

APLICACIONES DE PCMS (*PHASE CHANGE MATERIALS*) EN UN CICLO DE  
ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE EN EL TRÓPICO COLOMBIANO

HÉCTOR LEONARDO SOSA PINTO



UNIVERSIDAD DEL VALLE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
SANTIAGO DE CALI, 2012



APLICACIONES DE PCMS (*PHASE CHANGE MATERIALS*) EN UN CICLO DE  
ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE EN EL TRÓPICO COLOMBIANO

HÉCTOR LEONARDO SOSA PINTO

Monografía de Grado presentada como requisito para optar al título de  
Magister en Ingeniería

Directores

Carlos Alberto Herrera Cáceres, Ph.D. Lehigh University  
Miguel Enrique Rosillo Peña, M.Sc. Universidad de Andalucía



UNIVERSIDAD DEL VALLE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
SANTIAGO DE CALI, 2012



*Dedico este trabajo a la memoria de mi padre, al esfuerzo y dedicación de mi madre y al acompañamiento incondicional de mi esposa.*



## AGRADECIMIENTOS

El autor expresa su agradecimiento a:

Profesores Carlos A. Herrea C. y Miguel E. Rosillo P., directores del proyecto, por su guía e importantes aportes en la culminación de esta monografía.

Profesores Martín Moreno S. y Oswaldo López B. por aceptar ser jurados del proyecto y por sus valiosas recomendaciones y aclaraciones para concluir este trabajo.

Todos los docentes de la Maestría en Ingeniería de la Universidad del Valle por sus invaluable conocimientos compartidos durante el transcurso de la maestría.

A mi esposa y amigos que me brindaron su apoyo y comprensión y me animaron a seguir adelante con este postgrado.





## CONTENIDO

LISTA DE FIGURAS .....	12
LISTA DE TABLAS .....	17
INTRODUCCIÓN.....	21
1. ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE .....	25
1.1 HISTORIA DEL ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE EN COLOMBIA .....	28
1.2 PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN .....	33
1.2.1 Relación entre la presión y la temperatura. ....	34
1.2.2 Componentes de un sistema de refrigeración. ....	36
1.2.3 Descripción de la operación de un sistema de refrigeración. ....	44
1.2.4 Refrigerantes.....	46
1.2.5 Evaluación de los equipos de refrigeración.....	47
1.3 PRINCIPIOS DE AIRE ACONDICIONADO .....	47
1.3.1 Confort.....	48
1.3.2 Psicrometría.....	49
1.3.3 Temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo. ....	50
1.3.4 Temperatura del punto de rocío.....	50
1.3.5 Gráfico psicrométrico.....	50
1.3.6 Calor total.....	51
1.3.7 Refrigeración del aire.....	51
1.3.8 Componentes de la parte aérea.....	54
2. PCM: ESTADO DEL ARTE.....	57
2.1 MÉTODOS DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICA .....	57
2.1.1 Calor de reacciones químicas.....	57
2.1.2 Calor sensible.....	58
2.1.3 Calor latente.....	58
2.1.3.1 Cambio de fase líquido-vapor.....	58
2.1.3.2 Cambio de fase sólido-líquido.....	58
2.1.3.3 Cambio de fase sólido-sólido.....	59
2.2 CARACTERIZACIÓN DE UN PCM ( <i>PHASE CHANGE MATERIAL</i> ) .....	59
2.2.1 Definición.....	59
2.2.2 Requerimientos físicos: .....	59
2.2.3 Requerimientos técnicos:.....	60
2.2.4 Requerimientos económicos:.....	61
2.3 CLASIFICACIÓN DE LOS PCM .....	61
2.3.1 Orgánicos.....	61
2.3.1.1 Parafinas.....	62
2.3.1.2 No-parafinas.....	62
2.3.2 Inorgánicos.....	64
2.3.2.1 Hidratos de sales.....	64
2.3.2.2 Metálicos.....	67
2.3.3 Eutécticos.....	67
2.3.4 Otros materiales PCM.....	68

2.3.4.1 Sales.....	69
2.3.4.2 Mezcla de materiales inorgánicos.....	69
2.3.4.3 Clatratos.....	70
2.4 SITUACION ACTUAL .....	72
2.4.1 Aplicaciones en transporte y contenedores de almacenamiento. ....	80
2.4.1.1 Contenedores y cajas multipropósitos. ....	80
2.4.1.2 Sistemas de manejo térmico. ....	81
2.4.1.3 Contenedores para comida y bebidas. ....	81
2.4.1.4 Aplicaciones médicas. ....	82
2.4.1.5 Equipo electrónico.....	83
2.4.2 Aplicaciones para el cuerpo humano.....	83
2.4.2.1 Calentador de bolsillo.....	83
2.4.2.2 Chalecos para diferentes usos.....	84
2.4.2.3 Ropa interior y otras prendas.....	85
2.4.2.4 Edredones y sacos de dormir.....	85
2.4.2.5 Aplicaciones médicas.....	85
2.4.3 Aplicaciones solares.....	85
2.4.3.1 Sistemas solares de calentamiento de agua.....	86
2.4.3.2 Sistemas solares de calentamiento de aire.....	86
2.4.3.3 Cocinas solares.....	86
2.4.3.4 Casas verdes solares.....	86
2.4.4 Aplicaciones en edificios.....	86
2.4.4.1 Mejora en la transferencia de calor.....	87
2.4.4.2 Métodos tradicionales de impregnación de PCM dentro de los materiales de construcción.....	87
2.5 PCM COMERCIALES.....	90
3. MODELOS MATEMÁTICOS APLICABLES A LOS PCM .....	93
3.1 MODELOS ANALÍTICOS.....	93
3.1.1 Capa de PCM semi-infinita de una dimensión.....	93
3.1.2 Capa de PCM semi-infinita de una dimensión con efectos de frontera.....	96
3.1.3 Soluciones para geometrías cilíndricas y esféricas.....	98
3.1.4. Capa con espesor finito.....	104
3.2 ANÁLISIS EXERGÉTICOS.....	104
3.2.1 Cargue y descargue utilizando una temperatura de entrada constante.....	107
3.2.2 Cargue utilizando una razón de calentamiento constante.....	109
3.2.3 Análisis de resultados.....	111
3.2.3.1 Proceso de cargue.....	111
3.2.3.2 Exergía extrema durante el proceso de cargue.....	116
3.2.4 Proceso de descargue de los sistemas de almacenamiento de calor.....	122
3.3 MODELOS NUMÉRICOS .....	128
4. APLICACIONES DE LOS PCMS EN ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE.....	129
4.1 APLICACIONES DE LOS PCMS EN SISTEMAS PASIVOS E HIBRIDOS DE ENFRIAMIENTO .....	132
4.1.1 Enfriamiento con ventilación.....	132
4.1.2 Enfriamiento radiante.....	146

4.2 APLICACIONES DE LOS PCM EN SISTEMAS MECÁNICOS DE ENFRIAMIENTO .....	150
4.2.1 Enfriamiento con almacenadores de frío con un fluido de transferencia de calor líquido en una cara.....	151
4.2.2 Enfriamiento con almacenadores de frío con un fluido de transferencia de calor líquido en ambas caras.....	152
4.2.3 Otras implementaciones.....	160
5. EVALUACIÓN DE LAS POSIBLES APLICACIONES DE LOS PCMS EN COLOMBIA.....	167
5.1 ENFRIAMIENTO EN SISTEMAS PASIVOS E HÍBRIDOS.....	167
5.1.1 Implementación de PCM en enfriamiento en sistemas pasivos.....	167
5.1.2 Implementación de PCM en sistemas híbridos.....	191
5.2 ENFRIAMIENTO MECÁNICO .....	192
5.2.1 Enfriamiento .....	194
5.2.2 Reducción del consumo de energía .....	196
5.2.3 Medidas para reducir el riesgo de insectos, moho y descomposición .....	201
5.2.4 Sostenibilidad.....	205
5.2.5 Paredes, techo y pisos perfectos.....	206
5.2.6 Aplicación de un PCM en un sistema de aire acondicionado.....	210
6. MERCADO POTENCIAL DE IMPLEMENTACIÓN DE PCM EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE EN COLOMBIA .....	215
6.1 VENTAS DE EQUIPOS .....	215
6.2 CONSUMO DE ENERGÍA .....	215
6.3 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS .....	223
6.3.1 Sistemas pasivos e híbridos.....	224
6.3.2 Implementación en un sistema de aire acondicionado.....	231
6.4 IMPORTACIÓN DE SUSTANCIAS QUÍMICAS.....	233
7. CONCLUSIONES.....	237
8. BIBLIOGRAFIA .....	239

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Equipo de aire acondicionado de montaje en ventana .....	33
Figura 2 Principio básico de funcionamiento de un evaporador. ....	37
Figura 3 Evaporador típico. ....	37
Figura 4 Compresor alternativo. ....	38
Figura 5 Compresor giratorio. ....	39
Figura 6 Compresor espiral. ....	40
Figura 7 Compresor centrífugo. ....	40
Figura 8 Compresor de tornillo. ....	40
Figura 9 Principio básico de un condensador. ....	41
Figura 10 Condensadores típicos. ....	43
Figura 11 Dosificador de orificio. ....	43
Figura 12 Tipos de dosificadores. ....	44
Figura 13 Descripción de un sistema de refrigeración de aplicado a un aire acondicionado doméstico que utiliza R-22. ....	45
Figura 14 Ejemplo de gráfico de sicrométrica. ....	51
Figura 15 Enfriador por evaporación. ....	52
Figura 16 Acondicionador de aire integral. ....	53
Figura 17 Sistema dividido de acondicionamiento del aire. ....	54
Figura 18 Ejemplos de distribución del aire en una habitación. ....	55
Figura 19 Métodos reversibles de almacenamiento de calor o frío. ....	57
Figura 20 Ciclo de cambio de fase de un PCM. ....	60
Figura 21 Clasificación de los PCM. ....	61
Figura 22 Familias de PCM en función de su rango de temperatura y entalpía de fusión. ...	71
Figura 23 Comparación de algunos PCM en función de su rango de temperatura y entalpía de fusión. ....	73
Figura 24 Comparación de algunos PCM comerciales en función de su rango de temperatura y entalpía de fusión. ....	76
Figura 25 Cajas de transporte con PCM. ....	81
Figura 26 Sistema de manejo térmico. ....	82
Figura 27 Calentador de pizza, placa para calentamiento y enfriamiento de comida y carrito para comida. ....	82
Figura 28 Sistema de transporte de sangre (derecha) y para traslado de otros productos médicos (izquierda). ....	83
Figura 29 Calentador de bolsillo con PCM. ....	84
Figura 30 Chaleco con PCM para el enfriamiento del cuerpo humano. ....	84
Figura 31 Prendas de vestir con PCM. ....	85
Figura 32 Ejemplos de macroencapsulación de PCM. ....	88
Figura 33 Presentación del PCM Micronal. Izaquierda, en polvo. Derecha, como dispersión en agua. ....	89
Figura 34 Ejemplo de PCM microencapsulado. ....	89
Figura 35 Sello de calidad de producto para PCM. ....	90
Figura 36 Enfriamiento de una capa de PCM semi-infinita: a la derecha cuando $t=0$ y a la izquierda en un tiempo después. ....	93

Figura 37 Enfriamiento de una capa de PCM semi-infinita con efectos de frontera.....	96
Figura 38 Comportamiento de la ecuación 12 para valores típicos de los PCM.....	97
Figura 39 Comportamiento de la ecuación 15 para valores típicos de los PCM.....	102
Figura 40 Comparación de volúmenes de un PCM.....	102
Figura 41 Enfriamiento de una capa de espesor finito por dos caras.....	104
Figura 42 Configuración (a) sistema de almacenamiento de calor latente y sensible (b) almacenamiento de calor sensible estratificado.....	105
Figura 43 Resultados para el proceso de cargue para $\tau_i=1$ , $\tau_b=0$ .....	111
Figura 44 Fracción de exergía almacenada como una función del calor almacenado para almacenadores con PCM.....	112
Figura 45 Calor almacenado como una función del calor no utilizado para almacenadores de calor sensible.....	113
Figura 46 Calor almacenado como una función del calor no utilizado para almacenadores de calor con PCM.....	113
Figura 47 Fracción de exergía almacenada para cargar almacenadores de calor como una función del grado de carga.....	114
Figura 48 Exergía requerida para cargar un almacenador de calor bien mezclado como función del tiempo.....	115
Figura 49 Exergía requerida para cargar almacenadores con PCM como una función del tiempo de carga.....	116
Figura 50 Temperatura final óptima para cargar un almacenador de calor sensible bien mezclado.....	117
Figura 51 Temperatura final óptima para almacenadores con PCM.....	118
Figura 52 Relación de exergía almacenada en el grado óptimo de cargue de un almacenador con PCM a la exergía almacenada en el grado óptimo de cargue de un almacenador sensible bien mezclado.....	119
Figura 53 Exergía óptima para el cargue de un almacenador sensible bien mezclado a diferentes temperaturas.....	120
Figura 54 Exergía óptima para el cargue de un almacenador con PCM con una velocidad de calentamiento constante.....	121
Figura 55 Exergía óptima para cargar un almacenador con PCM con una temperatura de entrada constante. Para los símbolos ver la figura anterior.....	122
Figura 56 Exergía extraída de un almacenador de calor como una función del calor extraído.....	123
Figura 57 Salida de potencia térmica de un almacenador como una función del calor extraído.....	124
Figura 58 Enfoques para abordar el enfriamiento de una construcción.....	129
Figura 59 Implementación de un PCM como control de temperatura.....	130
Figura 60 Espesor necesario de diferentes materiales de construcción para almacenar la misma cantidad de calor como un 1 cm de una capa PCM. El PCM tiene $130 \text{ MJ/m}^3$ y la diferencia de temperatura es $4^\circ\text{C}$ .....	131
Figura 61 Panel Micronal PCM SmartBoard.....	135
Figura 62 Panel DuPont Energain.....	136
Figura 63 Persianas con PCM que absorben la radiación solar.....	136
Figura 64 Enfriamiento con ventilación nocturna enfriando la construcción en la noche.....	137

Figura 65 Enfriamiento con ventilación nocturna enfriando la construcción en el día.....	137
Figura 66 Cielo raso con PCM y ventiladores utilizando CoolDeck de Climator. ....	139
Figura 67 Sistema de enfriamiento integrado a una pared. ....	139
Figura 68 Sistema de enfriamiento integrado a un piso desarrollado por la universidad de Hokkaido. ....	140
Figura 69 Sistema de enfriamiento integrado al canal de ventilación desarrollado por Climator. ....	141
Figura 70 Sistema de almacenamiento con PCM desarrollado por Rubitherm. ....	141
Figura 71 Sistema de ventilación nocturno propuesto K. Yanbing <i>et al.</i> .....	142
Figura 72 Sistema de ventilación nocturno propuesto B. Zalba <i>et al.</i> .....	142
Figura 73 Sistema de ventilación nocturno propuesto S. Takeda <i>et al.</i> .....	143
Figura 74 Sistema de ventilación nocturno propuesto A. Waqas y S. Kumar. ....	144
Figura 75 Modos de ventilación mecánica de la propuesta de C. Arckar <i>et al.</i> .....	144
Figura 76 Sistema propuesto por V. Butala y U. Stritih. ....	145
Figura 77 Enfriamiento radiante en una noche clara con poca humedad. ....	146
Figura 78 La humedad reduce el enfriamiento radiante y las nubes prácticamente lo paran. ....	147
Figura 79 Con el enfriamiento radiante directo, en la noche debe mantenerse descubierto el techo. ....	147
Figura 80 Con el enfriamiento radiante directo, en el día debe mantenerse cubierto el techo. ....	148
Figura 81 Bolsas con PCM para un techo radiante. ....	148
Figura 82 Enfriamiento radiante directo con aislamiento móvil en el interior operando en la noche. ....	149
Figura 83 Enfriamiento radiante directo con aislamiento móvil en el interior operando en el día. ....	149
Figura 84 Enfriamiento radiante directo indirecto operando en la noche. ....	150
Figura 85 Enfriamiento radiante directo indirecto operando en la noche. ....	150
Figura 86 Unidad de ventilación y enfriamiento con PCM. ....	151
Figura 87 Aplicación de un enlucido con PCM sobre hojas capilares. ....	152
Figura 88 Cielo raso con PCM y enfriado con tubos capilares. ....	153
Figura 89 Sistema de almacenamiento de calor usando hielo artificial desarrollado por CALMAC. ....	154
Figura 90 Sistema de almacenamiento de calor usando hielo artificial desarrollado por EVAPCO. ....	155
Figura 91 Sistema de almacenamiento de calor usando hielo artificial desarrollado por Cristopia. ....	156
Figura 92 Sistema “cosechador de hielo” con dos opciones de integración con el productor de hielo. ....	157
Figura 93 Tecnologías de producción de hielo en la superficie de un intercambiador de calor. ....	159
Figura 94 Producción de lechada de hielo a partir de agua subenfriada. ....	159
Figura 95 Propuesta de implementación de un PCM en un sistema de aire acondicionado propuesto por G. Fang <i>et al.</i> ....	161
Figura 96 Sistema de aire acondicionado propuesto por Turnpenny <i>et al.</i> ....	162

Figura 97 Disposición de intercambiadores de calor con PCM dentro de un sistema de aire acondicionado.....	162
Figura 98 Diagrama esquemático para el sistema propuesto por Wang, X. y Niu, J. ....	163
Figura 99 Diagrama esquemático para el sistema propuesto por .T. Kondo y T. Ibamoto.	164
Figura 100 Diagrama esquemático para el sistema propuesto por .M. Yamaha y S. Misaki. .....	165
Figura 101 Rangos de temperatura operativos aceptados para espacios acondicionados naturalmente (80% es el valor mínimo obligatorio, el 90% es deseable).....	168
Figura 102 Velocidad media del viento en Colombia. ....	173
Figura 103 Panel de cartón yeso con microcápsula de polímero que contienen un PCM parafínico. ....	176
Figura 104 Presentación del PCM Micronal: a. En polvo. b. Como dispersión en agua. ..	177
Figura 105 Aplicación de un PCM micro-encapsulado en un panel cartón-yeso en pared. .....	177
Figura 106 Aplicación de un PCM micro-encapsulado en un panel cartón-yeso en techo.	178
Figura 107 Aplicación de un PCM micro-encapsulado en concreto en pared. ....	179
Figura 108 Aplicación de un PCM micro-encapsulado en concreto en piso.....	179
Figura 109 Aplicación de un PCM micro-encapsulado en mezcla cemento-área en pared. .....	180
Figura 110 Presentación del PCM BioPCM mat.....	181
Figura 111 Aplicación de láminas de BioPCM mat en paredes y techos. ....	181
Figura 112 Aplicación de un PCM macro-encapsulado en pared. ....	182
Figura 113 Aplicación de un PCM macro-encapsulado en techo. ....	183
Figura 114 Aplicación de un PCM macro-encapsulado en pisos.....	184
Figura 115 Aplicación de un PCM macro-encapsulado en piso. ....	184
Figura 116 Pared típica en Colombia. ....	185
Figura 117 Techo típico en Colombia. ....	185
Figura 118 Piso típico en Colombia. ....	186
Figura 119 Pared institucional ASHRAE.....	187
Figura 120 Pared comercial ASHRAE.....	187
Figura 121 Pared residencial ASHRAE.....	188
Figura 122 Piso ASHRAE.....	189
Figura 123 Techo ASHRAE.....	189
Figura 124 Ventanas y carga de enfriamiento. ....	196
Figura 125 Ventanas para luz día. ....	197
Figura 126 Recuperador de energía del aire de escape. ....	199
Figura 127 Reuso del calor de los condensadores de enfriamiento para reducir la demanda de energía para el control de humedad. ....	200
Figura 128 Un espacio de aire seguido por una barrera de agua mantiene el agua fuera de la pared interior.....	202
Figura 129 Pared institucional ASHRAE.....	207
Figura 130 Pared comercial ASHRAE.....	207
Figura 131 Pared residencial ASHRAE.....	208
Figura 132 Piso y techo ASHRAE.....	209
Figura 133 Piso y techo ASHRAE.....	209

Figura 134 Disposición de intercambiadores de calor con PCM dentro de un sistema de aire acondicionado.....	210
Figura 135 Disposición experimental de un sistema de aire acondicionado convencional implementado PCM.....	212
Figura 136 Producción y venta de equipos destinados a acondicionamiento del aire en Colombia.....	215
Figura 137 Consumo final de energía primaria por sectores 2010.....	216
Figura 138 Consumo final de energía total (primaria y secundaria) por sectores 2010.....	216
Figura 139 Estructura de usos energéticos en el sector residencial urbano colombiano.....	217
Figura 140 Tenencia de electro y gasodomésticos 2006., UPME-UNAL, 2006.....	217
Figura 141 Datos para Barranquilla, 2006, del informe residencial, hogares que cuentan con aire acondicionado.....	218
Figura 142 Capacidad de los ventiladores encuestados para la ciudad de Barranquilla, 2006, del informe residencial, hogares que cuentan con aire acondicionado.....	218
Figura 143 Consumo energético por mes y por estrato aire acondicionado para la ciudad de Barranquilla, 2006.....	219
Figura 144 Estructura de usos energéticos en el sector comercial e institucional (2006).....	220
Figura 145 Densidad de consumo de energía en aire acondicionado.....	221
Figura 146 Consumo de energía eléctrica en aire acondicionado por tipo de establecimiento y tecnología.....	222
Figura 147 Tenencia de aire acondicionado por tecnología.....	223



## LISTA DE TABLAS

Tabla 1 Relación presión/temperatura del agua .....	35
Tabla 2 Tabla de relación presión/temperatura para R-22 .....	36
Tabla 3 Ejemplos de parafinas que han sido investigadas como PCM. ....	63
Tabla 4 Ejemplos de ácidos grasos que han sido investigados como PCM. ....	63
Tabla 5 Ejemplos de algunos alcoholes dulces que han sido investigados como PCM. ....	64
Tabla 6 Ejemplos de algunos polietilen-glicoles que han sido investigados como PCM. ...	65
Tabla 7 Ejemplos de algunos hidratos de sales que han sido investigados como PCM. ....	67
Tabla 8 Ejemplos de algunos metálicos que han sido investigados como PCM. ....	68
Tabla 9 Ejemplos de algunos eutécticos orgánicos e inorgánicos que han sido investigados como PCM. ....	68
Tabla 10 Ejemplos de algunas sales que han sido investigados como PCM. ....	69
Tabla 11 Ejemplos de algunas mezclas inorgánicas que han sido investigados como PCM. ....	70
Tabla 12 Ejemplos de clatratos que han sido investigados como PCM. ....	71
Tabla 13 Comparación de algunos PCM en función de su rango de temperatura y entalpía de fusión. ....	74
Tabla 14 Comparación de algunos PCM en función de su rango de temperatura y entalpía de fusión (continuación). ....	75
Tabla 15 Comparación de algunos PCM comerciales en función de su rango de temperatura y entalpía de fusión. ....	77
Tabla 16 Ecuaciones para $f$ , $\beta$ y $s^+$ según la geometría. ....	100
Tabla 17. Ecuaciones para $f$ y $\beta \neq 0$ . ....	103
Tabla 18 Ejemplo de mecanismos de sombra fijos en construcciones. ....	134
Tabla 19 Incrementos en los límites de temperatura operativa aceptados ( $\Delta t_0$ ) en espacios acondicionados naturalmente del estándar de confort de la figura 90. ....	168
Tabla 20 Rangos de temperatura del aire ambiental en Colombia. ....	169
Tabla 21 Estimación de calor latente para paredes, techos y pisos. ....	190
Tabla 22 Parámetros geométricos de los intercambiadores de calor de un sistema de aire acondicionado. ....	211
Tabla 23 Propiedades de los PCMs y geometría de los intercambiadores del sistema de aire acondicionado. ....	211
Tabla 24 Evolución de la tarifa eléctrica en Colombia. ....	224
Tabla 25 Pared perfecta ASHRAE, pared institucional. ....	224
Tabla 26 Pared perfecta ASHRAE, pared comercial. ....	225
Tabla 27 Pared perfecta ASHRAE, pared residencial. ....	225
Tabla 28 Piso perfecto ASHRAE. ....	225
Tabla 29 Techo perfecto ASHRAE. ....	225
Tabla 30 Pared con panel de cartón y yeso con Micronal. ....	225
Tabla 31 Pared con concreto conteniendo Micronal. ....	226
Tabla 32 Pared con una mezcla de cemento y arena con Micronal. ....	226
Tabla 33 Techo con panel de cartón y yeso con Micronal. ....	226
Tabla 34 Piso con concreto conteniendo Micronal. ....	226

Tabla 35 Pared con panel de cartón-yeso y una lámina de BioPCM mat .....	226
Tabla 36 Techo con panel de cartón-yeso y una lámina de BioPCM mat.....	227
Tabla 37 Piso de madera y Delta-Cool 21 .....	227
Tabla 38 Pared.....	227
Tabla 39 Techo.....	227
Tabla 40 Piso.....	227
Tabla 41 Costos resumen de la construcción de un metro cuadrado de pared, techo y piso con y sin PCM.....	229
Tabla 42 Estimación de costos adicionales del sistema propuesto por F.Wang <i>et al</i> .....	232

## RESUMEN

TÍTULO: APLICACIONES DE PCMS (*PHASE CHANGE MATERIALS*) EN UN CICLO DE ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE EN EL TRÓPICO COLOMBIANO

AUTOR: HÉCTOR LEONARDO SOSA PINTO

PALABRAS CLAVE: PCM, PHASE CHANGE MATERIALS, CALOR LATENTE, ENFRIAMIENTO PASIVO, ALMACENADOR DE ENERGÍA TÉRMICA, AIRE ACONDICIONADO, REFRIGERACIÓN.

