)	75
Temperatura BH Interior (°F)	60
No. de Personas	10

OCUPANTES	
Tipo de Establecimiento	Oficina, Hotel, Apartamento; Sentado trabajo muy ligero
Horas en el Establecimiento	Oficina, Hotel, Apartamento; Sentado trabajo muy ligero
Horas para el siguiente ingreso	Oficina, Hotel, Apartamento; Actividad moderada
	Supermercado: Trabajo ligero de pie
	Farmacia, Banco; De pie
	Restaurante: Trabajo sedentario
	Fábrica: Trabajo físico ligero
	Pista de Baile; Esfuerzo moderado
	Fábrica: Trabajo físico moderado

Descripción	Cantidad	Tiempo de Uso (h)
Oasis	0	6
Cafetera de 3 Galones	0	8
Quemador de Bunsen	0	8
Copiadora pequeña	0	10
Quemador de Bunsen	0	12
Secador de Cabello tipo Soplador	0	18

Fig. Tipo de establecimiento a estudiar

NOTA: Para una mejor comprensión del uso de la hoja de cálculo electrónica revisar el archivo digital que contiene este trabajo de graduación donde se describe paso a paso el uso de ella.