Esta monografía hace una revisión del estado del arte sobre la implementación de materiales denominados PCM (*Phase Change Material*) para evaluar la posibilidad de ser implementados en aplicaciones de acondicionamiento del aire en las condiciones climáticas de Colombia. Estos materiales se caracterizan por tener altas densidades de almacenamiento de calor o frío haciendo uso de su calor latente o calor necesario para que se presente un cambio de fase, en este caso, de sólido a líquido y viceversa, a una temperatura constante. El informe inicia con una revisión de los conceptos de aire acondicionado y refrigeración para posteriormente hacer un recuento del desarrollo de estos temas en el país.

Posteriormente se presenta el desarrollo histórico y tecnológico de los PCMs para establecer el nivel actual de las aplicaciones teóricas, reales y experimentales de su implementación en sistemas de almacenamiento de calor y acondicionamiento de aire acondicionado y refrigeración en general. Luego se presenta el fundamento matemático aplicable a estos sistemas basados en los principios energéticos y exergéticos de la primera y segunda ley de la termodinámica. Se presenta como caso particular el ciclo de cargue y descargue de intercambiadores de calor de carcasa y tubo al considerar que son los elementos de mayor futuro en su aplicación.

En los capítulos siguientes se hace una revisión de las aplicaciones específicas para acondicionamiento de aire en edificios utilizando estrategias pasivas, híbridas y activas (refrigeración mecánica). Se seleccionan algunas de estas para evaluar su viabilidad de implementación en el país.

Finalmente, se termina haciendo una evaluación económica para establecer el mercado potencial en Colombia de las implementaciones seleccionadas.



## INTRODUCCIÓN

Actualmente la mayor preocupación de la humanidad gira en torno a la energía y el medio ambiente. Los desarrollos industriales y el crecimiento de la población en los últimos 100 años han generado un enorme incremento en la demanda de energía. Hoy en día aún en países como Estados Unidos más del 80% de la generación de energía depende de la combustión de combustibles fósiles y se estima que dicha combustión es responsable del 90% de todas las emisiones de gases de efecto invernadero<sup>1</sup> (como el CO<sub>2</sub>), causantes del calentamiento global. Una situación similar se presenta en otras regiones como Europa y Asia. Por esta razón muchos científicos en el mundo han dedicado un gran esfuerzo a la investigación de tecnologías de energías renovables y el desarrollo de nuevas estrategias para reducir la demanda de energía con el objetivo de dar un giro al cambio climático y alcanzar el desarrollo sostenible para las futuras generaciones.

De acuerdo a estadísticas de la IEA (*International Energy Agency*)<sup>2</sup>, en los países desarrollados los edificios son el sector responsable del consumo del 40% de la energía primaria, 70% del uso eléctrico y el 40% de las emisiones atmosféricas incluyendo gases de efecto invernadero. De acuerdo a un análisis realizado por L. Pérez-Lombard *et al*<sup>3</sup> de este consumo en países como Estados Unidos y el Reino Unido, el 53 y el 62% respectivamente se utiliza para acondicionamiento de espacios.

En Colombia, el 30% de la energía primaria se utiliza en el sector residencial y tan solo el 4% en el sector comercial y público. Si se incluye las energías secundarias, el consumo pasa a 22 y 6% respectivamente<sup>4</sup>. De acuerdo a información de la Unidad de Planeación Minero Energética (UPME), de la energía que se consume en el sector residencial urbano solo entre el 2,5 y 3% se dedica al acondicionamiento del aire<sup>5</sup>. Esta cifra es significativamente muy inferior a la que se reporta en los países desarrollados y es explicable en la diferencia en el nivel de ingresos. Sin embargo, no deja de ser importante teniendo en cuenta que en los últimos años ha crecido la venta de equipos de ventilación y

---

<sup>1</sup> ESTADOS UNIDOS. ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. Inventory of US Greenhouse Gas Emissions and Sinks: 1990-2008, US EPA# 430-R-10-006, Washington DC, USA. Disponible en: <http://www.epa.gov/globalwarming>.

<sup>2</sup> INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. World energy outlook 2010. Disponible en: <http://www.iea.org/>.

<sup>3</sup> PÉREZ-LOMBARD, Luis; ORTIZ, José y POUT, Christine. A review on buildings energy consumption information. *En: Energy and Buildings*. 2008. vol. 40, no. 3, p. 394-398.

<sup>4</sup> UNIDAD DE PLANEACIÓN MINERO ENERGÉTICA (UPME). Balances Energéticos. Disponible en: <http://www.upme.gov.co>.

<sup>5</sup> UNIDAD DE PLANEACIÓN MINERO ENERGÉTICA (UPME). Actualización y revisión de los balances energéticos nacionales de Colombia 1975-2009. Informe final Tomo II: Reconstrucción de series de demanda por uso y subsectores. Disponible en: <http://www1.upme.gov.co/index.php/component/content/article/66-documentos-upme/595-actualizacion-y-revision-de-los-balances-energeticos-nacionales-de-colombia-1975-2009.html>

de aire acondicionado en el país<sup>6</sup>. Esto último entendible en el hecho de que cada día las personas son más exigentes respecto al confort.

Por todo lo anterior y conforme a la tendencia mundial, es necesario ahondar en estrategias que permitan reducir la demanda de energía en acondicionamiento del aire en sectores como el residencial y comercial. Una de estas estrategias es la implementación de materiales PCM (*Phase Change Material*) que se utilizan generalmente en aplicaciones de almacenamiento de calor y frío. Estos materiales se caracterizan principalmente por tener altas densidades de almacenamiento de calor o frío haciendo uso de su calor latente o calor necesario para que se presente un cambio de fase; en este caso particular de sólido a líquido y viceversa, a una temperatura constante.

Las investigaciones de PCM para aplicaciones en el acondicionamiento de aire en edificios datan de los años 30s y en un comienzo estuvieron orientados hacia el almacenamiento de energía solar. Sin embargo y aunque en el mundo en los últimos 30 años ha habido un crecimiento en el número de investigaciones en el tema por las razones ya explicadas, en el caso de Colombia hasta el momento el tema es desconocido en el ámbito científico y no se conocen implementaciones de tales materiales.

## **OBJETIVOS**

Por los argumentos antes expuestos y teniendo en cuenta que Colombia presenta principalmente un clima tropical se establecieron los siguientes objetivos:

### **Objetivo general**

Evaluar la posibilidad de implementar materiales PCM como elementos almacenadores de frío dentro de un ciclo de acondicionamiento del aire de uso residencial o comercial que aumente la eficiencia energética del ciclo, y por ende, ayude en la disminución de la demanda de energía.

### **Objetivos específicos**

- Determinar el mercado potencial de aplicación de estos materiales dentro del acondicionamiento del aire de uso residencial y comercial en el caso colombiano.
- Proponer un arreglo de un sistema de acondicionamiento de aire implementando un material PCM.
- Realizar un estudio de factibilidad técnica y económica de fabricación de la propuesta planteada.
- Realizar un análisis termoeconómico comparativo entre la propuesta planteada y un sistema convencional de acondicionamiento del aire.

---

<sup>6</sup> DANE. Encuesta Anual Manufacturera. Disponible en: <http://190.25.231.249/encuestas/eam/seleccion.htm?x=33&y=23>.

Con el proyecto no se pretende hacer un diseño y construcción de un sistema sino seleccionar dentro de los que hasta el momento se han investigado alguno que se considere que pueda ser implementado y quizás construirlo en un proyecto posterior. Tampoco se pretende con la determinación del mercado hacer una caracterización completa de este teniendo en cuenta que un trabajo como tal demandaría encuestas, segmentación, proyección de precios, etc., que esta fuera del alcance de una monografía como esta. Sin embargo, se pretende revisar las principales condiciones del entorno económico del país que podrían hacer propicio el desarrollo de este mercado.

La metodología con que se desarrolló el trabajo inició con una revisión bibliográfica exhaustiva de libros, bases de datos, documentos científicos y demás información técnica disponible en internet. Igualmente se consultó datos estadísticos relevantes en instituciones nacionales como DANE (Departamento Administrativo Nacional de Estadística), INCOMEX (Instituto Colombiano de Comercio Exterior), UPME (Unidad de Planeación Minero Energética), ACAIRE (Asociación Colombiana del Acondicionamiento del Aire y de la Refrigeración), IDEAM (Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales), entre otros. También se consultó instituciones internacionales como ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*) IEA (*International Energy Agency*), IIR (*International Institute of Refrigeration*) y ZAE Bayern (Centro Bávaro para la Investigación de Energías Aplicadas, por sus siglas en alemán, *Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung*). También se contactó fabricantes de PCM y compañías implementadoras de la tecnología.

A partir de esta revisión se estableció el estado del arte de la implementación de PCM en sistemas de acondicionamiento de aire en el mundo y se realizó la selección de los temas que más aplicaban al desarrollo del proyecto para el caso colombiano.

Esta monografía puede ser útil para proyectos posteriores que se realicen en Colombia en el campo de aplicación de los PCM. No se pretende haber agotado el tema sino más bien haber sentado algunas bases para ampliar el conocimiento en el ámbito científico colombiano.





## 1. ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE

En un principio el acondicionamiento de aire significaba simplemente el enfriamiento del aire para mejorar los ambientes interiores durante los meses más calurosos del año (países con estaciones) o aquellos ubicados en climas cálidos. Actualmente esta expresión ha adquirido un significado más profundo y se refiere al control de la temperatura, el nivel de humedad y la calidad del aire, incluyendo los volúmenes de circulación requeridos por los ocupantes, los procesos que se realizan y los productos que se almacenan en un espacio determinado.

Aun cuando el hombre de las cavernas de la Edad de Piedra conocía lo que era el hielo, no tenía el conocimiento de la forma de utilizar el mismo para el acondicionamiento del aire y la preservación de los alimentos. Existen evidencias de que fueron los chinos (hacia el año 1000 A.C.) los primeros en almacenarlo para enfriar vino y otros alimentos. Cortaban bloques de hielo durante el invierno, lo empacaban en paja y forraje y lo utilizaban en verano. Sin embargo, no fueron los únicos. Los griegos y los romanos utilizaban almacenes subterráneos para guardar la nieve que bajaba de las montañas, los cuales cubrían con paja, maleza y otros materiales para proporcionar aislamiento. Igualmente, existe evidencia de que los egipcios e indios enfriaban líquidos utilizando jarras de barro poroso que dejaban a la exposición del aire seco nocturno para proporcionar enfriamiento a través de la evaporación del agua que se “rezumaba” a través de las paredes.

Quizás la primera forma de acondicionamiento de aire fue la calefacción que tuvo su origen con el descubrimiento que hizo el hombre del fuego, al entender que podía crear un entorno confortable al controlarlo. Sin embargo, uno de los problemas iniciales fue el humo y esto quizás dio origen al desarrollo de la ventilación. Por ejemplo, los indios norteamericanos disponían de orificios de ventilación en la parte superior de sus tiendas, en Europa y América se construyeron chimeneas y estufas con sistemas de salida de humos, etc.

El desarrollo del acondicionamiento del aire (o aire acondicionado como se denomina también) está muy ligado al desarrollo de la refrigeración. Algunos de los primeros experimentos registrados acerca de la conservación de alimentos utilizando refrigeración datan desde el año 1626 cuando Francis Bacon intentó la conservación de un pollo rellenándolo con nieve. En el año de 1683 Anton Van Leeuwenhoek inventó el microscopio y con ello se descubrió que un cristal transparente de agua contiene millones de organismos vivos (microbios) los cuales se multiplican rápidamente en condiciones calientes y húmedas como en el caso de los alimentos. Esta multiplicación de microbios fue reconocida prontamente como la causa principal del deterioro de los alimentos. De estos estudios científicos se hizo evidente que los alimentos frescos podían conservarse a bajas temperaturas (enfriamiento por debajo de 10 °C). Por esto, era común en el siglo XVII y en las zonas septentrionales cortar hielo para almacenarlo bajo tierra y utilizarlo en meses más cálidos para conservar alimentos. En otras regiones se transportaba hielo desde la fuente de suministro a través de barcos.

Una de las primeras patentes de una máquina productora de hielo se dio en 1834 a Jacob Perkins en E.U., que se utilizó con mucho éxito en las plantas empacadoras de carne. Con ello se dio origen al desarrollo de la refrigeración mecánica mediante la utilización de un sistema de refrigeración cerrado que utiliza el mecanismo de expansión y compresión de un gas (éter).

Sin embargo, en sus inicios la producción de hielo por medios artificiales se consideraba insana y se favorecía el hielo natural. Paulatinamente esta creencia fue superada teniendo en cuenta que el hielo artificial se producía a partir de agua de mayor pureza en comparación con la que normalmente se encontraba en lagos y lagunas, podía fabricarse según las necesidades y no requería almacenamiento durante periodos prolongados. Así, a finales del siglo XIX el hielo y la refrigeración empezaron a ser comunes en los hogares norteamericanos.

En 1834 también se patentó un circuito calefactor a alta presión y agua caliente. Diez años más tarde John Gorrie creó una planta por ciclo de aire para hacer hielo y enfriar aire que circulaba al interior de un hospital en la Florida.

El rápido crecimiento de las ciudades y la necesidad de una refrigeración confiable y eficaz para el transporte de carne fresca inicio una carrera de innovaciones que en 1850 se vio favorecida por los sistemas de compresión del vapor. En los Estados Unidos, se fabricó un equipo de producción de hielo denominado *Twining* de bastante renombre mientras que James Harrison construía unidades para congelar la carne y para aplicaciones en cervecerías de Australia. Algunos años más tarde se introdujo el amoníaco como refrigerante y esto originó una nueva generación de compresores recíprocos que posteriormente fue utilizado por Ferdinand Carrié en el primer sistema de refrigeración por absorción práctico, presentado en 1859 y que utilizaba el ciclo amoníaco-agua, utilizado aún en algunos refrigeradores domésticos.

Los avances científicos de Lord Kelvin en la escala de temperatura absoluta y la ley de la conservación de la energía y el trabajo publicado por Willis Carrier en 1911 suministraron el fundamento sobre el cual se basa hasta hoy en día la industria del aire acondicionado. En el caso de Carrier, su trabajo inicialmente se orientó hacia la solución de los problemas específicos de la industria gráfica de Nueva York en sus procesos de impresión que constantemente enfrentaba problemas como la variación de la calidad en los días calurosos en función de la humedad del papel sin imaginar que más tarde su invento se convertiría en el precursor de toda la industria de climatización y control del confort ambiental. Solo hasta 1914 se utilizó por primera vez un sistema de aire acondicionado en una residencia en el estado norteamericano de Minnesota. El equipo medía 6 m de profundidad, 1.8 m de largo y 2.1 m de altura. En el mismo año fue instalado también el primer aire acondicionado en un hospital de Pittsburgh. El sistema suministraba humedad extra a la unidad de bebés prematuros, contribuyendo a reducir la mortalidad infantil por deshidratación y problemas respiratorios.

En 1922 el primer local público en tener un sistema de aire acondicionado fue el Gauman's Metropolitan Theatre, en Los Ángeles. Igualmente la industria cinematográfica se benefició con el aumento en la taquillería al proporcionar más confort en las salas de cine. En los años 30, la cámara de diputados del Senado de los Estados Unidos al igual que las oficinas de la Casa Blanca fueron equipadas con aire acondicionado. Sin embargo, el mayor obstáculo era todavía el gran tamaño de las máquinas.

En el área de transporte la primera compañía en ofrecer confort a pequeña escala fue la ferroviaria B&O. Luego siguieron los aviones (United Airlines en 1936) y los automóviles (Packard de 1939) aunque en un comienzo no fue tan exitoso para la industria automotriz (solo para 1953 se había vendido 10,500 automóviles con un sistema de aire acondicionado).

En cuanto a los refrigerantes, inicialmente eran pocos los disponibles y algunos de ellos eran venenosos y/o explosivos y funcionaban a presiones tan altas que requerían compresores y componentes de sistemas que parecían acorazados, con impulsores primarios (motores o máquinas) a tono con los mismos. Una planta refrigeradora era necesariamente voluminosa y tenía que ser atendida en forma constante. Solamente hasta 1928 Thomas Midgely de General Motors desarrolló un nuevo refrigerante, el diclorodifluorometano (CCl<sub>2</sub>F<sub>2</sub>, Freón 12 o R12), el cual no era inflamable y con un nivel bajo de toxicidad. Llegó a ser el primero de un grupo en rápida expansión, los refrigerantes fluorinados, que hasta hace pocos años eran los más utilizados en la mayoría de los sistemas.

Este nuevo refrigerante permitió a los fabricantes de equipos idear compresores y componentes de sistemas más pequeños y ligeros y utilizar nuevos materiales como el cobre.

En 1937 Tecumseh Products Co. desarrolló el primer avance en compresores herméticamente soldados lo que permitió la fabricación masiva de refrigeradores domésticos.

Los avances se vieron limitados por la II Guerra Mundial pero terminada ésta se produjo un gran auge en los sistemas de aire acondicionado y refrigeración al punto que para el año 1960 había como 7.5 millones de refrigeradores y de congeladores de alimentos sólo en los Estados Unidos y una cifra también muy alta en Europa.

Con el paso de los años el campo de la refrigeración se ha ampliado en el área de alimentos (transporte, carnicerías, pescaderías, panaderías, conservación de vegetales, etc.) y a otras áreas diferentes como bancos de sangre, antibióticos, fabricación de hielo para compresas, conservación de tejidos, en proceso de inyección de plásticos, etc.

La rápida expansión de la refrigeración vino acompañada por el aumento casi igualmente rápido de la venta de equipos para el acondicionamiento de aire en cines y teatros, en edificios de oficinas y hoteles, en hospitales y terminales, bancos y tiendas. La demanda

creció también para las necesidades domésticas con la fabricación de unidades para habitación y pequeños paquetes para la calefacción.

Actualmente las nuevas aplicaciones surgen de la utilización en equipo electrónico, computadores, instalaciones de telecomunicaciones, áreas de servicio de aviones y fábricas para la manufactura de microchips en los que el control preciso de la temperatura y de la humedad es algo esencial.

Hacia el futuro el único factor que parece reducir la demanda probable es el costo y la disponibilidad de los combustibles fósiles. Por esto, se están adelantando investigaciones para optimizar el diseño de equipos y encontrar nuevos refrigerantes que eliminen riesgos para la salud y evitar daños al ambiente.

## **1.1 HISTORIA DEL ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE EN COLOMBIA**

De acuerdo a la recopilación histórica realizada por ACAIRE<sup>7</sup>, se considera que en Colombia el empleo del frío en la comida y bebidas se remonta a la Colonia cuando las religiosas procedentes de las metrópolis se dedicaban a preparar helados y sorbetes en los conventos que estaban próximos a las cumbres de los nevados. Esto fue documentado en los primeros años de vida republicana por Jean Batiste Boussingault, un joven químico francés que en 1825 llegó por primera vez a las costas de Colombia con la intención de organizar una escuela de minería.

Las primeras noticias de una máquina productora de hielo se tienen como nota periodística en la sección miscelánea de la Gaceta Mercantil de 1847 de la ciudad de Santa Marta, en la que se reporta que el editor d'Art Union Journal ha visto un pedazo de hielo de 24" de largo y 13" de ancho, fabricado en 20 minutos por medio de electricidad. Aunque no se tiene una fecha cierta, los primeros equipos de refrigeración debieron llegar a Colombia entre los años 1870 y 1890 tal como lo relató Daniel Lemaitre (1884-1962), escritor de la ciudad de Cartagena, quién también menciona que la primera planta de refrigeración de esta ciudad fue fundada en 1892 por R. C. Walter. Con esta fábrica se dio inicio a la fabricación de helados y "raspados" a partir de bloques de hielo artificial.

En el año 1875 Barranquilla se crea la empresa Compañía de Hielo y Madera por el señor G. S. L. Shoreder y en 1882 se constituye la Fábrica de Hielo con varios accionistas entre los que figuran Rodríguez Blanco, David López Penha jr., Luis Guillermo Pochet. En 1904 se funda la compañía Fábrica de Hielo y Cerveza Bolívar creada también por R. C. Walters. En 1915 este mismo establecimiento es reorganizado bajo la dirección del mencionado Luis Guillermo Pochet y en 1916 es la empresa encargada de distribuir refrigeradores sanitarios de hierro esmaltado marca "White Frost" que, sin embargo, no eran equipos eléctricos sino una clase de nevera tipo termo. Estos refrigeradores tienen como ventaja que no emplean

---

<sup>7</sup> ACAIRE. Libro conmemorativo 25 años. 2006.

madera alguna (previniendo la posibilidad de encorvarse, hincharse, pudrirse o ser foco de moho u hongos) y utilizan corcho de 1-3/4” de espesor como aislamiento además de ofrecer ciertas ventajas tecnológicas como extracción de todas su partes para fines de limpieza, entrepaños giratorios para evitar sacar platos u objetos para alcanzar los que están más atrás, etc.

Por esta misma época se tiene noticias de ventiladores y alumbrados eléctricos instalados en embarcaciones como los del barco a vapor Palmar de propiedad de Palacio & Mz. Aparicio que hacía el trayecto Bogotá-Barranquilla por el río Magdalena. Para el año de 1925 embarcaciones como la Albert Ballin de la Hamburg-Amerika Linie que cubría rutas desde Colombia incorpora cámaras frigoríficas para conservación de alimentos y fabricación de hielo en cantidades de hasta de 20 toneladas por viaje. Éste tipo de comodidades (plantas de hielo y ventiladores eléctricos) también fueron aplicados a los barcos de vapor de compañías como la Naviera Colombiana que hacían rutas por el río Magdalena.

En Bogotá, las primeras noticias de aplicaciones de refrigeración artificial se ubican en el años 1893 con la fábrica de helados fundada por la señora Mercedes C. de Recamán. Un año después José M. & E. Cortés ofrecían a la venta de máquinas sencillas para fabricar hielo. En 1919 se comercializaba “heladeras al vacío” en establecimientos como Camacho Roldán y Tamayo, Librería Colombiana. A nivel industrial, para 1911 empresas como la Cervecería Bavaria de Leo S. Kopp y la Cervecería Germania de Kohn ya contaban con sistemas de refrigeración incorporados a sus procesos En 1921 los señores Jorge Umaña y Pablo Emilio Esguerra inician el proceso de pasteurización de la leche que producen en su Hacienda Tequendama, proceso en el que incorporan un sistema de refrigeración.

El posterior desarrollo de la industria de refrigeración y aire acondicionado está ligado al desarrollo eléctrico del país. Las primeras luces producidas por energía eléctrica en Colombia comienzan aproximadamente en 1890. Para 1891, Cartagena reemplazó la luz de gas por una planta generadora de energía eléctrica movida por un motor diesel. Barranquilla hace lo mismo unos años después e igualmente Bucaramanga que antes de terminar el año 1887 había iniciado trabajos para construir la estación de energía eléctrica en el punto llamado Chitota, a 4 km de la ciudad. En Medellín la iluminación por bombillos eléctricos se dio en 1898 y Montería en 1911 gracias a una pequeña planta eléctrica propiedad de Óscar Gómez.

Para el año de 1925 se instala una nevera para conservación de alimentos y hielo para fines médicos en la Casa de Salud Marly, ubicada al noroeste de Bogotá. Para los primeros años de la década de los años 40, el uso de las neveras importadas es generalizado en todo el país. Esto junto con la aviación comercial permitió la comercialización a mayor escala de productos del mar.

Para 1934 la estadística municipal de Barranquilla señalaba la existencia de 881 establecimientos industriales, de los cuales 14 eran productores de helados gracias a la masificación del uso de la electricidad. Para esta misma época en todo el país estaba

popularizado el uso de refrigeradores General Electric y los conocidos “Kelvinators” comercializados por Rodolfo Eckardt & Co.

En cuanto a sistemas de aire acondicionado quizás los primeros que funcionaron fueron ventiladores eléctricos (inventado en 1882 por Schuyler S. Wheeler en Estados Unidos) en ciudades como Barranquilla y comercializados por compañías como Compañía Colombiana de Electricidad. Aunque no se tiene una fecha clara de cuando se introdujeron al país si se sabe que para 1913 estos equipos eran ampliamente conocidos en todo el territorio colombiano. Tampoco se tiene certeza de cuando se combinó la refrigeración al aire acondicionado en el país aunque es muy probable que esto haya sucedido hacia los años 40 cuando se popularizó la tecnología desarrollada por Carrier. Los primeros de los que se tiene noticia se desarrollaron en la ciudad de Barranquilla con poca aceptación debido a la creencia de que el frío causaba problemas respiratorios y a que los bancos y almacenes pudieran operar a puerta cerrada. Además, los teatros (en donde se inició su uso en el mundo) era construcciones espaciosas pero a cielo abierto. Sin embargo, su aplicación no tardó mucho en expandirse gracias a los notables avances en la industria norteamericana y con el desarrollo paralelo de novedosos diseños arquitectónicos.

El primer edificio que incorporó en su estructura un sistema de aire acondicionado fue el Edificio de la Caja de Crédito Agrario, Industrial y Minero construido en el año de 1947 en Bogotá. La instalación fue realizada por Rafael Spiridión Galacatos con la contratista Cuéllar Serrano Gómez y Cía.

Por esta época se crean algunas compañías pioneras como Industrias de Refrigeración y Aire Acondicionado Friotécnica de Néstor Moseres, técnico de refrigeración que había trabajado con Rodolfo Eckardt y que en los años 30, en un taller ubicado en un garaje, había estado dedicado a la producción de botelleros y refrigeradores comerciales, no tanto del tipo residencial. Con la llegada en los años 50 de Sears se inicia la fabricación de equipos de aire acondicionado Coldspot. Posteriormente se asocia con una empresa industrial y financiera y cambia su razón social a Moseres S.A. Con el tiempo el negocio de los aires acondicionados tipo ventana se va extendiendo a nivel nacional llegando a producir de 2000 a 2500 unidades al año. La necesidad de incursionar en el acondicionamiento de espacios comerciales más grandes lleva a esta compañía a diseñar equipos de aire acondicionado centrales que por la época en que inició tenían compresor semi-hermético adentro de la unidad interior y condensador remoto. Aunque eran muy ruidosos fueron implementados en Almacenes Vivero, Tiendas Olímpicas y en incipientes mercados locales.

En el año 1945 Hugo Armella, ayudante de un especialista en refrigeración, en el garaje de su casa, inicia la producción de botelleros para tiendas, bares, billares, entre otros, y luego funda la compañía Páramo Refrigeración (actualmente PIR C.I. S.A.) incursionando también en el aire acondicionado con equipos tipo ventana gracias a su vínculo mercantil con Sears. En los años 70 fabrica el primer equipo de aire acondicionado central para las Tiendas Olímpicas de la calle 72 en Barranquilla. Con el tiempo, el producto estrella pasó a ser el aire de consola que incorporaba ventilador, evaporador y compresor en un gabinete

mientras el condensador era un equipo remoto, con la ventaja de que no necesitaba de ductos. También esta compañía fue la pionera en producir el primer enfriador de agua (*chiller*) en Colombia para un edificio en Medellín (1986). En la década de los 80 crea una unidad de aires acondicionados a gas con el nombre de Aire-Gas, fabricados por la estadounidense Servel, comercializados por cinco años.

Pero realmente la iniciación tecnológica en Colombia se dio en Bogotá hacia los años cincuenta con la fundación de empresas como Interamericana, con la representación de Carrier, J Glotmann S.A. con la de Worthington (representación que posteriormente tomaron los hijos del presidente Ospina Pérez con la compañía Técnica Colombiana S.A.) y Urigar con la de York que realizaron obras como la del Hotel Tequendama, el edificio de Seguros Bolívar, el del Banco de Colombia, Caja Agraria en Bogotá; teatros y hoteles en la Costa Atlántica, entre otras. Estas compañías trajeron ingenieros especializados extranjeros que favorecieron el desarrollo del sector a lo que posteriormente se sumó la preparación de ingenieros colombianos en el exterior, principalmente en Estados Unidos.

En 1951 se constituye la sociedad Distribuidora Industrial Ltda., Distral, con el ánimo de entrar al negocio de la temperatura controlada y que posteriormente da inicio, en el año de 1963, a la empresa Fiberglass Colombiana S.A., actualmente Fiberglass. En 1954 inicia operaciones Siemens S.A., Aire Acondicionado de la Costa, Airecosta Ltda. y posteriormente en 1956 Nacional de Aire Acondicionado, Anaire. En 1957 se crea la firma Contratistas, Aire Acondicionado, Refrigeración, Carvel Ltda. en Cali, y un año después, aparece Laminados, Aire Acondicionado, Refrigeración Colombiana, Larco Ltda., en Medellín, dedicada a la construcción de equipos de aire acondicionado. En Bucaramanga en los primeros años de la década se funda Fríocol de Gonzalo Díaz, dedicada inicialmente a la actividad de refrigeración y años más tarde en la de aire acondicionado. Otras empresas que surgieron durante este periodo fueron Inducol en Barranquilla e Indufrial en Cartagena.

En los años sesentas otras empresas llegan al mercado en respuesta a una nueva demanda. En 1961 se constituye Carmelo Minervine y Cía. Ltda., en 1967 Álvaro Tapias y Cía. y en 1969 Colser Ltda. El desarrollo se dio principalmente en el sector bancario, entre los que se destaca el proyecto desarrollado con la construcción del edificio del Banco de la República en Bogotá. Este auge se dio por la competencia cívica entre las instituciones bancarias por tener el mejor edificio de la ciudad, de estilo monumental, y liderar el ornato urbano aún en los casos en que la operación bancaria solamente ocupaba el primer o los primeros pisos y las demás áreas eran para renta.

En la siguiente década hubo un extraordinario desarrollo de la industria y se formaron numerosos empresas como A&B Faccini Ltda. de los hermanos Faccini (que posteriormente se transformará en las firmas A.Faccini y Cía. en Medellín y B. Faccini S.A. en Bogotá), Tecnaire Ltda. de Hernando Clavijo, Gamko Ingenieros en Bogotá de Nicolás Komninos y Camilo Mutis, Ingemel de Germán Morales. También Dismec Ltda., Aire Acondicionado del Caribe, Airecaribe Ltda., en Cartagena, e Ingenierías Asociadas S.A.

En estas décadas es común la presencia de firmas extranjeras que promueven negocios (Carrier, Trane, York, Fedders, McQuay entre otras) a la par de que aportan avances tecnológicos recientes y la posibilidad de que ingenieros nacionales se especialicen en universidades de Estados Unidos y Europa.

En 1978 se funda en Cali la empresa Equipos para Refrigeración y Aire Acondicionado, Equiprac S.A. como resultado conjunto de B. Faccini y Cía., A. Faccini y Cía., Airecosta Ltda. y Carvel Ltda. para la fabricación de equipos con tecnología Carrier para atender el mercado interno y exportar a otros países de la región. Posteriormente es adquirida por Carrier-United Technology en el año 2000 para transformarse en Carrier-Equiprac S.A. pero es cerrada un año después por decisión de la multinacional para dar paso a otras iniciativas de fabricación en otros países. Poco después Rodolfo Delgado compra la maquinaria de esta compañía y funda Tecnología Ambiental, Tecam Ltda.

Igual sucede con la sociedad Aireco S.A. creada a mediados de los años ochenta por Larco S.A., Dismec Ltda., B. Faccini S.A., Tecnaire Ltda. para producir equipos comerciales de aire acondicionado con el respaldo de Trane de los estados Unidos y que sólo funciona por unos pocos años.

Otras empresas creadas por esta época son Alfrío S.A., Proyns Ltda., Thermoandina S.A. y F.G. Ingenieros en Bogotá, Thermomotar Ltda., Climatec Ltda., Ingeaire Ltda. en Barranquilla, Compañía Control de Contaminación de Colombia, C4 Ltda. y Omega Ingenieros S.A. en Cali, Tecnisla Ltda. en San Andrés Islas fundada por Francois Decker y que posteriormente se convertirá en Islatech Ltda., SEI Ltda en Barrancabermeja

Finalizando los años ochenta Alberto Faccini inicia el ensamble de unidades centrífugas de enfriamiento de agua con el apoyo tecnológico de York International. Estas unidades de gran capacidad son instaladas en la segunda etapa de la Biblioteca Luis Ángel Arango en Bogotá y en la represa del Guavio en Cundinamarca, en sus cuartos de máquina.

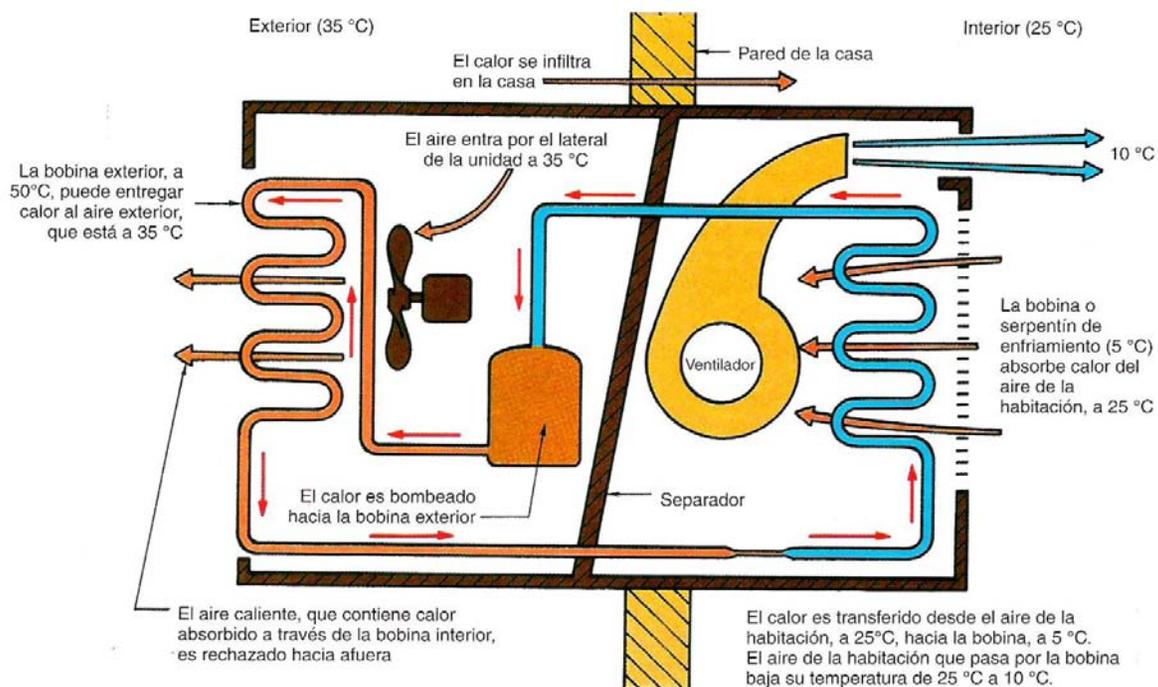
En 1981 se fundó ACAIRE (Asociación Colombiana del Acondicionamiento del Aire y de la Refrigeración), una asociación de tipo gremial que consolidó parte del crecimiento y desarrollo técnico del sector. A través de ella se ha conseguido la participación del país en seminarios, exposiciones y cursos especializados en el exterior, entre los que se destaca el Congreso Iberoamericano del Aire Acondicionado y la Refrigeración (CIAR) creado en Cartagena en 1991. Desde el año de 1983 tiene la membresía y reconocimiento de ASHRAE y posteriormente del International Institute of Refrigeration, IIR. Actualmente trabaja en la coordinación de esfuerzos con entidades de educación superior en carreras afines al gremio a nivel técnico y profesional, con el objeto de liderar a nivel nacional la formación de técnicos, tecnólogos e ingenieros, que requieren de estudios y prácticas académicas especializadas. También en la incorporación y adaptación de normas internacionales en asocio con organismos como el ICONTEC.



## 1.2 PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN

Como se explicó anteriormente, el desarrollo del aire acondicionado tiene un estrecho vínculo con el desarrollo de la refrigeración. Por esta razón, a continuación se presenta un breve resumen de los principios de refrigeración descritos en los libros escritos por W. Whitman y W. M. Johnson<sup>8</sup> y que son importantes entender y considerar sobre los sistemas mencionados. Refrigeración es el proceso de extraer calor de un lugar donde no se desea que exista y transferir dicho calor a un lugar donde su existencia no tiene importancia. Una característica importante de este calor es el hecho de que fluye de manera natural desde una zona caliente hacia una zona fría de menor temperatura. Para entender cómo funciona un sistema de refrigeración es necesario remitirse a un sistema de aire acondicionado doméstico como el mostrado en la Figura 1, que se emplea con propósitos de comodidad.

Figura 1. Equipo de aire acondicionado de montaje en ventana



Fuente: W. Whitman, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado.

El aparato bombea el calor desde el interior de una casa hacia el exterior. Cuando se introduce aire caliente en la casa, dicho calor debe ser expulsado. El aire caliente se expulsa hacia afuera mediante una parte del sistema. El aire frío del interior de la casa es aire recirculado. El aire de la habitación, a la temperatura ambiente de unos 25 °C, entra en la

<sup>8</sup> WHITMAN, William C. y JOHNSON, William M. Tecnología de la Refrigeración y Aire Acondicionado, 4 Tomos. Madrid (España): Editorial Paraninfo, 2000.

unidad, saliendo de ésta aire a unos 10°C. Se trata del mismo aire, pero habiendo eliminado parte del calor.

En un equipo típico de estos se tienen las siguientes condiciones:

- La temperatura exterior supuesta es de 35 °C.
- La temperatura interior deseada es de 25°C.
- La temperatura de la bobina de enfriamiento es de 5 °C. Esta bobina transfiere calor desde la habitación al sistema de refrigeración. Con una temperatura ambiente de 25°C y una temperatura de la bobina de enfriamiento de 5°C, el calor se transferirá desde el aire de la habitación hasta la bobina.
- Esta transferencia de calor hace que el aire abandone la bobina a unos 10 °C.
- La temperatura de la bobina exterior es de 50°C. Esta bobina transfiere calor desde el sistema hasta el aire exterior. Cuando la temperatura exterior del aire es de 35 °C y la temperatura de la bobina es de 50°C, se transferirá calor desde el sistema hacia el aire exterior.

Como se observa en la figura 1 el calor de la casa se transfiere al sistema de refrigeración a través de la bobina interior y se transfiere del sistema de refrigeración hacia el aire exterior a través de la bobina exterior. El sistema de aire acondicionado está, de hecho, bombeando el calor hacia afuera de la casa. La capacidad del sistema debe ser lo suficientemente grande como para permitir bombear suficiente calor hacia afuera de la casa como para que los ocupantes no se encuentren incómodos.

La refrigeración consiste entonces, en el proceso de desplazar calor desde una zona de menor temperatura hasta un medio con una temperatura mayor. Esto requiere consumir una cierta energía, que habrá que adquirir de alguna manera.

**1.2.1 Relación entre la presión y la temperatura.** El agua se evapora a 100°C con una presión de 760 mm Hg o 29,92 in Hg. Sin embargo, el agua tiene otros puntos de ebullición que pueden cambiarse controlando la presión de vapor que hay por encima de ella.

La relación presión/temperatura relaciona la presión del vapor y el punto de ebullición del agua y es la base para controlar las temperaturas del sistema.

El agua pura se evapora a 100 °C al nivel del mar y cuando la temperatura del aire es de 20°C (condiciones estándar) porque esta condición ejerce una presión sobre la superficie del agua de 760 mm Hg.-(o 101,26 kPa) (ver tabla 1). En un lugar, por ejemplo, que esté a unos 1.900 m por encima del nivel del mar, la presión atmosférica es de aproximadamente 600 mm Hg. A esa presión, el agua se evapora a unos 94°C. Esto debido a que la mayor estrechez de la atmósfera provoca una reducción de la presión (aproximadamente 8 mm Hg/100 m).

Del análisis de la tabla de presión/temperatura del agua revela que, cuando la presión se incrementa, el punto de ebullición aumenta, y que, al reducir la presión, también disminuye el punto de ebullición. Si el agua se evaporara a una temperatura lo suficientemente baja como para absorber calor de una habitación, se tendría un sistema de enfriamiento para propósitos de comodidad (acondicionamiento de aire).

Cuando se utiliza el agua de esta manera, se dice que es un refrigerante. Un refrigerante es una sustancia que puede ser cambiada fácilmente a vapor, haciéndola entrar en ebullición, y luego cambiada al estado líquido, haciéndola condensarse. El refrigerante debe ser capaz de sufrir este cambio de manera repetida sin que sus características se vean alteradas. Normalmente no se utiliza agua como refrigerante en las aplicaciones de pequeño tamaño.

**Tabla 1 Relación presión/temperatura del agua**

TEMPERATURA DEL AGUA		PRESIÓN ABSOLUTA		
°F	°C	kPa	in Hg	mm Hg
10	-12,2	0,21	0,063	1,6
20	-6,7	0,34	0,103	2,6
30	-1,1	0,56	0,165	4,2
32	0	0,61	0,180	4,6
34	1,1	0,66	0,195	5
36	2,2	0,72	0,212	5,4
38	3,3	0,77	0,229	5,8
40	4,4	0,84	0,248	6,3
42	5,6	0,90	0,268	6,8
44	6,7	0,98	0,289	7,3
46	7,8	1,05	0,312	7,9
48	8,9	1,14	0,336	8,5
50	10	1,23	0,362	9,2
60	15,6	1,76	0,522	13,3
70	21,1	2,50	0,739	18,8
80	26,7	3,49	1,032	26,2
90	32,2	4,81	1,422	36,1
100	37,8	6,55	1,933	49,1
110	43,3	8,79	2,597	66
120	48,9	11,67	3,448	87,6
130	54,4	15,32	4,527	115,0
140	60,0	19,91	5,881	149,4
150	65,6	25,62	7,573	192,4
160	71,1	32,67	9,656	245,3
170	76,7	41,30	12,203	310
180	82,2	51,76	15,295	388,5
190	87,8	64,35	19,017	483
200	93,3	79,42	23,468	596,1
210	98,9	97,31	28,754	730,4
212	100	101,26	29,921	760

**Fuente: W. Whitman, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado.**

En la tabla 2 puede observarse los valores de presión/temperatura para un refrigerante real como el R-22 (de uso común en el acondicionamiento de aire doméstico). La presión y la temperatura de un refrigerante se corresponderán con las de la tabla cuando haya presentes tanto líquido como vapor bajo dos condiciones:

- Cuando esté teniendo lugar el cambio de estado (ebullición o condensación).
- Cuando el refrigerante esté en equilibrio (es decir, ni se añade ni se elimina calor).

Observando la tabla se aprecia que cuando la presión disminuye hasta el nivel de la atmosférica, R-22 entra en ebullición a unos -41 °C. Esto significa que si se abriera la

válvula de una botella de R-22 lentamente y se dejara escapar el vapor hacia la atmósfera, la pérdida de presión de vapor haría que el líquido remanente en la botella bajara de temperatura. Al cabo de un corto tiempo, la presión de la botella descendería hasta el nivel de la atmosférica, con lo que ésta se congelaría, adquiriendo una temperatura de -41 °C.

**1.2.2 Componentes de un sistema de refrigeración.** Los principales componentes de un sistema de refrigeración mecánico son:

- El evaporador

El evaporador absorbe calor hacia dentro del sistema. Cuando se evapora el refrigerante a una temperatura inferior a aquella de la sustancia que hay que enfriar, el refrigerante absorbe calor de la sustancia.

**Tabla 2 Tabla de relación presión/temperatura para R-22**

TEMPERATURA		REFRIGERANTE				TEMPERATURA		REFRIGERANTE				TEMPERATURA		REFRIGERANTE			
°F	°C	12	22	134a	502	°F	°C	12	22	134a	502	°F	°C	12	22	134a	502
-60	-51,1	482,6	304,8		182,8	12	-11,1	108,87	239,09	90,95	297,66	42	5,6	267,34	491,96	254,94	577,40
-55	-48,3	439,4	233,6		96,5	13	-10,6	113,00	245,98	95,08	305,24	43	6,1	274,23	502,98	261,83	588,42
-50	-45,6	391,1	167,4		5,1	14	-10	117,82	252,87	99,22	312,82	44	6,7	280,43	513,32	268,72	599,45
-45	-42,8	337,8	68,5		13,09	15	-9,4	121,96	259,76	104,04	320,39	45	7,2	287,32	523,66	276,30	611,16
-40	-40	279,4	3,45	373,3	28,25	16	-8,9	126,78	266,65	108,18	328,66	46	7,8	293,52	534,68	283,19	622,87
-35	-37,2	213,3	17,91	314,9	44,79	17	-8,3	130,91	274,23	113,00	336,24	47	8,3	300,41	545,70	290,77	634,59
-30	-34,4	139,7	33,76	246,3	63,39	18	-7,8	135,74	281,12	117,82	344,51	48	8,9	307,30	556,73	298,35	646,99
-25	-31,7	58,4	50,99	172,7	83,37	19	-7,2	140,56	288,70	121,96	352,78	49	9,4	314,88	567,75	305,92	658,70
-20	-28,9	4,13	69,59	91,4	105,42	20	-6,7	144,69	296,28	126,78	361,05	50	10	321,77	578,78	313,50	671,11
-18	-27,8	8,96	77,86	56,8	115,07	21	-6,1	149,52	303,86	132,29	370,00	55	12,8	358,29	638,03	353,47	734,50
-16	-26,7	13,78	86,13	17,7	124,71	22	-5,6	154,34	312,13	137,11	378,27	60	15,6	397,56	700,04	394,81	802,02
-14	-25,6	19,29	95,08	2,07	134,36	23	-5	159,85	319,71	141,94	387,23	65	18,3	439,59	766,19	441,66	872,99
-12	-24,4	24,80	104,04	8,27	144,69	24	-4,4	164,68	327,97	147,45	396,19	70	21,1	483,69	836,47	490,58	948,09
-10	-23,3	31,01	113,69	13,78	155,72	25	-3,9	169,50	336,24	151,58	405,14	75	23,9	530,55	910,88	542,26	1.027,33
-8	-22,2	37,21	123,33	19,29	166,74	26	-3,3	175,01	343,82	157,79	414,10	80	26,7	580,15	989,43	598,07	1.110,70
-6	-21,1	43,41	132,98	25,49	177,77	27	-2,8	179,83	352,78	163,30	423,75	85	29,4	632,52	1.072,80	656,64	1.198,89
-4	-20	49,61	143,32	31,69	189,48	28	-2,2	185,35	361,05	168,81	432,70	90	32,2	687,64	1.160,31	719,34	1.291,22
-2	-18,9	56,50	154,34	37,90	201,88	29	-1,7	190,86	369,31	174,32	442,35	95	35	745,52	1.252,64	785,48	1.387,69
0	-17,8	63,39	165,36	44,79	214,29	30	-1,1	195,68	378,27	179,83	452,00	100	37,8	807,53	1.349,79	855,76	1.489,66
1	-17,2	66,83	170,88	48,23	220,49	31	-0,6	201,19	387,23	185,35	461,64	105	40,6	872,30	1.452,45	930,18	1.596,46
2	-16,7	70,28	176,39	51,68	226,69	32	0	207,40	396,19	191,55	471,29	110	43,3	939,82	1.559,94	1.008,73	1.708,08
3	-16,1	73,73	181,90	55,12	233,58	33	0,6	212,91	405,14	197,75	481,62	115	46,1	1.011,48	1.672,25	1.092,10	1.825,21
4	-15,6	77,17	188,10	59,26	240,47	34	1,1	218,42	414,10	203,26	491,27	120	48,9	1.085,90	1.790,76	1.179,60	1.947,86
5	-15	81,30	194,30	62,70	246,67	35	1,7	224,62	423,75	209,46	501,61	125	51,7	1.165,13	1.914,79	1.271,93	2.076,71
6	-14,4	84,75	200,50	66,83	253,56	36	2,2	230,13	432,70	215,66	511,94	130	54,4	1.247,13	2.045,01	1.369,08	2.210,38
7	-13,9	88,88	206,71	70,28	261,14	37	2,8	236,33	442,35	221,86	522,28	135	57,2	1.333,25	2.181,44	1.471,06	2.350,94
8	-13,3	93,02	212,91	74,41	268,03	38	3,3	242,54	452,00	228,75	533,30	140	60	1.423,52	2.323,38	1.578,54	2.498,39
9	-12,8	96,46	219,11	78,55	274,92	39	3,9	248,74	462,33	234,96	544,33	145	62,8	1.517,91	2.472,89	1.691,54	2.652,73
10	-12,2	100,60	226,00	81,99	282,50	40	4,4	254,94	471,98	241,85	554,66	150	65,6	1.616,44	2.628,61	1.810,06	2.813,96
11	-11,7	104,73	232,20	86,13	290,08	41	5	261,14	482,31	248,05	565,69	155	68,3	1.719,10	2.791,22	1.934,08	2.982,77

Vacío: números en rojo.  
Presión manométrica: números en negra.

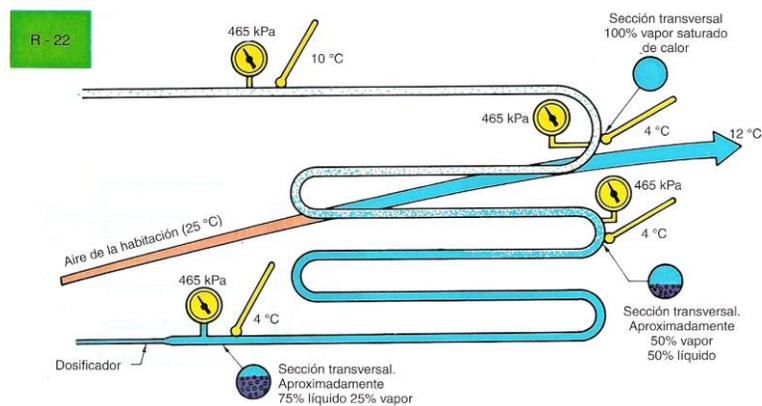
**Fuente: W. Whitman, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado.**

Cuando un refrigerante como el R-22 entra en un serpentín de un sistema de acondicionamiento de aire lo hace como una mezcla de aproximadamente, un 75% líquido y un 25% vapor. La mezcla está ebullendo y evaporándose en el tubo, con el líquido transformándose en vapor a todo lo largo del mismo, debido a que se está añadiendo calor procedente del aire a la bobina, como se ilustra en la figura 2. Aproximadamente a mitad de

recorrido de la bobina, la mezcla está compuesta más por vapor que por líquido. El propósito del evaporador consiste en evaporar todo el líquido antes de alcanzar el final de la bobina. Esto sucede al alcanzar el 90% del recorrido de la bobina, aproximadamente, habiendo desaparecido todo el líquido y quedando sólo vapor puro (vapor saturado). Éste es el punto donde el vapor comenzaría a condensarse si se eliminara calor, o a sobrecalentarse si se añadiera calor adicional. Cuando un vapor está sobre calentado, ya no cumple con las relaciones entre presión y temperatura; absorberá calor mensurable y su temperatura se incrementará. El sobrecalentamiento se considera una especie de seguro para la refrigeración, porque asegura que ninguna cantidad de líquido llegue a atravesar el evaporador. Cuando existe algo de sobrecalentamiento, no hay líquido saliendo del evaporador.

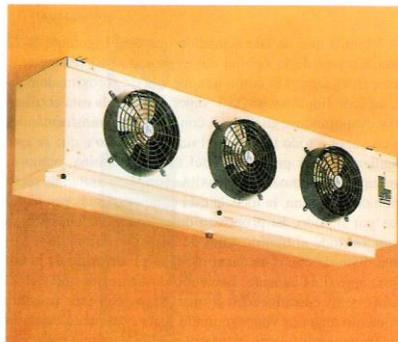
Existen muchas configuraciones de diseño para los evaporadores. Sin embargo, todos absorben calor hacia dentro del sistema a partir de la sustancia que hay que enfriar. La sustancia puede ser un sólido, un líquido o un gas, y el evaporador se diseña teniendo en cuenta las condiciones apropiadas. La figura 3 muestra un evaporador típico. Una vez absorbido hacia dentro del sistema, el calor se encuentra en el gas refrigerante, siendo introducido en el compresor.

**Figura 2 Principio básico de funcionamiento de un evaporador.**



**Fuente: W. Whitman, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado.**

**Figura 3 Evaporador típico.**



**Fuente: W. Whitman, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado.**

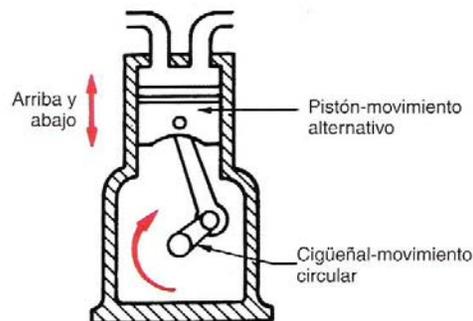
- El compresor

El compresor es el corazón del sistema de refrigeración. Bombea calor a través del sistema en forma de vapor refrigerante recalentado. Un compresor puede considerarse una especie de bomba de vapor. Reduce la presión en el lado de baja presión del sistema, que incluye el evaporador, e incrementa la presión en el lado de alta presión. Todos los compresores de los sistemas de refrigeración realizan esta función comprimiendo el vapor refrigerante. Esta compresión puede ser realizada de diversas maneras con distintos tipos de compresores. Los compresores más comunes utilizados en el acondicionamiento de aire y la refrigeración domésticos y comerciales son el compresor alternativo, el giratorio y el compresor en espiral.

El compresor alternativo utiliza un pistón en un cilindro para comprimir el refrigerante, como muestra la figura 4. Una serie de válvulas, usualmente de lengüeta o de charnela, aseguran que el refrigerante fluya en la dirección adecuada. Este compresor se conoce con el nombre de compresor de desplazamiento positivo. Cuando el cilindro está relleno de vapor, debe ser vaciado a medida que el compresor invierte su sentido, o pueden producirse daños. Durante muchos años, ha sido el compresor más comúnmente utilizado para sistemas de hasta 100 CV. Actualmente se utilizan también diseños más modernos y eficientes de compresores.

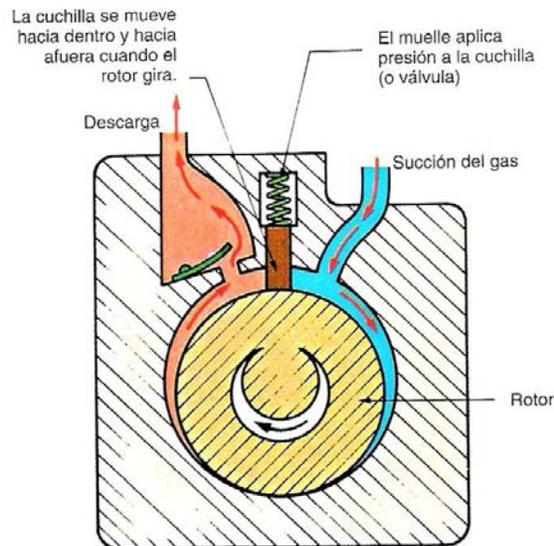
El compresor giratorio es también un compresor de desplazamiento positivo y se emplea para aplicaciones en el rango de los equipos de pequeño tamaño, como los acondicionadores de aire de montaje en ventana, los refrigeradores domésticos y algunos sistemas de aire acondicionado central. Estos compresores son extremadamente eficientes y tienen pocas partes móviles, como se muestra en la figura 5. Este compresor utiliza un pistón giratorio de tipo tambor que comprime el vapor refrigerante hacia el orificio de descarga. Estos compresores son, típicamente, muy pequeños comparados con los compresores alternativos de la misma capacidad.

**Figura 4 Compresor alternativo.**



**Fuente: W. Whitman, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado.**

**Figura 5 Compresor giratorio.**



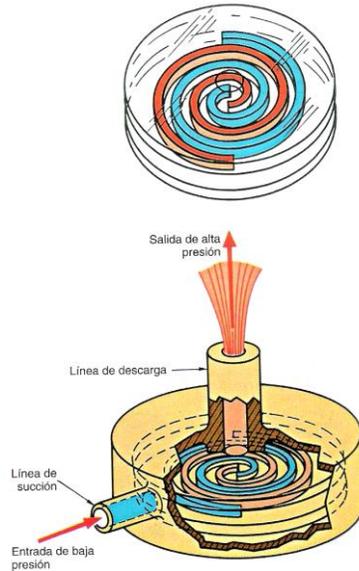
**Fuente: W. Whitman, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado.**

El compresor espiral es uno de los compresores más recientemente desarrollados y tiene un mecanismo de funcionamiento completamente distinto. Tiene una parte fija que parece un muelle en espiral y una parte móvil que encaja y se engrana con la parte estacionaria, como se muestra en la figura 6. La parte móvil orbita dentro de la parte fija y comprime el vapor desde el lado de baja presión al lado de alta presión del sistema, entre las partes móvil y fija. Varias etapas de compresión tienen lugar en la espiral al mismo tiempo, lo que lo hace un compresor con un movimiento muy suave y con pocas partes móviles. La espiral está sellada en su parte superior e inferior por la acción del material de goma, y en el conducto mediante una junta de estanqueidad. Estas superficies de sellado evitan que el refrigerante del lado de alta presión pase al lado de baja presión durante el funcionamiento. Es un compresor de desplazamiento positivo con una limitación: se trata de desplazamiento positivo hasta que el diferencial de presión supera un cierto nivel, momento en que las espirales son capaces de separarse y el refrigerante de alta presión puede retroceder en el compresor, previniendo la sobrecarga.

Los sistemas comerciales de gran tamaño utilizan otros tipos de compresores, porque deben mover mucho más vapor refrigerante a través del sistema. El compresor centrífugo se utiliza en los sistemas de aire acondicionado de gran tamaño. Es muy parecido a un gran ventilador (ver figura 7) y no es del tipo de desplazamiento positivo.

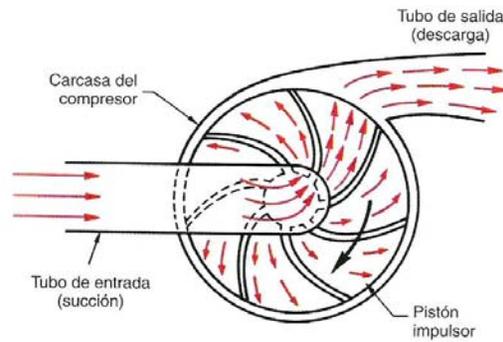
El compresor de tornillo se emplea también por las mismas razones que el compresor centrífugo, salvo porque también se lo emplea en aplicaciones de baja temperatura en el campo de la refrigeración. Se trata de un compresor de desplazamiento positivo (ver figura 8).

**Figura 6 Compresor espiral.**



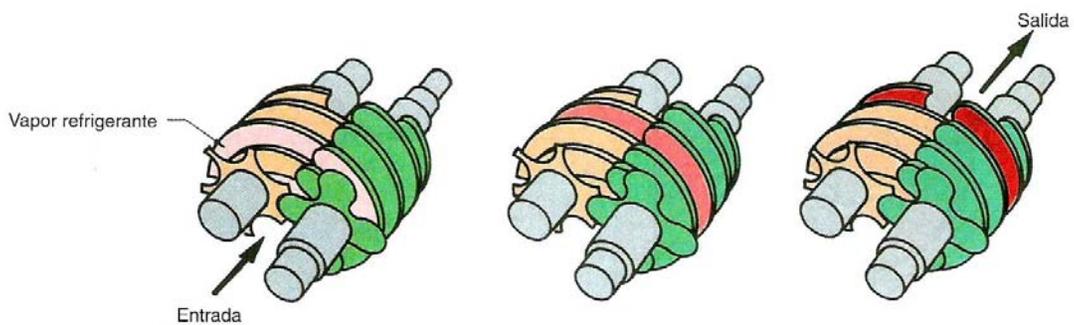
**Fuente: W. Whitman, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado.**

**Figura 7 Compresor centrífugo.**



**Fuente: W. Whitman, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado.**

**Figura 8 Compresor de tornillo.**



UNA ETAPA DE COMPRESIÓN A MEDIDA QUE EL REFRIGERANTE ATRAVIESA EL COMPRESOR DE TORNILLO

**Fuente: W. Whitman, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado.**

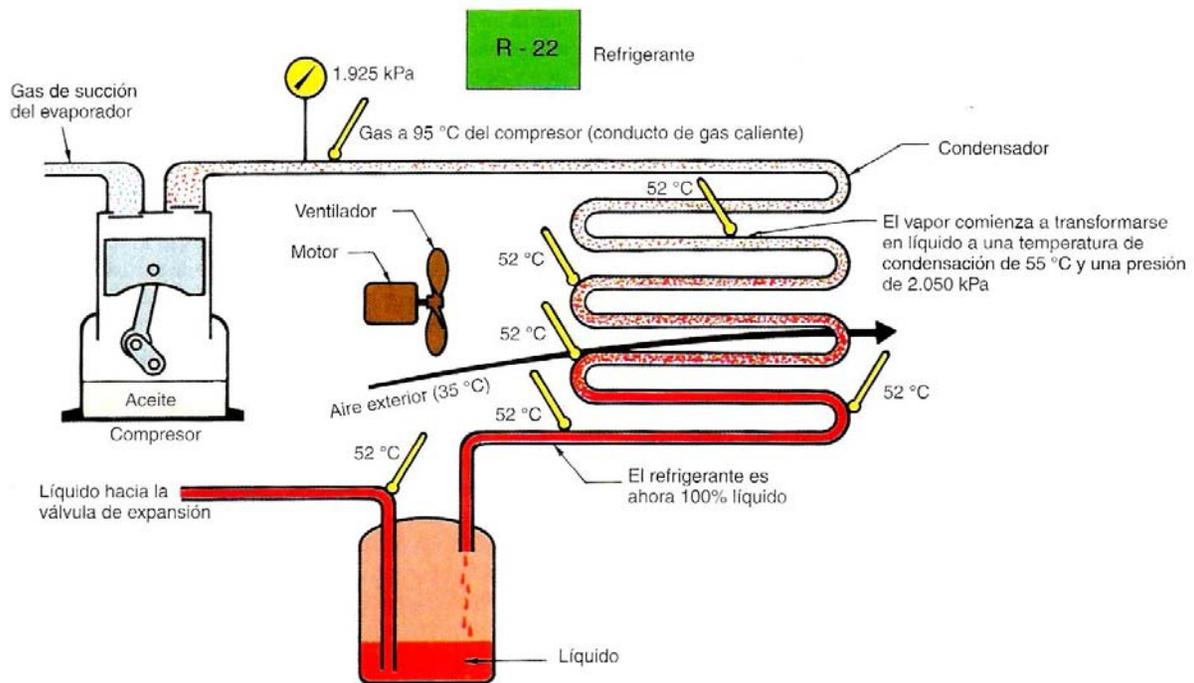


En general, todo compresor realiza la misma función, independientemente del tipo que sea. Puede considerarse como un componente que incrementa la presión en el sistema y desplaza el vapor refrigerante desde el lado de baja presión hacia el lado de alta presión, dirigiéndolo hacia el condensador.

- El condensador

El condensador expulsa del sistema de refrigeración el calor absorbido por el evaporador y bombeado por el compresor. El condensador recibe el gas caliente que sale del compresor a través del corto tubo que une el compresor y el condensador y que se denomina conducto de gas caliente (ver figura 9). El compresor fuerza al gas caliente a entrar por la parte superior de la bobina del condensador. El gas es empujado a alta velocidad y a alta temperatura (unos 95°C). El gas no cumple con las relaciones de presión/temperatura, porque la presión de descarga es de 1.925 kPa para R-22. La presión de descarga para 95°C se encuentra fuera de la tabla de presión/temperatura. La temperatura a la que el cambio de estado tendría lugar es de 52 °C. Esta temperatura establece la presión de descarga de 1.925 kPa.

**Figura 9 Principio básico de un condensador.**



**Fuente: W. Whitman, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado.**

El gas que entra en el condensador está tan caliente, comparado con el aire circundante, que comienza a producirse un intercambio de calor inmediatamente en el aire. El aire circundante que pasa sobre el condensador está a 35°C, mucho menos que los cerca de 95

°C del gas que entra en el condensador. A medida que el gas se mueve a través el condensador, comienza a entregar calor al aire circundante, lo que origina una disminución en la temperatura del gas. El gas continúa enfriándose hasta que alcanza la temperatura de condensación de 52°C y el cambio de estado comienza a producirse. El cambio de estado tiene lugar lentamente al principio, convirtiéndose pequeñas cantidades de vapor en líquido, y se acelera a medida que la mezcla de gas y líquido se mueve hacia el extremo final del condensador.

Cuando el refrigerante que está siendo condensado completa, aproximadamente, el 90% del recorrido a lo largo del condensador, el refrigerante del tubo está casi exclusivamente compuesto por líquido. En este momento puede extraerse de dicho líquido más calor. El líquido al final del condensador está a la temperatura de condensación de 52°C y todavía puede entregar algo del calor al aire circundante, que está a 35 °C. Cuando el líquido al final del condensador baja de los 52°C, se denomina subenfriado.

Tres cosas importantes pueden suceder con el refrigerante en el condensador:

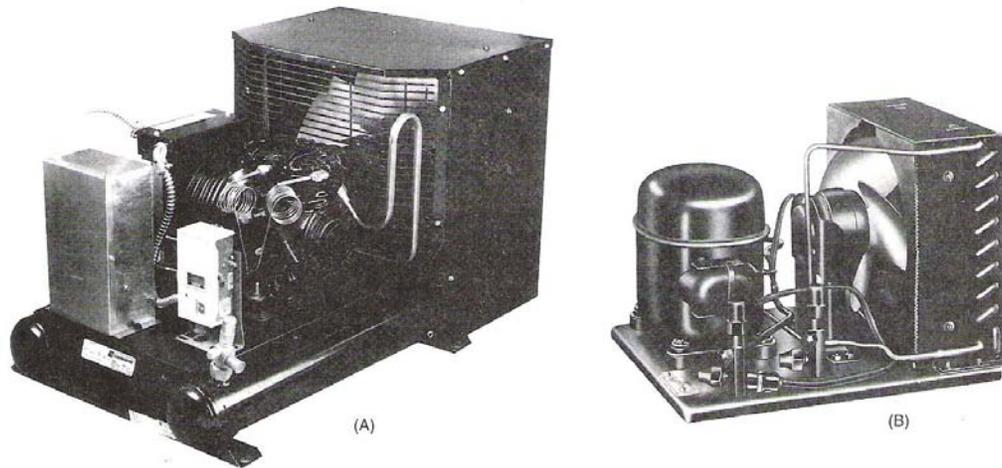
- El gas caliente procedente del compresor es des-sobrecalentado desde la alta temperatura de descarga hasta la temperatura de condensación. La temperatura de condensación determina la presión de descarga.
- El refrigerante se condensa, transformándose de vapor a líquido.
- La temperatura del refrigerante líquido puede ahora descender por debajo de la temperatura de condensación, es decir, el refrigerante puede ser subenfriado. Usualmente puede subenfriarse el refrigerante de 5 °C a 10 °C por debajo de la temperatura de condensación

Existen muchos tipos de dispositivos de condensación. El condensador es el componente que expulsa calor hacia afuera del sistema de refrigeración. Dicho calor puede tener que ser expulsado hacia alguna sustancia sólida, líquida o gaseosa, y el condensador debe ser diseñado teniendo en cuenta dichas condiciones. La figura 10 muestra algunos tipos.

- Dosificador de refrigerante

Un tipo de dosificador es un tipo sencillo de tamaño fijo conocido con el nombre de orificio. Se trata de una pequeña restricción de tamaño fijo en mitad del conducto, como se muestra en la figura 11. Este dispositivo retiene el flujo de refrigerante y es el punto divisor entre los lados de alta presión y de baja presión del sistema. Sólo puede entrar en el líquido puro. El tubo que lleva hasta el orificio puede tener el tamaño de un pincel, y el agujero de precisión del orificio puede tener el tamaño de una aguja de coser muy fina. Como puede verse en la figura, el flujo de gas se ve grandemente restringido en este punto. El refrigerante líquido que entra en el orificio se encuentra a una presión de 1.925 kPa; el refrigerante que sale del orificio es una mezcla de aproximadamente el 75% líquido y el 25% vapor, a una nueva presión de 480 kPa y a una nueva temperatura de 5°C.

**Figura 10 Condensadores típicos.**

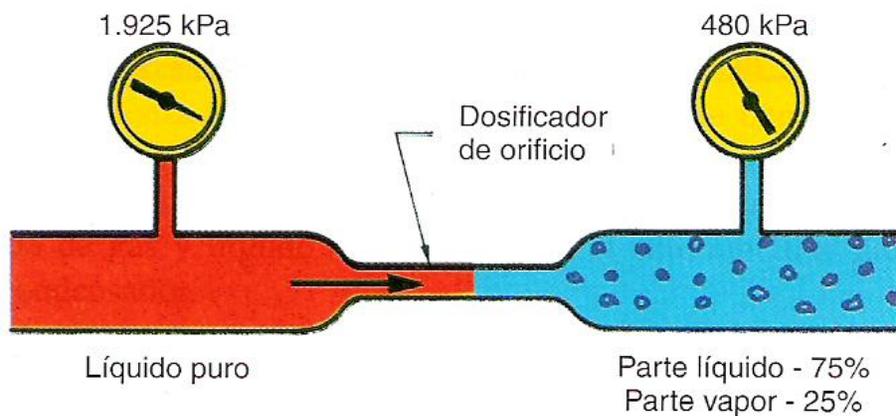


Unidades de condensación típicas. (A) Unidad de condensación semihermética enfriado por aire. (B) Unidad de condensación hermética enfriada por aire. Se muestra el compresor como parte de la unidad de condensación. Cortesía de (A) Copeland Corporation, (B) Tecumseh Products Company.

**Fuente: W. Whitman, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado.**

Cuando el refrigerante a alta presión pasa a través del orificio cambia de presión (1.925 kPa a 480 kPa) y una porción del refrigerante se transforma en un vapor (denominado gas *flash*), lo que enfría el gas restante a la relación presión/temperatura de 480 kPa, 5 °C. El líquido que entra en el orificio calentaría el líquido del evaporador si estuviera más caliente al llegar a éste. Esta rápida caída de presión en el dosificador hace disminuir el punto de ebullición del líquido que sale de dicho dispositivo.

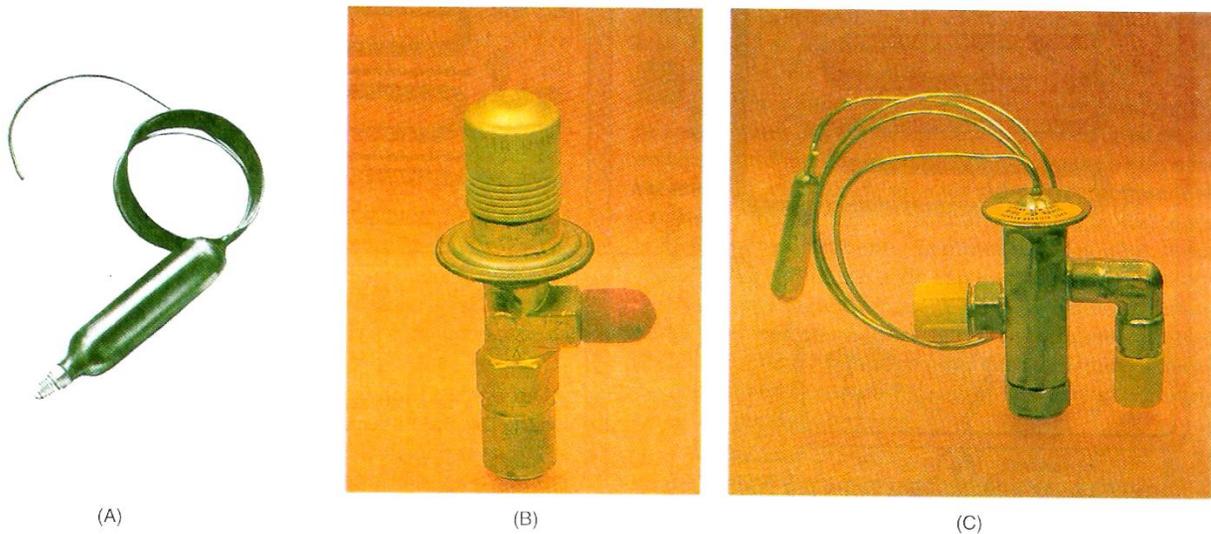
**Figura 11 Dosificador de orificio.**



**Fuente: W. Whitman, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado.**

Hay disponibles muchos tipos de dosificadores para distintas aplicaciones (ver figura 12)

**Figura 12 Tipos de dosificadores.**



Dosificadores. (A) Tubo capilar. (B) Automático. (C) Termostático. (A), *cortesía de Parker Hannifin Corporation*; (B) y (C), *fotografías de Bill Johnson*.

**Fuente: W. Whitman, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado.**

**1.2.3 Descripción de la operación de un sistema de refrigeración.** Un sistema típico de aire acondicionado que opere con una temperatura interior nominal de 20 °C tiene una humedad (contenido de vapor de agua del aire de la habitación sometida a acondicionamiento) del 50%. Estas condiciones deben mantenerse en el interior de la casa. El aire en el interior entrega calor al refrigerante. La bobina interior es también responsable de eliminar parte de la humedad del aire, para mantener la humedad relativa en un nivel aceptable. Este proceso se conoce con el nombre de deshumidificación.

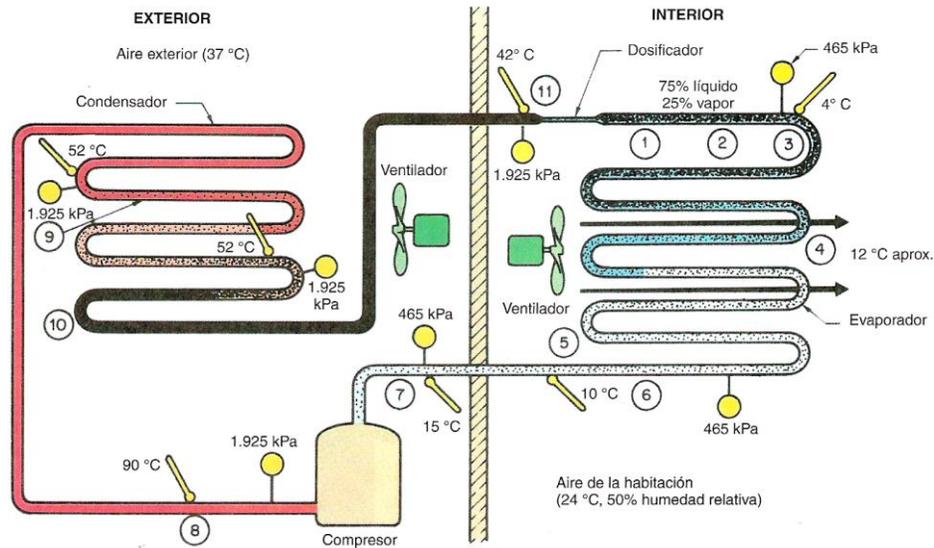
La eliminación de humedad requiere una energía considerable. Se necesita, aproximadamente, la misma cantidad de calor latente para condensar 1 kg de agua del aire, que para condensar 1 kg de vapor. Todos los sistemas de aire acondicionado deben disponer de algún método para tratar esta humedad una vez que ha sido transformada en líquido. Algunas unidades la eliminan por goteo, otras la drenan hacia conductos de desagüe y otras utilizan el líquido en el serpentín exterior para incrementar la capacidad del sistema, haciendo que esa agua se evapore en el condensador.

De acuerdo con la figura 13 se tienen las siguientes condiciones en donde los números indica la etapa respectiva en la figura:

1. Una mezcla compuesta por un 75% de líquido y un 25% de vapor sale del dosificador y entra en el evaporador.
2. La mezcla es R-22 a una presión de 465 kPa, lo que corresponde a un punto de ebullición de 4 °C.

3. La mezcla gira hacia abajo por el tubo del evaporador, con el líquido evaporándose a medida que se desplaza.

**Figura 13 Descripción de un sistema de refrigeración de aplicado a un aire acondicionado doméstico que utiliza R-22.**



Sistema típico de aire acondicionado para R-22, mostrando las temperaturas y el flujo de aire. El color rojo indica templado o caliente; el color azul indica fresco o frío.

**Fuente: W. Whitman, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado.**

4. Cuando la mezcla llega a mitad de camino en su recorrido por la bobina, está compuesta por un 50% de líquido y un 50% de vapor y continúa a la misma relación temperatura/presión, debido a que el cambio de estado está teniendo lugar.
5. El refrigerante es ahora un 100% vapor. En otras palabras, ha alcanzado el punto de saturación del vapor. Está saturada de calor porque, si se elimina cualquier parte de este calor en este punto, parte del vapor cambia de nuevo a líquido y, si añadimos calor, el vapor incrementa su temperatura. Esto se denomina sobrecalentamiento (el sobrecalentamiento es calor medible). El vapor saturado está todavía a 4°C y sigue siendo capaz de absorber más calor del aire de la habitación, que se encuentra a 24°C.
6. Ahora se tiene vapor puro, que está normalmente sobrecalentado unos 5 o 6 °C por encima del punto de saturación. Si se observa el conducto en la figura 13, en la posición correspondiente a este punto, se ve que la temperatura es de unos 10 °C.
7. Este vapor está lleno de calor porque contiene el calor eliminado del aire de la habitación. El calor ha sido absorbido en el refrigerante en ebullición, que se ha transformado en este vapor al final del conducto de succión.
8. El vapor es arrastrado hacia el interior del compresor por la acción de bombeo de éste, que crea una succión de baja presión. Cuando el vapor sale del evaporador, su temperatura es de unos 10°C, con 6 °C de sobrecalentamiento por encima de la temperatura de ebullición de saturación. A medida que el vapor se mueve hacia el compresor, está contenido en el conducto de succión. Este conducto está hecho, usualmente, de cobre y

está aislado para evitar que absorba calor de su entorno en el sistema; a pesar de todo, absorberá algo de calor. Puesto que el conducto de succión transporta vapor, cualquier calor que absorba hará incrementarse rápidamente la temperatura. No hace falta mucho calor mensurable para incrementar la temperatura de un vapor. Dependiendo de la longitud del conducto y de la calidad del aislamiento, la temperatura del conducto de succión puede ser de 15 °C en el extremo conectado al compresor.

9. El gas altamente sobrecalentado abandona el compresor a través del conducto de gas caliente en el lado de alta presión del sistema. Este conducto es, normalmente, muy corto, porque el condensador suele estar situado cerca del compresor. En un día de calor, el conducto de gas caliente puede estar próximo a los 90 °C con una presión de 1.925 kPa. Puesto que la temperatura de saturación correspondiente a 1.925 kPa es 52 °C, el conducto de gas caliente tiene unos 38 °C de sobrecalentamiento, que han de ser eliminados antes de que la condensación pueda tener lugar. Puesto que el conducto está tan caliente y hay presente vapor, el conducto entregará calor fácilmente a su entorno. La temperatura del aire circundante es de 37 °C.
10. El sobrecalentamiento ha sido eliminado, hasta alcanzar la temperatura de condensación de 52 °C, y se está comenzando a formar refrigerante líquido
11. El refrigerante es ahora 100% líquido a la temperatura saturada de 52 °C. A medida que el líquido progresa a través de la bobina, el aire continúa enfriándolo por debajo de la temperatura real de condensación. El líquido puede llegar a alcanzar 10 °C por debajo de la temperatura de condensación de 52 °C antes de alcanzar el dosificador.
12. El refrigerante líquido llega al dosificador a través de un tubo, usualmente de cobre, procedente del condensador. Este conducto de líquido se suele colocar durante el proceso de instalación y no está aislado. La distancia entre los dos componentes puede ser larga y el conducto puede entregar calor durante ese trayecto. El calor entregado en este punto abandona el sistema, lo que es positivo. El refrigerante que entra en el dosificador puede estar hasta 10 °C más frío que la temperatura de condensación de 52°C, de modo que el conducto de líquido que llega al dosificador puede estar a 42°C. El refrigerante que entra en el dosificador es 100% líquido. En la corta distancia representada por el orificio del dosificador (un agujero del tamaño de ojo de una aguja pequeña), dicho líquido se transforma en una mezcla de, aproximadamente, 75% líquido y 25% vapor. El 25% de vapor recibe el nombre de gas *flash* y se emplea para enfriar el 75% restante de líquido hasta 4°C, la temperatura de ebullición en el evaporador.

El refrigerante ha completado ahora el ciclo de refrigeración y está listo para volver a empezar otro nuevamente.

**1.2.4 Refrigerantes.** Los sistemas de aire acondicionado y refrigeración domésticos y comerciales utilizan comúnmente tres refrigerantes (en los equipos existentes puede todavía encontrarse un cuarto tipo): R:22, utilizado principalmente en el acondicionamiento de aire; R-12, usado principalmente en la refrigeración de media y alta temperatura (R-134a se emplea como sustituto de R-12 en algunas instalaciones) y R-502, usado fundamentalmente en la refrigeración de baja temperatura (R-22 comienza a ser usado más frecuentemente en

este tipo de aplicaciones). En algunos equipos antiguos todavía puede encontrarse refrigerante R-500.

Las principales características de un refrigerante deben ser:

- Debe ser seguro para proteger a las personas de intoxicaciones o daños, o incluso la muerte, si el refrigerante escapa del sistema.
- Debe ser fácilmente detectable. El primer procedimiento de detección de fugas que puede usarse, en las fugas de gran tamaño, consiste en escuchar el silbido que provoca el refrigerante al escaparse, aunque no sea la mejor forma en todos los casos, ya que algunas fugas pueden ser tan pequeñas que no sean audibles por las personas. Las burbujas de jabón son una forma práctica y simple de detectar fugas o emplear productos preparados comerciales que proporcionan grandes burbujas elásticas.
- El punto de ebullición del refrigerante debe ser bajo a la presión atmosférica, para poder obtener bajas temperaturas sin necesidad de crear un vacío.
- Las características de bombeo se relacionan con cuánto vapor refrigerante es bombeado por unidad de trabajo realizada. El agua fue rechazada como refrigerante práctico para los equipos de pequeño tamaño debido en parte a esta razón. 1 kg de agua a 5 °C tiene un volumen de vapor de 152 m<sup>3</sup>, comparado con los 0,04 m<sup>3</sup>, aproximadamente, del R-22. Debido a esto, el compresor debería tener un gran tamaño para un sistema que utilizara agua.

**1.2.5 Evaluación de los equipos de refrigeración.** El método de evaluar los equipos de refrigeración procede del tiempo en que se utilizaba hielo como fuente para eliminar calor. Se necesitan 36,29 Kcal. (144 Btu) para fundir una libra de hielo a 0 °C. Este mismo valor se emplea también en la evaluación de los equipos de refrigeración.

El término empleado para designar a esta evaluación es la tonelada o ton. Una tonelada o ton de refrigeración es la cantidad de calor requerida para fundir una tonelada de hielo (una tonelada americana, que equivale a 2.000 lb.) en un periodo de 24 horas. Como se necesitan 144 Btu de calor para fundir una libra de hielo, entonces se necesitarán dos mil veces más calor para fundir una tonelada de hielo (2.000 lb. = 1 tonelada): 144 Btu/lb. X 2.000 lb. = 288.000 Btu (72.576 Kcal.) para fundir una tonelada de hielo. Cuando esto se realiza en un periodo de 24 h, se dice que es 1 ton de refrigeración. Las mismas reglas se aplican cuando se elimina calor de una sustancia. Por ejemplo, un acondicionador de aire que tenga una capacidad de 1 ton, eliminará 72.576 Kcal. /24h o 3.024 Kcal. /h o 50,4 Kcal. /min.

### 1.3 PRINCIPIOS DE AIRE ACONDICIONADO

En un sentido amplio el acondicionamiento del aire incluye los conceptos de calefacción, humidificación, filtración y refrigeración del aire. Sin embargo, teniendo en cuenta que las condiciones climáticas de Colombia en donde predomina un clima cálido sólo se presentará una breve descripción del tema de refrigeración del aire con algunos conceptos sobre filtración y humidificación.

**1.3.1 Confort.** El concepto de confort describe un delicado equilibrio de sensaciones placenteras del cuerpo producidas por su entorno. De acuerdo a la norma ISO 7730 el confort (desde un punto de vista térmico) es la condición de la mente que expresa satisfacción térmica. El concepto de atmósfera confortable describe nuestro entorno cuando no somos conscientes de ninguna incomodidad. El confort proviene de factores internos (metabolismo) y externos (vestimenta, temperatura, humedad relativa, velocidad del aire e intercambio radiante con los alrededores).

El cuerpo humano tiene un sofisticado sistema de regulación, destinado tanto al aseguramiento de su protección como a la consecución de su confort. El cuerpo humano puede ir de una casa caliente a los  $-15^{\circ}\text{C}$  del exterior y, al hacerlo, comienza a compensar internamente las condiciones del entorno. Igualmente, puede pasar de una casa fresca a los  $35^{\circ}\text{C}$  del exterior y, al hacerlo, empezará de inmediato a ajustar su funcionamiento para mantener el cuerpo confortable y evitar su sobrecalentamiento. Los ajustes del cuerpo se realizan a través de los sistemas circulatorio y respiratorio. Cuando se expone el cuerpo humano a un clima demasiado frío, empieza a temblar (una reacción involuntaria) para calentar el cuerpo. Cuando el cuerpo alcanza una temperatura excesiva, los vasos sanguíneos cercanos a la piel se dilatan en un esfuerzo por acercar la sangre al aire del entorno e intentar aumentar el intercambio de calor con el aire. Si este esfuerzo no es suficiente, el cuerpo empieza a transpirar y la evaporación de esta transpiración enfría el cuerpo.

La temperatura del cuerpo suele ser de unos  $37^{\circ}\text{C}$ . Se tiene la sensación de gusto cuando el calor del cuerpo se está transmitiendo al entorno a la velocidad correcta. Sin embargo, para que se dé esta situación de confort o de equilibrio, han de cumplirse ciertas condiciones. El cuerpo humano intercambia (emite y absorbe) calor con su entorno mediante los tres métodos existentes de transmisión de calor, conducción, convección y radiación.

La evaporación de la transpiración podría considerarse una cuarta vía. Cuando la relación entre el cuerpo y el ambiente se encuentra en una condición especial de comodidad, el cuerpo está disipando calor a una velocidad estable que es confortable.

El ambiente ha de estar más frío que el cuerpo para que éste pueda disipar calor y se encuentre cómodo. Un conjunto típico de condiciones que conducen a la sensación de confort, cuando el cuerpo está en reposo (sentado), consiste en una temperatura ambiente de unos  $24^{\circ}\text{C}$ , con un 50% de humedad relativa y un ligero movimiento del aire. En estas circunstancias, el aire del ambiente está  $13^{\circ}\text{C}$  más frío que el cuerpo humano. Cuando el ambiente esté más fresco, se aplicará un conjunto de condiciones diferentes (por ejemplo, llevar algo más de ropa). En resumen, las siguientes afirmaciones pueden servir de guía para obtener una situación confortable (relación entre el cuerpo humano en reposo y la atmósfera que lo rodea) sobre todo en climas que tienen estaciones:

En invierno:

- Una temperatura inferior se puede compensar con una humedad mayor.



- Cuanto menor sea la humedad, mayor ha de ser temperatura.
- El movimiento del aire es más notorio.

En verano:

- Cuando la humedad relativa es elevada, el movimiento del aire ayuda a compensarla.
- Las temperaturas más altas se pueden compensar con una humedad menor.

Las condiciones de comodidad son diferentes en invierno y en verano. Las diferencias en el estilo de ropa que se utiliza en lugares distintos introducen ligeras diferencias en los requisitos de temperatura del ambiente acondicionado para obtener un confort adecuado.

El metabolismo del cuerpo varía de una persona a otra. Las mujeres, por ejemplo, desarrollan menos calor, por su constitución, que los hombres. El sistema circulatorio suele trabajar peor en las personas ancianas que en los jóvenes.

**1.3.2 Sicrometría.** La sicrometría consiste en el estudio del aire y de sus propiedades. Cuando una persona se mueve por una habitación, no es consciente del aire que ésta contiene, pero el aire tiene peso y ocupa espacio. La densidad del aire es de  $1,2 \text{ kg/m}^3$ , mientras que la del agua es de  $1.000 \text{ kg/m}^3$ . El peso del aire contenido en una habitación se puede calcular multiplicando el volumen de la habitación por el peso por unidad de volumen del aire.

El aire no está totalmente seco. El agua de la superficie de la Tierra (un 65% de la cual es agua) y la lluvia mantienen un cierto contenido de agua en la atmósfera, en todo momento y en todas partes (incluso en el desierto). El agua que contiene la atmósfera es lo que se llama humedad.

Por otra parte, el aire no es un elemento o gas puro, sino que consiste en una mezcla de varios gases diferentes: alrededor de un 78% de nitrógeno, un 21% de oxígeno y aproximadamente un 1% de otros gases. La presencia de estos gases en el aire se debe a que están altamente recalentados. Por ejemplo, el nitrógeno hierve a  $-195^\circ\text{C}$  y el oxígeno a  $-183^\circ\text{C}$ , ambos a presión atmosférica. Ésta es la razón de que se afirme que ambos son gases recalentados [están recalentados varios cientos de grados por encima del cero absoluto ( $0^\circ$  Kelvin)]. Cada gas ejerce una presión sobre su entorno de acuerdo con la Ley de las Presiones Parciales de Dalton, que dice que puede considerarse que cada uno de los gases de una mezcla actúa independientemente de los demás y que la presión total ejercida por una mezcla de gases equivale a la suma de las presiones parciales de cada uno de los gases de la mezcla. Un cierto volumen puede ser ocupado por varios gases al mismo tiempo. A veces, cuando el vapor de agua queda suspendido en el aire, se habla de «aire húmedo». Si el aire tiene una gran cantidad de agua en suspensión, puede que ésta llegue a verse (por ejemplo, la niebla o una nube).

El contenido de agua en el aire (su humedad) se mide por su peso, expresado en gramos. El aire sólo es capaz de retener una muy pequeña cantidad de vapor de agua. Una atmósfera que esté húmeda al 100% a 21°C, tiene una presión de vapor de 760 mm Hg y puede aceptar hasta 15,8 gramos de humedad por kg de aire. Se utilizan varios métodos para calcular el porcentaje de humedad contenida en el aire, siendo el de la humedad relativa el más práctico y el que más se utiliza para medidas de campo. Se basa en la comparación entre el vapor de agua, en peso, contenido en 1 kg de aire y el vapor de agua que esa misma cantidad de aire podría llegar a almacenar si estuviese saturada al 100%.

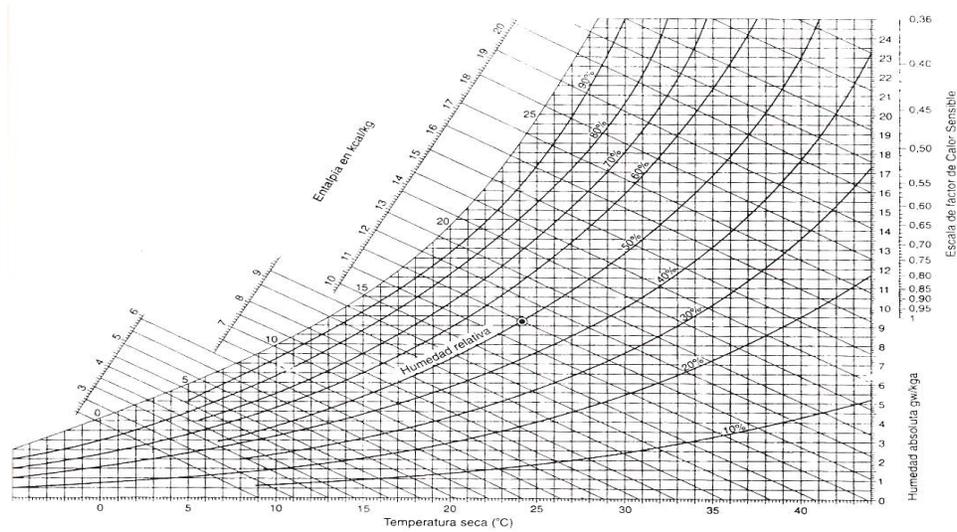
La humedad relativa se basa en el vapor de agua suspendido en 1 Kg de aire, comparado con el que podría llegar a retener suspendido ese mismo Kg de aire si éste estuviera saturado al 100%.

**1.3.3 Temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo.** Se puede analizar el contenido de agua del aire utilizando una combinación de las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo. La temperatura de bulbo seco corresponde al nivel de calor mensurable del aire, y se obtiene mediante el uso de un termómetro normal. La temperatura de bulbo húmedo se obtiene mediante el uso de un termómetro dotado de una mecha en uno de sus extremos, empapada en agua destilada. La medición de un termómetro de bulbo húmedo tiene en cuenta la humedad del aire cuya temperatura se mide, por lo que refleja todo el calor contenido en el aire, y no sólo el mensurable. El termómetro de bulbo húmedo se enfriará más que el de bulbo seco debido a la evaporación del agua destilada. El uso del agua destilada se debe a que algunas clases de agua llevan minerales indeseables disueltos o en suspensión, algunos de los cuales son susceptibles de alterar la temperatura del punto de ebullición del agua. La diferencia entre la medición de bulbo seco y la de bulbo húmedo se conoce con el nombre de depresión de bulbo húmedo.

**1.3.4 Temperatura del punto de rocío.** La temperatura del punto de rocío es la temperatura umbral a partir de la cual, si se disminuye, se empieza a condensar la humedad del aire, pasando al estado líquido. Por ejemplo, si se pusiera un vaso de agua caliente en una habitación cuya temperatura ambiente fuera de 24 °C y cuya humedad relativa fuera del 50%, el agua del vaso se evaporaría paulatinamente en el ambiente. Si enfriamos el vaso gradualmente con hielo, cuando la superficie del vaso alcance los 13 °C, el agua empezará a formar gotitas en ella. La humedad de la habitación se recolectará también en el interior del vaso, cuyo nivel de agua comenzará a aumentar. Esta temperatura, a la que se condensa en forma de gotitas el agua que contiene el aire, se denomina temperatura del punto de rocío del aire. Se puede retirar la humedad del aire haciéndolo pasar sobre una superficie cuya temperatura esté por debajo de la del punto de rocío; el agua se condensará sobre la superficie fría, como puede ser la del serpentín de un acondicionador de aire.

**1.3.5 Gráfico sicrométrico.** Toda la descripción anterior se puede trazar o dibujar sobre una gráfica sicrométrica (ver figura 14). Si se conocen dos condiciones cualesquier de las ya mencionadas, se puede trazar cualquiera de las otras condiciones. Las dos condiciones cuya determinación es más fácil son las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo del aire.

Figura 14 Ejemplo de gráfico de sicrométrica.



Fuente: W. Whitman, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado.

**1.3.6 Calor total.** Cantidad total de calor sensible o de calor latente presente en una sustancia, con respecto a un punto de referencia. Por calor sensible debe entenderse aquel que produce un cambio en el nivel de un termómetro. Por su parte, el calor latente es la energía calórica absorbida o rechazada cuando una sustancia cambia de estado y no se experimentan cambios de temperatura.

**1.3.7 Refrigeración del aire.** El acondicionamiento del aire (enfriamiento) consiste en aplicar la refrigeración a mantener fresca la temperatura ambiente de un edificio durante los meses calurosos del verano. El sistema de acondicionamiento del aire (refrigeración) elimina el calor que se infiltra en la estructura desde el exterior y lo devuelve al exterior. Todo lo visto en el apartado sobre refrigeración puede ser utilizado aquí.

El calor se introduce en un edificio por conducción, infiltración y radiación (los rayos del Sol o presión solar). La presión solar veraniega sobre una estructura es mayor en sus costados este y oeste, ya que el Sol brilla sobre ellos durante más tiempo. Si un edificio tiene un desván, se puede ventilar ese espacio de aire para ayudar a aliviar la presión solar sobre el techo. Si la casa carece de desván, se halla a merced del Sol, a menos que esté bien aislada. El calor conducido se introduce a través de las paredes, ventanas y puertas. La velocidad con que lo hace depende de la diferencia entre las temperaturas exterior e interior

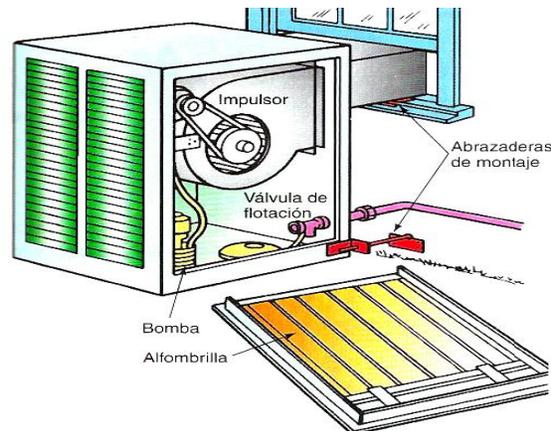
Parte del calor que consigue llegar hasta el interior de la estructura se filtra a través de las grietas que puede haber alrededor de puertas y ventanas. Otra parte entra del exterior cuando se abren las puertas para que entren o salgan personas del edificio. Las características del aire que se filtra varían de un lugar a otro. Como ejemplo la ciudad de Phoenix, en Estados Unidos, los valores típicos previstos en el diseño para las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo son de 41°C y 22°C, respectivamente, mientras que las del

aire del exterior en la ciudad de Atlanta (más al norte) pueden ser de 32°C para la de bulbo seco y 23°C para la de bulbo húmedo. Cuando el aire se cuela en la estructura, lleva consigo una cierta cantidad de humedad por unidad de volumen, que se filtra también hacia el interior. Al pasar del ambiente exterior al interior, el aire se enfría hasta la temperatura del ambiente interior. En Atlanta habrá normalmente más humedad en el aire infiltrado que en Phoenix.

- Enfriamiento por evaporación

Se han utilizado muchas formas de acondicionar el aire para conseguir un ambiente confortable. En aquellos climas en los que la humedad es baja, se ha venido empleando a lo largo de muchos años un dispositivo llamado enfriador por evaporación, como se muestra en la figura 15. En este dispositivo se utiliza como soporte de refrigeración una alfombrilla de fibra, montada en un marco, por la que se hace discurrir lentamente, de arriba abajo, una corriente de agua. El equipo dispone de un impulsor que absorbe aire del exterior y lo hace pasar a través de la almohadilla de fibra empapada en agua, proceso mediante el cual se evapora parte del agua de la alfombrilla, enfriando el aire hasta un punto próximo a la temperatura de bulbo húmedo del aire. El aire que entra en el edificio está muy húmedo, pero a una temperatura inferior a la de bulbo seco. Por ejemplo, en Phoenix, Arizona, la temperatura de bulbo seco en verano, para la que se diseñan los equipos, es de 41°C, a la vez que la de bulbo húmedo puede ser de 22 °C. Un enfriador por evaporación puede reducir la temperatura del aire que entra en el ambiente hasta 27°C de bulbo seco, lo que es bastante fresco, si se compara con los 41°C del exterior, incluso si la humedad es elevada.

**Figura 15** Enfriador por evaporación.



**Fuente:** W. Whitman, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado.

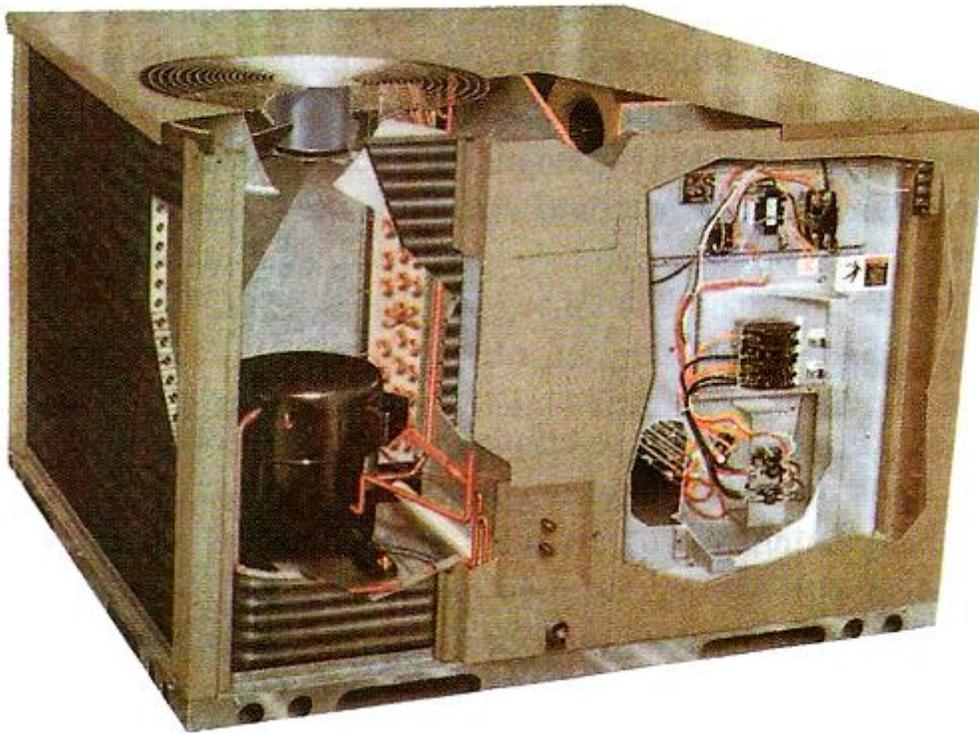
- Enfriamiento refrigerado

El acondicionamiento refrigerado del aire es similar a la refrigeración comercial, ya que se emplean los mismos componentes para enfriar el aire: el evaporador, el compresor, el condensador y el dispositivo dosificador. Hay diferentes formas de combinar estos

elementos para alcanzar el mismo objetivo, es decir, aire refrigerado para refrescar el ambiente.

En los equipos integrales de acondicionamiento del aire, todos los elementos se incorporan en un único armario o contenedor, por lo que se les llama también, a veces, equipos autocontenidos (ver figura 16). Hay conductos que canalizan aire hacia y desde el equipo. Los equipos integrales se pueden colocar adosados a una pared del edificio o encima de la estructura. En algunos casos, el armario o contenedor del equipo integral aloja también un conjunto calefactor.

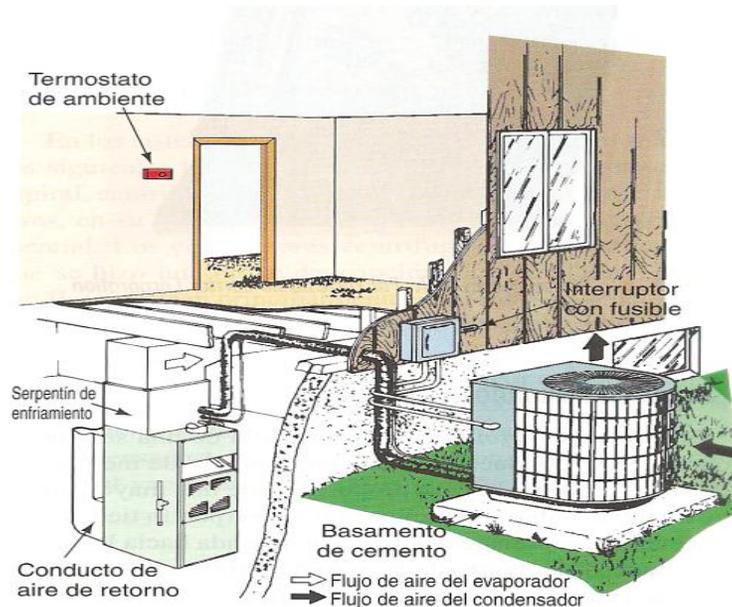
**Figura 16 Acondicionador de aire integral.**



**Fuente: W. Whitman, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado.**

En un sistema dividido de acondicionamiento del aire, el condensador se coloca en el exterior del edificio, lejos del evaporador, utilizando conducciones de refrigerante para conectar ambas partes del sistema. El evaporador se puede colocar en un desván, en algún espacio reducido por debajo de la habitación que se ha de refrigerar, o en un armario, utilizándose sistemas de flujo inferior o superior. El ventilador que se precisa para impulsar el aire a través de la unidad de evaporación puede estar incluido en el equipo de calefacción o el sistema de acondicionamiento del aire puede disponer de su propio ventilador (ver figura 17).

Figura 17 Sistema dividido de acondicionamiento del aire.



Fuente: W. Whitman, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado.

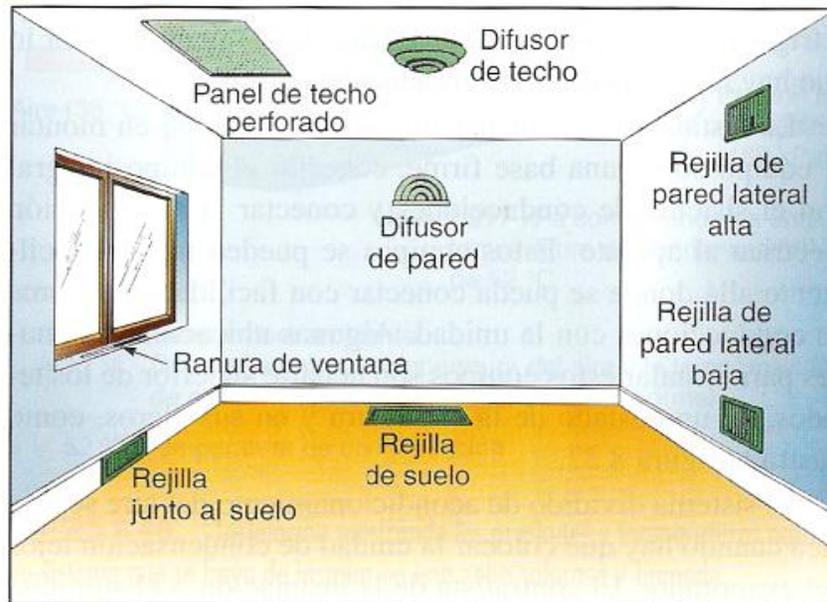
**1.3.8 Componentes de la parte área.** La zona de aire de los sistemas de acondicionamiento del aire consta de los sistemas de suministro de aire y de retorno del aire. En un sistema de acondicionamiento del aire, el flujo de aire correspondiente a climas de humedad media suele ser de unos  $11 \text{ m}^3/\text{min}\cdot\text{ton}$ . En otros climas, puede que haya que utilizar un caudal distinto. En zonas costeras, habitualmente más húmedas, el caudal puede ser de  $9 \text{ m}^3/\text{min}\cdot\text{ton}$ , mientras que puede llegar a ser de  $13 \text{ m}^3/\text{min}\cdot\text{ton}$  en zonas desérticas. En una aplicación típica, para un clima de tipo medio, puede esperarse que la temperatura del aire que sale del manipulador del aire sea de unos  $13 \text{ }^\circ\text{C}$ . Cuando la conducción del aire atraviesa una zona sin acondicionar, debe estar bien aislada o, de lo contrario, se depositará rocío sobre ella y absorberá un calor no deseado de sus alrededores. El aislamiento debe tener una barrera contra el vapor, para evitar que la humedad penetre en el aislamiento y se acumule sobre el conducto metálico. Todas las conexiones del aislamiento deben estar firmemente unidas, debiéndose utilizar una barrera contra el vapor en todas las juntas.

El aire de retorno suele estar a  $24^\circ\text{C}$  y puede que no precise aislamiento si su conducto atraviesa zonas sin acondicionar. Si el ambiente sin acondicionar es un espacio reducido y bajo o es un sótano, la temperatura puede ser de  $24 \text{ }^\circ\text{C}$  y no haber intercambio de calor. Incluso si se llega a intercambiar una pequeña cantidad de calor, se debe realizar una estimación de costes para analizar si es más costoso aislar el conducto del ambiente sin acondicionar o permitir que se produzca tal intercambio. Si tal conducto atraviesa un desván, entonces sí hay que aislarlo.

El aire fresco se distribuirá mejor si sale de una rejilla de suministro ubicada en el techo de las habitaciones, ya que el aire fresco caerá hacia el suelo tras abandonar la rejilla. El punto

final de la distribución es aquél en el que se mezclan el aire fresco y el aire de la habitación para obtener una situación de confort (ver Figura 18).

**Figura 18 Ejemplos de distribución del aire en una habitación.**



**Fuente:** W. Whitman, Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado.



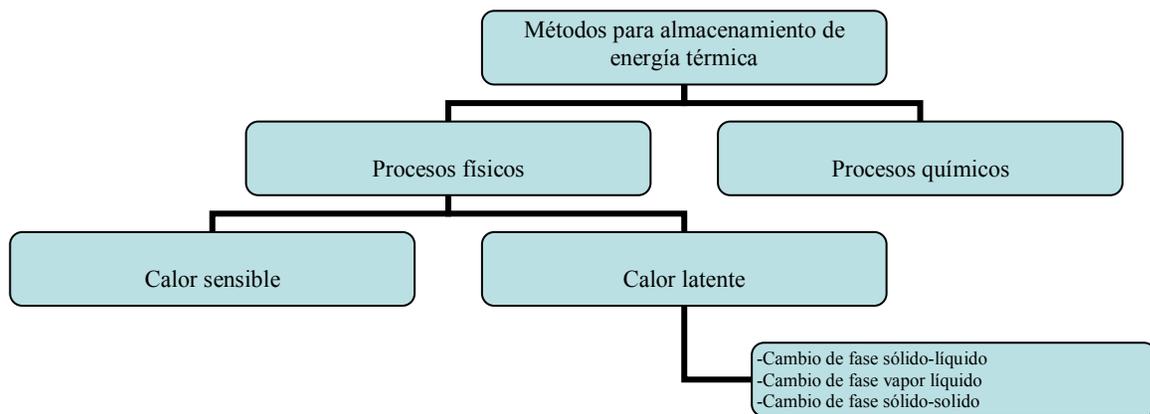


## 2. PCM: ESTADO DEL ARTE

### 2.1 MÉTODOS DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICA

Los almacenadores de energía térmica, llamados TES por su sigla en inglés (*Thermal Energy Storage*) o almacenadores de calor y frío en algunos casos, permiten almacenar calor o frío para ser usado posteriormente. Esto último significa que deben ser procesos reversibles. Tales elementos puede dividirse en dos grandes grupos de procesos: físicos y químicos (ver figura 19).

Figura 19 Métodos reversibles de almacenamiento de calor o frío.



Fuente: H. Mehling, *Heat and cold storage with PCM*.

**2.1.1 Calor de reacciones químicas.** Cuando una reacción química se produce, hay una diferencia entre la entalpía de las sustancia presente al final de la reacción y la que había al principio de la misma. La diferencia de entalpía es conocida como reacción de calor. Si la reacción es endotérmica, esta absorberá este calor mientras se genera; si la reacción es exotérmica, este calor si liberará. Cualquier reacción química con alta calor de reacción puede ser usada para almacenamiento de energía térmica si los productos de la reacción pueden ser almacenados y si el calor almacenado durante la reacción puede ser liberado cuando la reacción inversa tiene lugar. Si todos los componentes involucrados en la reacción química son sólidos o líquidos el espacio de almacenamiento necesario es pequeño. Si alguno de los componentes es un gas, aplica la misma restricción que para un cambio de fase líquido-vapor. Una posible solución es usar una oxidación y reducción de químicos con oxígeno O<sub>2</sub> el cual es fácilmente obtenible del medio ambiente. La cantidad de calor almacenado cuando se usan reacciones químicas puede ser calculada con la ecuación:

$$\Delta Q = \Delta H$$

en donde  $\Delta Q$  representa el calor almacenado,  $\Delta H$  la diferencia de entalpía de la reacción. Como la energía de unión es alta en una reacción química, la temperatura necesaria para destruirla es generalmente también alta.

**2.1.2 Calor sensible.** Es el método más común en el cual el calor transmitido al medio almacenante conduce a un aumento en temperatura en este. La relación entre el calor almacenado  $\Delta Q$  al incremento de temperatura  $\Delta T$  es la capacidad calorífica  $C$  del medio almacenante expresado por la ecuación:

$$\Delta Q = C\Delta T = m \cdot c \cdot \Delta T$$

en donde  $c$  es la capacidad calorífica específica (masa, molar o volumétrica),  $m$  es la masa del material almacenante.

Generalmente el almacenamiento de calor sensible se usa con sólidos como piedra o ladrillo o líquidos como agua. Los gases tienen muy baja capacidad calorífica volumétrica y por esto no se utilizan para almacenar frío o calor.

Los dispositivos de almacenamiento de calor que emplean agua caliente son usados para calefacción doméstica.-

**2.1.3 Calor latente.** Este método consiste en el almacenamiento de calor utilizando el calor requerido para que exista un cambio de fase sin que se presente un aumento de temperatura.

**2.1.3.1 Cambio de fase líquido-vapor.** El cambio de fase líquido-vapor por evaporación y condensación generalmente tiene una gran entalpía de cambio de fase. Sin embargo, el proceso de evaporación depende fuertemente de las condiciones de frontera. En sistemas cerrados con volumen constante, la evaporación conduce a un gran incremento de la presión de vapor. Como consecuencia, la temperatura necesaria para cambio de fase adicional también es mayor. Es por esta razón que los cambios de fase líquido vapor en un volumen constante no son usados para almacenamiento de calor.

En sistemas cerrados con presión constante, la evaporación conduce a un gran cambio de volumen. Esto hace que no sea aplicado para almacenamiento de calor.

Los sistemas abiertos a presión ambiente evitan el cambio de fase con el cambio de temperatura. Cuando el material está en el proceso de carga con calor, el material de almacenamiento se evapora. Debido a que el sistema es abierto, este material se escapa al medio ambiente. Por esta razón, técnicamente el único material utilizado es el agua.

**2.1.3.2 Cambio de fase sólido-líquido.** El cambio de fase de sólido a líquido por fusión y solidificación puede almacenar grandes cantidades de calor o frío si se selecciona un material apropiado. La fusión es caracterizada por un pequeño cambio en el volumen (menos del 10%). Si el recipiente puede ajustar su capacidad con el aumento de volumen,

generalmente líquido, la presión no cambia significativamente y por consiguiente, la fusión y la solidificación de material almacenante sucede a una temperatura constante. En la fusión, mientras el calor es transferido al material de almacenamiento, este mantiene su temperatura constante (temperatura de fusión).

Si la fusión se completa, las transferencias adicionales de calor resultan de nuevo en almacenamiento de calor sensible. Debido al pequeño cambio de volumen, el calor almacenado es igual a la diferencia de entalpía:

$$\Delta Q = \Delta H = m \cdot \Delta h$$

El calor latente, que es el almacenado durante el proceso de cambio de fase, es calculado de la diferencia de entalpía  $\Delta H$  entre la fase líquida y sólida;  $m$  es la masa del material almacenante y  $\Delta h$  su diferencia de entalpía específica.

**2.1.3.3 Cambio de fase sólido-sólido.** Algunos cambios de fase de sólido a sólido tienen las mismas características a los de sólido a líquido pero generalmente no presentan grandes entalpías de cambio de fase. Existen excepciones pero solo son utilizados en pocas aplicaciones.

## 2.2 CARACTERIZACIÓN DE UN PCM (*PHASE CHANGE MATERIAL*)

**2.2.1 Definición.** Un PCM es un material que se caracteriza por almacenar y liberar altas cantidades de energía calorífica a través de un cambio de estado (calor latente). Teniendo esto en cuenta y de lo visto anteriormente podría decirse que cualquier material que presente un proceso reversible de almacenamiento de calor (o frío) con cambio de estado de líquido a vapor, sólido a líquido o sólido a sólido podría ser un PCM. Sin embargo, se acepta en general que esta denominación sólo se aplica a los materiales en los que se aprovecha el cambio de estado de sólido a líquido y viceversa.

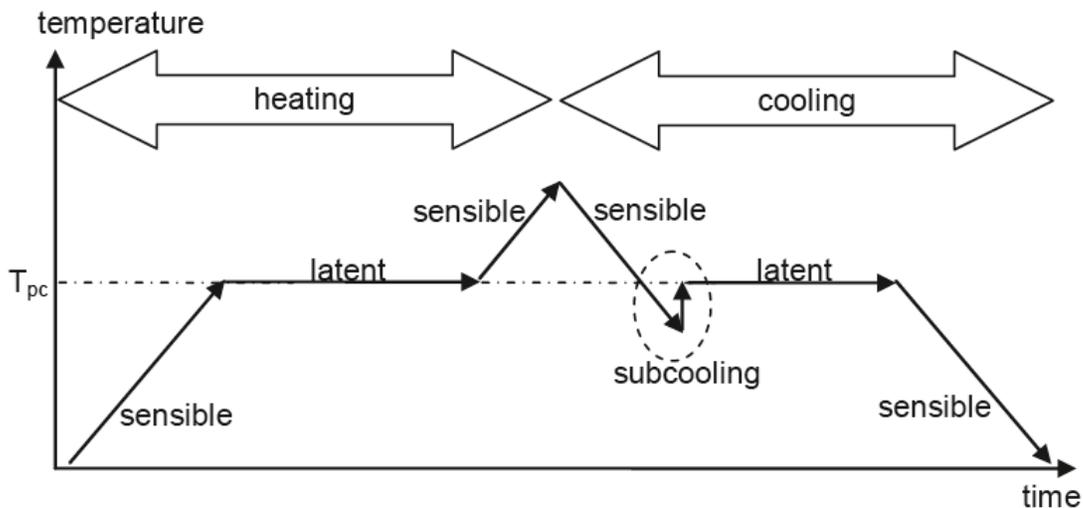
### 2.2.2 Requerimientos físicos:

- Temperatura de cambio de fase conveniente para asegurar y liberar el calor en una aplicación con temperaturas dadas para la fuente y sumidero de calor.
- Alto valor de entalpía de cambio de fase para alcanzar altas densidades de almacenamiento comparado con el almacenamiento de calor sensible.
- Estabilidad de ciclo, es decir, que el cambio de fase sea reproducible para que se pueda utilizar el material muchas veces. El número de ciclos varía desde uno cuando el PCM es usado para protección de calor en el caso de incendio a varios miles cuando es usado para calentamiento o enfriamiento de edificios. Uno de los principales problemas de la estabilidad de ciclo es la separación de fase sobre todo en aquellos PCM que consisten de diversos componentes, en donde fases con diferente composición pueden formarse

durante el ciclo y separarse una de otra de forma macroscópica. Esto reduce significativamente la capacidad de almacenamiento de calor.

- Poco subenfriamiento para asegurar que la fusión y solidificación se presenten en un rango estrecho de temperatura. El subenfriamiento (también llamado superenfriamiento) es el efecto en que se requiere alcanzar una temperatura significativamente menor por debajo de la temperatura de fusión para que el material empiece a solidificar y libere calor (ver figura 20,  $T_{pc}$  hace referencia a la temperatura de cambio de fase). Si no se alcanza la temperatura, el PCM no solidificará totalmente y por esto sólo almacenará calor sensible.

**Figura 20** Ciclo de cambio de fase de un PCM.



Fuente: H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.

- Buena conductividad térmica para en un tiempo corto almacenar o liberar calor latente en un volumen dado del material.

### 2.2.3 Requerimientos técnicos:

- Baja presión de vapor para reducir los requerimientos de estabilidad mecánica y rigidez del recipiente que contiene el PCM.
- Pequeño cambio de volumen para reducir los requerimientos de estabilidad mecánica del recipiente que contiene el PCM.
- Estabilidad química del PCM para asegurar su larga vida si es expuesto a altas temperaturas, radiación, gases, etc.
- Compatibilidad del PCM con otros materiales para asegurar larga vida del recipiente que contiene el PCM y los materiales de los alrededores en caso de fuga.
- Restricciones de seguridad y medioambiente reguladas por normas sobre el empleo de materiales no tóxicos, no inflamables, etc.

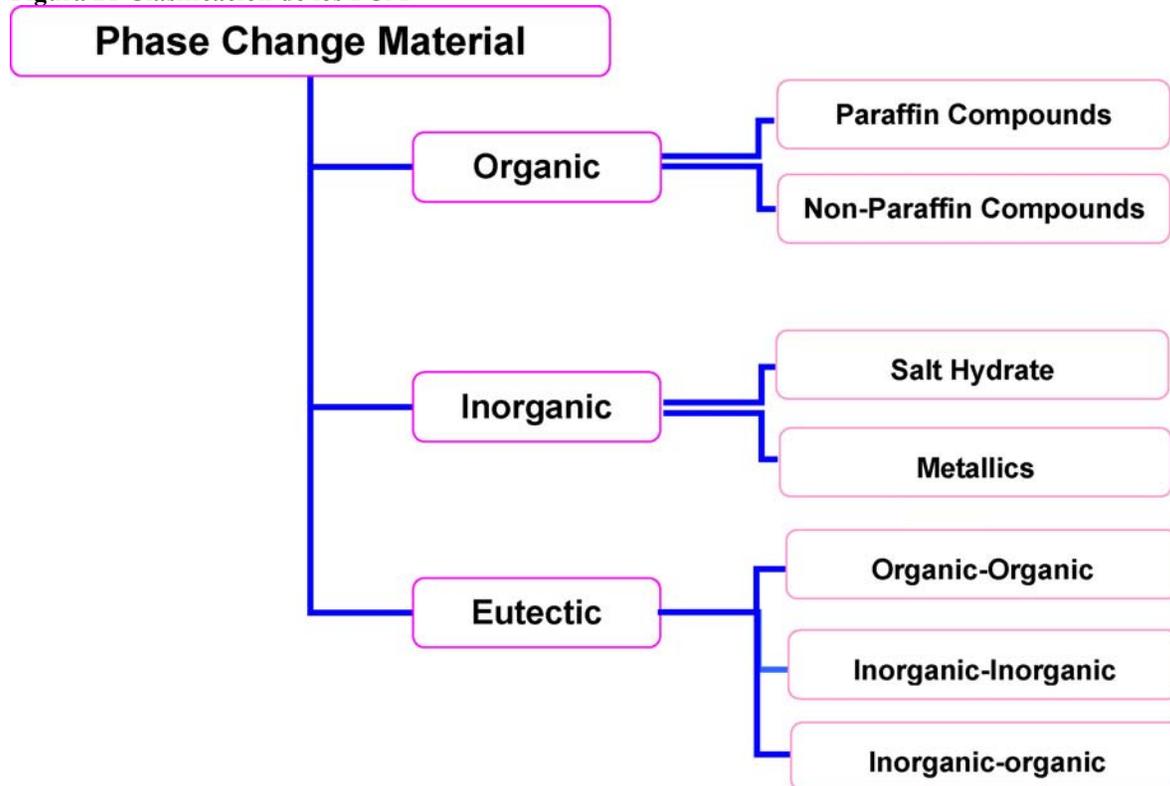
## 2.2.4 Requerimientos económicos:

- Abundante
- Disponible
- Bajo precio para ser competitivo con otras opciones para el almacenamiento de calor y frío.
- Posibilidad de ser reciclado por razones económicas y ambientales.

## 2.3 CLASIFICACIÓN DE LOS PCM

De acuerdo con A. Sharma *et al*, los materiales PCM se pueden clasificar en (ver figura 21):

Figura 21 Clasificación de los PCM



Fuente: A. Sharma, Review on thermal energy storage with phase change materials and applications.

**2.3.1 Orgánicos.** Presentan fusiones congruentes lo cual significa que funden y cristalizan repetidamente sin segregación de fase y degradación de su capacidad para almacenar calor latente de fusión. Son auto nucleantes lo cual significa que cristalizan con poco o ningún

<sup>9</sup> SHARMA, Atul, *et al*. Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. *En: Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Febrero, 2009. vol. 13, no. 2. p. 318-345.

superenfriamiento y generalmente no son corrosivos. Adicionalmente, tienen bajo o ningún subenfriamiento, son químicamente estables. Sin embargo, presentan los más bajas entalpías de cambio de fase, baja conductividad térmica y son inflamables.

**2.3.1.1 Parafinas.** Son los materiales orgánicos comúnmente usados y consisten de una mezcla en su mayoría de cadenas rectas de n-alcenos  $\text{CH}_3\text{-(CH}_2\text{)-CH}_3$ , con fórmula general  $\text{C}_n\text{H}_{2n-2}$ . La cristalización de la cadena  $\text{(CH}_2\text{)-}$  libera una gran cantidad de calor latente. Tanto el punto de fusión como el calor latente de fusión aumentan con la longitud de la cadena. Califican como materiales de almacenamiento de calor latente debido a su disponibilidad en un amplio rango de temperatura. Presentan buena densidad de almacenamiento con respecto a su masa, con fusión y solidificación prácticamente sin subenfriamiento. Debido al costo, solo parafinas grado técnico pueden ser utilizadas como PCM. Son seguras, confiables, predecibles y no corrosivas. Son químicamente inertes y estables por debajo de  $500^\circ\text{C}$ , a elevadas temperaturas algunas moléculas pueden evaporarse, muestran pocos cambios de volumen en la fusión y tiene baja presión de vapor en la forma fundida. Por estas razones los sistemas que generalmente usan parafinas tienen ciclos fusión-solidificación por mucho tiempo. Generalmente son muy suaves por lo cual ejercen fuerzas pequeñas durante su expansión. Son insolubles en agua y comúnmente no reaccionan con los reactivos. El punto de fusión del alcano aumenta con el aumento del número de átomos de carbono. A parte de algunas características favorables de las parafinas como fusión congruente y buenas propiedades de nucleación presentan algunas propiedades desfavorables como: baja conductividad térmica, no son compatibles con muchos contenedores de plástico y moderadamente son inflamables. Todos estos efectos indeseables pueden ser parcialmente eliminados modificando ligeramente la cera y la unidad de almacenamiento. Adicional, tienen muy pocas restricciones legales. En la tabla 3 se muestran las propiedades de algunas parafinas utilizadas como PCM.

**2.3.1.2 No-parafinas.** Los orgánicos no-parafínicos son los más numerosos de los materiales de cambio de fase. Cada uno de estos materiales tiene sus propias propiedades a diferencia de las de las parafinas que tienen propiedades muy similares. Otras características son: alto calor de fusión, inflamabilidad (bajo punto de inflamación), baja conductividad térmica, variable nivel de toxicidad e inestabilidad a altas temperaturas.

Los ácidos grasos tienen los más altos valores de fusión de calor comparable a las de las parafinas. También muestran ciclos de fusión-solidificación reproducibles y solidificación sin superenfriamiento. La fórmula general que describe todos los ácidos grasos es dada por  $\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{2n}\text{-COOH}$ . El mayor inconveniente es su costo, el cual es 2 a 2.5 veces más grande que el de las parafinas grado técnico o analítico. También son levemente corrosivos. Su entalpía de fusión es similar a la de las parafinas. Son estables porque son de un solo componente. Al igual que las parafinas, presentan una conductividad térmica baja. Por su carácter ácido presentan algo de incompatibilidad con los metales. Diferentes ácidos grasos pueden mezclarse para obtener diferentes temperaturas de fusión. En la tabla 4 se muestran los más comunes ácidos grasos saturados.

Tabla 3 Ejemplos de parafinas que han sido investigadas como PCM.

Material	Melting temperature (°C)	Melting enthalpy (kJ/kg)	Thermal conductivity (W/m·K)	Density (kg/m <sup>3</sup> )
n-Tetradecane C <sub>14</sub> H <sub>30</sub>	6	230	- 0.21 (solid)	760 (liquid, 20 °C) -
n-Pentadecane C <sub>15</sub> H <sub>32</sub>	10	212	-	770 (liquid, 20 °C) -
n-Hexadecane C <sub>16</sub> H <sub>34</sub>	18	210, 238	- 0.21 (solid)	760 (liquid, 20 °C) -
n-Heptadecane C <sub>17</sub> H <sub>36</sub>	19	240	-	776 (liquid, 20 °C) -
n-Octadecane C <sub>18</sub> H <sub>38</sub>	28	200, 245	0.148 (liquid, 40 °C) 0.358 (solid, 25 °C)	774 (liquid, 70 °C) 814 (solid, 20 °C)
n-Eicosane C <sub>20</sub> H <sub>42</sub>	38	283	-	779 -
n-Triacontane C <sub>30</sub> H <sub>62</sub>	66	-	-	775 -
n-Tetracontane C <sub>40</sub> H <sub>82</sub>	82	-	-	-
n-Pentacontane C <sub>50</sub> H <sub>102</sub>	95	-	-	779 -
Polyethylene C <sub>n</sub> H <sub>2n+2</sub> n up to 100000	110-135	200	-	- 870-940 (solid, 20 °C)

Fuente: H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.

Tabla 4 Ejemplos de ácidos grasos que han sido investigados como PCM.

Material	Melting temperature (°C)	Melting enthalpy (kJ/kg)	Thermal conductivity (W/m·K)	Density (kg/m <sup>3</sup> )
Caprylic acid CH <sub>3</sub> (CH <sub>2</sub> ) <sub>6</sub> COOH	16	149	0.149 (liquid, 38 °C) -	901 (liquid, 30 °C) 981 (solid, 13 °C)
Capric acid CH <sub>3</sub> (CH <sub>2</sub> ) <sub>8</sub> COOH	32	153	0.149 (liquid, 40 °C) -	886 (liquid, 40 °C), 1004 (solid, 24 °C)
Lauric acid CH <sub>3</sub> (CH <sub>2</sub> ) <sub>10</sub> COOH	42-44	178	0.147 (liquid, 50 °C) -	870 (liquid, 50 °C), 1007 (solid, 24 °C)
Myristic acid CH <sub>3</sub> (CH <sub>2</sub> ) <sub>12</sub> COOH	58	186, 204	- 0.17 (solid)	861 (liquid, 55 °C), 990 (solid, 24 °C)
Palmitic acid CH <sub>3</sub> (CH <sub>2</sub> ) <sub>14</sub> COOH	61, 64	185, 203	-	850 (liquid, 65 °C) 989 (solid, 24 °C)

Fuente: H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.

Existen otros materiales orgánicos no-parafínicos como los alcoholes dulces que básicamente son una forma hidrogenada de un carbohidrato. La estructura química es  $\text{HOCH}_2[\text{CH}(\text{OH})]_n\text{CH}_2\text{OH}$ . Son obtenibles diferentes formas dependiendo de la orientación de los grupos OH. Son materiales nuevos y por esto es muy poca la información disponible. Tienen temperaturas de fusión en el rango de 90 a 200°C y sus entalpías de fusión específica en masa son comparativamente altas en la mayoría de los casos. Adicionalmente, su densidad también es alta, la cual resulta en muy altas entalpías de fusión específica en volumen. En contraste a muchos otros materiales orgánicos, los alcoholes dulces muestran algún grado de subenfriamiento. En la tabla 5 se muestran algunos alcoholes dulces.

**Tabla 5 Ejemplos de algunos alcoholes dulces que han sido investigados como PCM.**

Material	Melting temperature (°C)	Melting enthalpy (kJ/kg)	Thermal conductivity (W/m·K)	Density (kg/m <sup>3</sup> )
Xylitol	94	263	-	-
$\text{C}_5\text{H}_7(\text{OH})_5$			-	1500 (solid, 20 °C)
D-Sorbitol	97	185	-	-
$\text{C}_6\text{H}_8(\text{OH})_6$			-	1520 (solid, 20 °C)
Erythritol	120	340	0.326 (liquid, 140 °C), 0.733 (solid, 20 °C)	1300 (liquid, 140 °C), 1480 (solid, 20 °C)
$\text{C}_4\text{H}_6(\text{OH})_4$				
D-Mannitol	167	316	-	-
$\text{C}_6\text{H}_8(\text{OH})_6$			-	1520 (solid, 20 °C)
Galactitol	188	351	-	-
$\text{C}_6\text{H}_8(\text{OH})_6$			-	1520 (solid, 20 °C)

Fuente: H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.

Otro grupo de materiales orgánicos no-parafínicos son los polietilén-glicoles los cuales son polímeros con fórmula general  $\text{C}_{2n}\text{H}_{4n-2}\text{O}$ . Los que tienen un peso molecular promedio entre 200 a 400 son líquidos a temperatura ambiente. Los que tienen un peso superior a 4000 g/mol funde entre 58 a 65°C. En la tabla 6 se muestran algunos PCM de este tipo.

**2.3.2 Inorgánicos.** Tiene las más grandes entalpías de cambio de fase pero presentan problemas relacionados con el subenfriamiento, corrosión, separación y segregación de fase y carecen de estabilidad térmica.

**2.3.2.1 Hidratos de sales.** Pueden ser considerados como mezclas de una relación discreta de sales inorgánicas y agua formando un sólido cristalino típico de fórmula  $\text{AB} \cdot n\text{H}_2\text{O}$ . Cubren un rango aproximado de temperaturas de fusión de 5 a 130°C. Su conductividad térmica es similar a la del agua y su presión de vapor menor a esta. La transformación de sólido-líquido es en realidad una deshidratación-hidratación de la sal, aunque este proceso se asemeja a una fusión o solidificación termodinámicamente. Un hidrato de sal generalmente funde a cualquier forma de hidrato con pocas moles de agua, por ejemplo,



$AB \cdot nH_2O \rightarrow AB \cdot nH_2O + (n-m)H_2O$  o a cualquiera de su forma anhidro,  $AB \cdot nH_2O \rightarrow AB + nH_2O$ .

**Tabla 6 Ejemplos de algunos polietilen-glicoles que han sido investigados como PCM.**

Material	Melting temperature (°C)	Melting enthalpy (kJ/kg)	Thermal conductivity (W/m·K)	Density (kg/m <sup>3</sup> )
Diethylene glycol C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> O <sub>3</sub>	-10 to -7	-	-	1120 (liquid, 20 °C), -
Triethylene glycol C <sub>6</sub> H <sub>14</sub> O <sub>4</sub>	-7	-	-	1120 (liquid, 20 °C), -
PEG400	8	100	0.19 (liquid, 38 °C), -	1125 (liquid, 25 °C), 1228 (solid, 3 °C)
PEG600	17 - 22	127	0.19 (liquid, 38 °C), -	1126 (liquid, 25 °C), 1232 (solid, 4 °C)
PEG1000	35 - 40	-	-	-
PEG3000	52 - 56	-	-	-
PEG6000	55 - 60, 66	190	-	1085 (liquid, 70 °C), 1212 (solid, 25 °C)
PEG10000	55 - 60	-	-	-

**Fuente:** H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.

En el punto de fusión los cristales de hidrato se descomponen en sal anhidro y agua, o hacia un hidrato bajo y agua. Uno de los problemas de la mayoría de los hidratos de sales es la fusión incongruente causada por el hecho de que la liberación de agua de cristalización no es suficiente para disolver toda la fase sólida presente. Debido a la diferencia de densidad, el hidrato bajo (o sal anhidro) se decanta en el fondo del contenedor.

La mayoría de hidratos de sales también tiene propiedades nucleantes pobres resultando en superenfriamiento del líquido (requieren hasta 80°C) antes de que la cristalización comience. Una solución a este problema es la adición de un agente nucleante, el cual provee la nucleación que inicia la formación del cristal. Otra posibilidad es retener algunos cristales, en una región fría pequeña, para servir como núcleo.

Los hidratos de sales son el grupo más importante de PCMs que han sido estudiados para su uso industrial en sistemas de almacenamiento de energía térmica por calor latente. Sus propiedades más importantes son: alto calor latente de fusión por unidad de volumen, relativa alta conductividad térmica (casi el doble de las parafinas) y pequeños cambios de volumen en la fusión (hasta el 10%). No son muy corrosivos, compatible con plásticos y ligeramente tóxicos. Muchos hidratos de sales son económicos para el uso en almacenamiento.

Tres tipos de comportamiento de las sales fundidas pueden ser identificados: fusión congruente, incongruente y semi-congruente. La primera ocurre cuando la sal anhidro es completamente soluble en su agua de hidratación a la temperatura de fusión. La fusión incongruente ocurre cuando la sal no es totalmente soluble en su agua de hidratación en el punto de fusión. En la fusión semi-congruente, las fases líquida y sólida en equilibrio durante una transición de fase es de diferente composición de fusión debido a la conversión del hidrato a material hidratado bajo a través de la pérdida de agua.

El mayor problema en el uso de hidratos de sales, como PCM, es que la mayoría de ellos que pueden ser convenientes para uso en almacenamiento térmico, funde incongruentemente. Como  $n$  moles de agua de hidratación no son suficientes para disolver una mole de sal, la solución resultante está supersaturada a la temperatura de fusión. La sal sólida, debido a su más alta densidad, se decanta en el fondo del contenedor y es inaccesible para la recombinación con agua durante el proceso inverso de solidificación. Esto resulta en una fusión-solidificación irreversible del hidrato de sal que va disminuyendo con cada ciclo de carga-descarga.

Otro problema importante común a los hidratos de sales es el subenfriamiento. A la temperatura de fusión, la velocidad de nucleación es generalmente baja. Para alcanzar una velocidad razonable de nucleación, la solución debe ser superenfriada y por esto, aunque debería ser descargada a la temperatura de fusión, es descargada a mucho menor temperatura.

Otro problema de estos materiales es la transformación espontánea de los hidratos de sales con un número bajo de moles de agua durante el proceso de descarga. La adición de algunos químicos puede prevenir la nucleación de hidratos de sal más bajos, lo cual aumenta la solubilidad de los hidratos de sal más bajos sobre los hidratos de sal con más alto número de moles de agua.

El problema de la fusión incongruente puede ser corregido por agitación, encapsulamiento del PCM (para reducir separación), adicionando agentes espesantes los cuales evitan la creación de sales sólidas manteniéndolo en suspensión, usando exceso de agua de modo que los cristales fundidos no produzcan una solución supersaturada y modificando la composición química del sistema y convirtiendo el material incongruente en congruente. En la tabla 7 se presentan algunos hidratos de sales.

Tabla 7 Ejemplos de algunos hidratos de sales que han sido investigados como PCM.

Material	Melting temperature (°C)	Melting enthalpy (kJ/kg)	Thermal conductivity (W/m·K)	Density (kg/m <sup>3</sup> )
LiClO <sub>3</sub> ·3H <sub>2</sub> O	8	155	-	1530 (liquid) 1720 (solid)
KF·3H <sub>2</sub> O	18.5	231	-	1447 (liquid, 20 °C) 1455 (solid, 18 °C)
CaCl <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O	29, 30	171, 190	0.540 (liquid, 39 °C) 1.088 (solid, 23 °C)	1562 (liquid, 32 °C) 1710 (solid, 25 °C)
LiNO <sub>3</sub> ·3H <sub>2</sub> O	30	296	-	-
Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> ·10H <sub>2</sub> O	32	254	-	-
Na <sub>2</sub> HPO <sub>4</sub> ·12H <sub>2</sub> O	35-44	280	0.554 0.476 (liquid) 0.514 (solid)	1485 (solid) 1442 (liquid) 1522 (solid)
Na <sub>2</sub> S <sub>2</sub> O <sub>3</sub> ·5H <sub>2</sub> O	48-55	187, 209	-	1670 (liquid) 1750 (solid)
Na(CH <sub>3</sub> COO)·3H <sub>2</sub> O	58	226, 264	-	1280 (liquid) 1450 (solid)
Ba(OH) <sub>2</sub> ·8H <sub>2</sub> O	78	265, 280	0.653 (liquid, 86 °C) 1.255 (solid, 23 °C)	1937 (liquid, 84 °C) 2180 (solid)
Mg(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O	89, 90	149, 163	0.490 (liquid, 95 °C) 0.669 (solid, 56 °C)	1550 (liquid, 94 °C) 1636 (solid, 25 °C)
MgCl <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O	117	165, 169	0.570 (liquid, 120 °C) 0.704 (solid, 110 °C)	1450 (liquid, 120 °C) 1569 (solid, 20 °C)

Fuente: H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.

**2.3.2.2 Metálicos.** Este grupo incluye metales de bajo punto de fusión y eutécticos metálicos. No han sido completamente considerados como PCMs debido a sus mayores pesos. Sin embargo, son recomendables cuando el volumen se considera importante debido a su alto calor de fusión por unidad de volumen. Tienen también altas conductividades térmicas. Otras características son bajo calor de fusión por unidad de peso, bajo calor específico y relativamente baja presión de vapor. En la tabla 8 se muestran algunos de estos PCM.

**2.3.3 Eutécticos.** Son compuestos de al menos dos componentes cada uno de los cuales funde y solidifica congruentemente. Casi siempre funden y solidifican sin segregación siempre que solidifiquen en una mezcla íntima de cristales, dejando poca oportunidad para

la separación de los componentes. Durante la fusión ambos componentes se licuan simultáneamente sin separación. En la tabla 9 se muestra una lista de materiales eutécticos orgánicos e inorgánicos.

**Tabla 8 Ejemplos de algunos metálicos que han sido investigados como PCM.**

Material	Melting point (°C)	Latent heat (kJ/kg)	Group <sup>a</sup>
Gallium-gallium antimony eutectic	29.8	–	–
Gallium	30.0	80.3	I
Cerrowal eutectic	58	90.9	–
Bi-Cd-In eutectic	61	25	–
Cerrobend eutectic	70	32.6	I
Bi-Pb-In eutectic	70	29	–
Bi-In eutectic	72	25	–
Bi-Pb-tin eutectic	96	–	–
Bi-Pb eutectic	125	–	–

<sup>a</sup> Group I, most promising; group II, promising; group III, less promising; — insufficient data.

Fuente: A. Sharma, A. Review on thermal energy storage with phase change materials and applications.

**Tabla 9 Ejemplos de algunos eutécticos orgánicos e inorgánicos que han sido investigados como PCM.**

Material	Composition (wt.%)	Melting point (°C)	Latent heat (kJ/kg)	Group <sup>a</sup>
CaCl <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O + CaBr <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O	45 + 55	14.7	140	–
Triethylolethane + water + urea	38.5 + 31.5 + 30	13.4	160	I
C <sub>14</sub> H <sub>28</sub> O <sub>2</sub> + C <sub>10</sub> H <sub>20</sub> O <sub>2</sub>	34 + 66	24	147.7	–
CaCl <sub>2</sub> + MgCl <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O	50 + 50	25	95	II
CH <sub>3</sub> CONH <sub>2</sub> + NH <sub>2</sub> CONH <sub>2</sub>	50 + 50	27	163	II
Triethylolethane + urea	62.5 + 37.5	29.8	218	I
Ca(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> ·4H <sub>2</sub> O + Mg(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O	47 + 53	30	136	–
CH <sub>3</sub> COONa·3H <sub>2</sub> O + NH <sub>2</sub> CONH <sub>2</sub>	40 + 60	30	200.5	I
NH <sub>2</sub> CONH <sub>2</sub> + NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub>	53 + 47	46	95	II
Mg(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O + NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub>	61.5 + 38.5	52	125.5	I
Mg(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O + MgCl <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O	58.7 + 41.3	59	132.2	I
Mg(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O + MgCl <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O	50 + 50	59.1	144	–
Mg(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O + Al(NO <sub>3</sub> ) <sub>3</sub> ·9H <sub>2</sub> O	53 + 47	61	148	–
CH <sub>3</sub> CONH <sub>2</sub> + C <sub>17</sub> H <sub>35</sub> COOH	50 + 50	65	218	–
Mg(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O + MgBr <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O	59 + 41	66	168	I
Napthalene + benzoic acid	67.1 + 32.9	67	123.4	–
NH <sub>2</sub> CONH <sub>2</sub> + NH <sub>4</sub> Br	66.6 + 33.4	76	151	II
LiNO <sub>3</sub> + NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub> + NaNO <sub>3</sub>	25 + 65 + 10	80.5	113	–
LiNO <sub>3</sub> + NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub> + KNO <sub>3</sub>	26.4 + 58.7 + 14.9	81.5	116	–
LiNO <sub>3</sub> + NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub> + NH <sub>4</sub> Cl	27 + 68 + 5	81.6	108	–

<sup>a</sup> Group I, most promising; group II, promising; group III, less promising; —insufficient data.

Fuente: A. Sharma, A. Review on thermal energy storage with phase change materials and applications.

**2.3.4 Otros materiales PCM.** Existen algunos materiales utilizados como PCM que no tiene un grupo claro dentro de la clasificación presentado por A.Sharma *et al.* descrita

anteriormente pero que son importante tener presente para tener una visión completa de la tecnología de los materiales de cambio de fase.

**2.3.4.1 Sales.** Son el producto típico de una reacción química entre una base y un ácido. Siempre se componen de dos componentes, un anión (dado por el ácido) y un catión (dado por la base) por lo cual teóricamente la separación de fase es un problema potencial.

Sin embargo, a menos que exista un raro caso de dos composiciones de dos sales, la separación no es posible. Debido a la entalpía de fusión aumenta aproximadamente proporcional a la temperatura de fusión dada en °K, las sales con altas temperaturas de fusión frecuentemente muestran una muy alta entalpía de fusión. La conductividad térmica de las sales puede ser muy buena. El subenfriamiento no es de más que unos pocos °K y su presión de vapor es muy baja. Los cambios de volumen de sólido a líquido pueden ser de hasta 10%. Muchas de las sales son químicamente estables aunque los carbonatos y los nitratos pueden ser descompuestos bajo condiciones inadecuadas. Con respecto a la compatibilidad con otros materiales, las sales puede corroer los metales. La seguridad y precio de ellas difiere enormemente entre diferentes sales. En la tabla 10 se muestran algunas de estas sales.

**Tabla 10 Ejemplos de algunas sales que han sido investigados como PCM.**

Material	Melting temperature (°C)	Melting enthalpy (kJ/kg)	Thermal conductivity (W/m·K)	Density (kg/m <sup>3</sup> )
LiNO <sub>3</sub>	254	360	0.58 (liquid)	1780 (liquid)
			1.37 (solid)	2140 (solid)
NaNO <sub>3</sub>	307	172	0.51 (liquid)	1900 (liquid)
			0.59 (solid)	2260 (solid)
KNO <sub>3</sub>	333	266	0.50 (liquid)	1890 (liquid)
			-	1900 (solid)
MgCl <sub>2</sub>	714	452	-	2140
			-	-
NaCl	800	492	-	2160
			-	-
Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	854	276	-	2533
			-	-
KF	857	452	-	2370
			-	-
K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	897	236	-	2290
			-	-

Fuente: H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.

**2.3.4.2 Mezcla de materiales inorgánicos.** Se han realizado para obtener PCMs con diferentes temperaturas de fusión o para mejorar propiedades. Se obtienen

experimentalmente por ensayo y error por lo que el proceso involucra mucho tiempo. En la tabla 11 se muestran algunos ejemplos de estas mezclas.

**Tabla 11 Ejemplos de algunas mezclas inorgánicas que han sido investigados como PCM.**

Material	Melting temperature (°C)	Melting enthalpy (kJ/kg)	Thermal conductivity (W/m·K)	Density (kg/m <sup>3</sup> )
4.3 % NaCl + 0.4 % KCl + 48 % CaCl <sub>2</sub> + 47.3 % H <sub>2</sub> O	27	188	-	1530 (liquid) 1640 (solid)
58.7 % Mg(NO <sub>3</sub> )·6H <sub>2</sub> O + 41.3 % MgCl <sub>2</sub> ·6H <sub>2</sub> O	58, 59	132	0.510 (liquid, 65 °C) 0.678 (solid, 53 °C)	1550 (liquid, 50 °C) 1630 (solid, 24 °C)
67 % KNO <sub>3</sub> + 33 % LiNO <sub>3</sub>	133	170	-	-
54 % KNO <sub>3</sub> + 46 % NaNO <sub>3</sub>	222	100	-	1950 (liquid) 2050 (solid)

Fuente: H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.

**2.3.4.3 Clatratos.** Generalmente no son orgánicos ni inorgánicos. Son estructuras cristalinas en donde las moléculas de un tipo son encapsuladas en la red cristalina de otro. No tienen una composición estequiométrica. Cuando la red cristalina está formada por agua, se denomina hidrato clatrato y la estructura cristalina es una modificación de la del hielo. Cuando las moléculas encapsuladas son de un gas y la estructura cristalina es agua se denomina hidrato de gas. Estos últimos tienen temperaturas de fusión entre 0 a 30°C cuando las moléculas encapsuladas son gases nobles, clorofluorocarbonos o hidrocarburos de cadena recta. Las moléculas de gas de un hidrato de gas son frecuentemente no estables a presión ambiente por esto los hace difícil de usar como PCM. En la tabla 12 se presentan algunos clatratos.

En la figura 22 pueden observarse otra forma de visualizar las familias de PCM en su rango típico de temperatura y entalpía de fusión. Es interesante observar que en el rango de 0 a 100°C solamente los hidratos de sales y los alcoholes dulces presentan un calor latente de fusión mayor al del agua. Por esto, aún hoy el agua sigue siendo uno de los PCM más utilizado para almacenar frío, utilizándose principalmente su forma natural de hielo y nieve en aplicaciones de enfriamiento. Lo anterior también explica, en parte, porque en muchas de las aplicaciones de PCM en edificios se prefieren hidratos de sales.

En la figura 23 y en la tabla 13 puede observarse una tabulación del calor latente de fusión en función de la temperatura de cambio de fase a partir de los datos presentados por A.Sharma *et al*<sup>10</sup> para diferentes PCM.

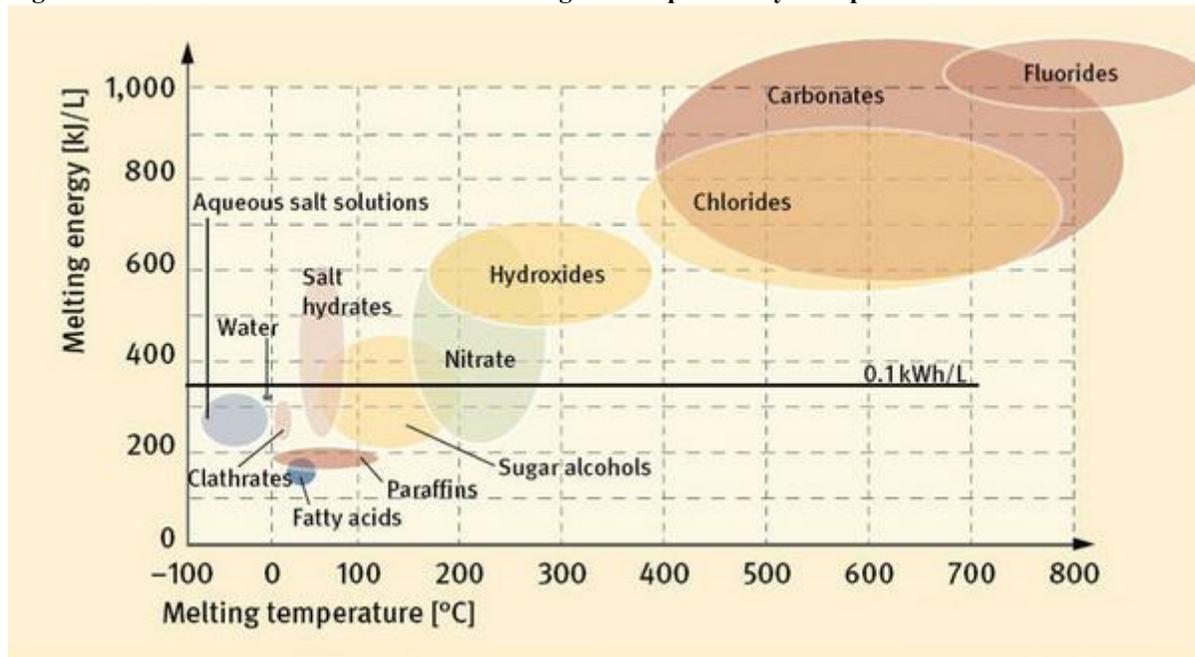
<sup>10</sup> SHARMA, Atul, *et al.* Op cit., p. 318-345.

Tabla 12 Ejemplos de clatratos que han sido investigados como PCM.

Material	Melting temperature (°C)	Melting enthalpy (kJ/kg)	Thermal conductivity (W/m·K)	Density (kg/m <sup>3</sup> )
tetrahydrofuran THF C <sub>4</sub> H <sub>8</sub> O + H <sub>2</sub> O	5	280	-	- 970 (solid)
tetrabutyl ammoniumbromide [(CH <sub>3</sub> (CH <sub>2</sub> ) <sub>3</sub> ) <sub>4</sub> NBr + H <sub>2</sub> O 40:60 wt.% (type A)	12	193	-	-
tetrabutyl ammoniumbromide [(CH <sub>3</sub> (CH <sub>2</sub> ) <sub>3</sub> ) <sub>4</sub> NBr + H <sub>2</sub> O 38:62 wt.% (type B)	10	199	-	-

Fuente: H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.

Figura 22 Familias de PCM en función de su rango de temperatura y entalpía de fusión.



Fuente: Zae Bayern.

En la figura 24 y la tabla 14 se presenta los datos de calor latente en función de la temperatura de cambio de fase para PCM comerciales utilizados en almacenamiento de frío

y aplicaciones de acondicionamiento de aire en edificios basado en el trabajo desarrollado por L. F. Cabeza, *et al*<sup>11</sup> y en datos de varios fabricantes.

## 2.4 SITUACION ACTUAL

Tal vez el primer uso de un PCM haya sido el empleo de hielo para la conservación de comida. Como se explicó en el capítulo 2, aún cuando el hombre de las cavernas de la Edad de Piedra conocía lo que era este elemento, no tenía el conocimiento de la forma de utilizarlo. Existen evidencias de que fueron los chinos (hacia el año 1000 A.C.) los primeros en almacenarlo para enfriar vino y otros alimentos. Cortaban bloques de hielo durante el invierno, lo empacaban en paja y forraje y lo utilizaban en verano. Sin embargo, no fueron los únicos. Los griegos y los romanos utilizaban almacenes subterráneos para guardar la nieve que bajaba de las montañas, los cuales cubrían con paja, maleza y otros materiales para proporcionar aislamiento.

Algunos de los primeros experimentos registrados datan del año 1626 cuando Francis Bacon intentó la conservación de un pollo rellenándolo con nieve.

De acuerdo a G. Lane<sup>12</sup>, una de las primeras patentes de las que se tienen noticia en aplicaciones de “botellas calientes” (empleadas en el calentamiento del cuerpo humano, de pies, placas calientes, cafeteras) data de 1928 cuando Crooker y Sterling patentaron un PCM a base de acetato de sodio con un contenido de agua cuidadosamente controlado y cloruro de calcio adicionado para ablandar la mezcla cristalina. En 1929 Jost y Byleveld patentaron un recipiente sellado en el cual el PCM (acetato de sodio hidratado, tiosulfato o sulfato) se mezclaba con arena finamente dividida y contenía pedazos de metal o guijarros. El calor se liberaba sacudiendo el contenedor y por tanto cristalizando la solución de sales superenfriada. Othmer consiguió esto mismo colocando un contenedor de metal cerrado con un diagrama flexible lo cual funcionaba como un mecanismo para raspar el interior de la pared iniciando la cristalización. Este investigador sugirió soluciones de acetato de sodio con aditivos estabilizantes tales como formiato de sodio, propionato, butirato o carbonato. También describió el diseño recomendable para calentar teteros para bebés.

T.P. Bell en 1932 inventó y registró a nombre de Thermophor Manufacturing Co. Su mezcla mejorada de  $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O} - \text{Na}_2\text{SO}_4$  para suministrar calor. Hogan patentó un dispositivo de almacenamiento de calor que contenía un PCM a base de tiosulfato de sodio hidratado al que se le agregaba glucosa para regular el proceso de cristalización.

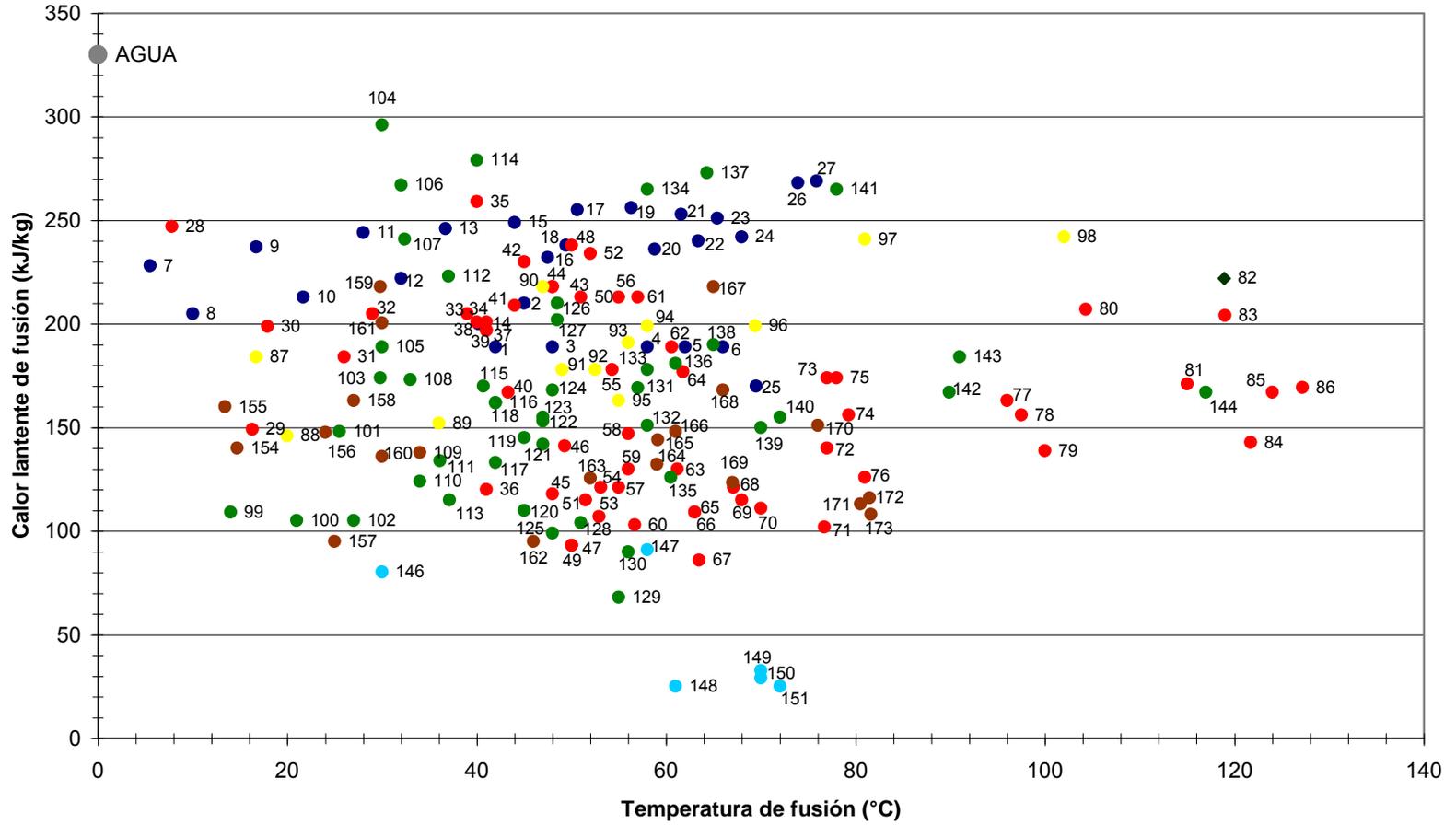
---

<sup>11</sup> CABEZA, L. F., *et al*. Material used as PCM in thermal energy storage in buildings: A review. *En: Renewable and Sustainable Energy Review*. Abril, 2011. vol. 15. no. 3, p.1675-1695.

<sup>12</sup> LANE, G. A. *Solar heat Storage: latent heat materials-volume I: background and scientific principles*. Boca Ratón-Florida: CRC Press, 1983. 253 p.



**COMPARACION DE CALOR LATENTE DE FUSION EN PCM'S**  
 Figura 23 Comparación de algunos PCM en función de su rango de temperatura y entalpía de fusión.



Fuente: A partir de datos de A. Sharma, A. Review on thermal energy storage with phase change materials and applications.

Tabla 13 Comparación de algunos PCM en función de su rango de temperatura y entalpía de fusión.

ÍTEM	TIPO PCM		DESIGNACIÓN	PUNTO DE FUSION (°C)	CALOR LATENTE DE FUSION (kJ/kg)	GRUPO
1	ORGÁNICO	PARAFINA	6106*	42.0	189	I
2	ORGÁNICO	PARAFINA	P116*	45.0	210	I
3	ORGÁNICO	PARAFINA	5838*	48.0	189	I
4	ORGÁNICO	PARAFINA	6035*	58.0	189	I
5	ORGÁNICO	PARAFINA	6403*	62.0	189	I
6	ORGÁNICO	PARAFINA	6499*	66.0	189	I
7	ORGÁNICO	PARAFINA	14-átomos de Carbón	5.5	228	I
8	ORGÁNICO	PARAFINA	15-átomos de Carbón	10.0	205	II
9	ORGÁNICO	PARAFINA	16-átomos de Carbón	16.7	237.1	I
10	ORGÁNICO	PARAFINA	17-átomos de Carbón	21.7	213	II
11	ORGÁNICO	PARAFINA	18-átomos de Carbón	28.0	244	I
12	ORGÁNICO	PARAFINA	19-átomos de Carbón	32.0	222	II
13	ORGÁNICO	PARAFINA	20-átomos de Carbón	36.7	246	I
14	ORGÁNICO	PARAFINA	21-átomos de Carbón	40.2	200	II
15	ORGÁNICO	PARAFINA	22-átomos de Carbón	44.0	249	II
16	ORGÁNICO	PARAFINA	23-átomos de Carbón	47.5	232	II
17	ORGÁNICO	PARAFINA	24-átomos de Carbón	50.6	255	II
18	ORGÁNICO	PARAFINA	25-átomos de Carbón	49.4	238	II
19	ORGÁNICO	PARAFINA	26-átomos de Carbón	56.3	256	II
20	ORGÁNICO	PARAFINA	27-átomos de Carbón	58.8	236	II
21	ORGÁNICO	PARAFINA	28-átomos de Carbón	61.6	253	II
22	ORGÁNICO	PARAFINA	29-átomos de Carbón	63.4	240	II
23	ORGÁNICO	PARAFINA	30-átomos de Carbón	65.4	251	II
24	ORGÁNICO	PARAFINA	31-átomos de Carbón	68.0	242	II
25	ORGÁNICO	PARAFINA	32-átomos de Carbón	69.5	170	II
26	ORGÁNICO	PARAFINA	33-átomos de Carbón	73.9	268	II
27	ORGÁNICO	PARAFINA	34-átomos de Carbón	75.9	269	II
28	ORGÁNICO	NO PARAFINA	ácido fórmico	7.8	247	III
29	ORGÁNICO	NO PARAFINA	ácido caprílico	16.3	149	-
30	ORGÁNICO	NO PARAFINA	glicerina	17.9	198.7	III
31	ORGÁNICO	NO PARAFINA	ácido D-láctico	26.0	184	I
32	ORGÁNICO	NO PARAFINA	palmitato de metilo	29.0	205	II
33	ORGÁNICO	NO PARAFINA	canfenilona	39.0	205	II
34	ORGÁNICO	NO PARAFINA	bromuro docasílico	40.0	201	II
35	ORGÁNICO	NO PARAFINA	caprilona	40.0	259	II
36	ORGÁNICO	NO PARAFINA	fenol	41.0	120	III
37	ORGÁNICO	NO PARAFINA	heptadecanona	41.0	201	II
38	ORGÁNICO	NO PARAFINA	1-clorohexilooctadecano	41.0	218	II
39	ORGÁNICO	NO PARAFINA	4-heptadecanona	41.0	197	II
40	ORGÁNICO	NO PARAFINA	p-joluidina	43.3	167	-
41	ORGÁNICO	NO PARAFINA	cianamida	44.0	209	II
42	ORGÁNICO	NO PARAFINA	eicosanato de metilo	45.0	230	II
43	ORGÁNICO	NO PARAFINA	3-heptadecanona	48.0	218	II
44	ORGÁNICO	NO PARAFINA	2-heptadecanona	48.0	218	II
45	ORGÁNICO	NO PARAFINA	ácido hidrocinnámico	48.0	118	-
46	ORGÁNICO	NO PARAFINA	alcohol cetílico	49.3	141	-
47	ORGÁNICO	NO PARAFINA	$\alpha$ -neptilamina	50.0	93	-
48	ORGÁNICO	NO PARAFINA	camfena	50.0	238	III
49	ORGÁNICO	NO PARAFINA	O-nitroanilina	50.0	93	-
50	ORGÁNICO	NO PARAFINA	9-heptadecanona	51.0	213	II
51	ORGÁNICO	NO PARAFINA	timol	51.5	115	-
52	ORGÁNICO	NO PARAFINA	behenato de metilo	52.0	234	-
53	ORGÁNICO	NO PARAFINA	difenil amina	52.9	107	-
54	ORGÁNICO	NO PARAFINA	p-pichlorobenzeno	53.1	121	-
55	ORGÁNICO	NO PARAFINA	oxolate	54.3	178	-
56	ORGÁNICO	NO PARAFINA	ácido hipofosfórico	55.0	213	II
57	ORGÁNICO	NO PARAFINA	O-xileno dicloruro	55.0	121	-
58	ORGÁNICO	NO PARAFINA	ácido $\beta$ -cloroacético	56.0	147	III
59	ORGÁNICO	NO PARAFINA	ácido cloroacético	56.0	130	III
60	ORGÁNICO	NO PARAFINA	nitro naftaleno	56.7	103	-
61	ORGÁNICO	NO PARAFINA	trimiristina	57.0	213	I
62	ORGÁNICO	NO PARAFINA	ácido heptadecanoico	60.6	189	II
63	ORGÁNICO	NO PARAFINA	ácido $\alpha$ -cloroacético	61.2	130	-
64	ORGÁNICO	NO PARAFINA	cera de abejas	61.8	177	II
65	ORGÁNICO	NO PARAFINA	ácido gliólico	63.0	109	-
66	ORGÁNICO	NO PARAFINA	ácido gliólico	63.0	109	-
67	ORGÁNICO	NO PARAFINA	p-bromofenol	63.5	86	-
68	ORGÁNICO	NO PARAFINA	azobenzeno	67.1	121	-
69	ORGÁNICO	NO PARAFINA	ácido acrílico	68.0	115	-
70	ORGÁNICO	NO PARAFINA	dinto toluento (2,4)	70.0	111	-
71	ORGÁNICO	NO PARAFINA	ácido fenilacético	76.7	102	-
72	ORGÁNICO	NO PARAFINA	Tiosinamina	77.0	140	-
73	ORGÁNICO	NO PARAFINA	bromcanforo	77.0	174	-
74	ORGÁNICO	NO PARAFINA	durena	79.3	156	-
75	ORGÁNICO	NO PARAFINA	benzilamina	78.0	174	-
76	ORGÁNICO	NO PARAFINA	brombenzoato de metilo	81.0	126	-
77	ORGÁNICO	NO PARAFINA	alfa naptol	96.0	163	-
78	ORGÁNICO	NO PARAFINA	ácido glautárico	97.5	156	-
79	ORGÁNICO	NO PARAFINA	p-xileno dicloruro	100.0	138.7	-
80	ORGÁNICO	NO PARAFINA	catecol	104.3	207	III
81	ORGÁNICO	NO PARAFINA	quinona	115.0	171	II
82	ORGÁNICO	NO PARAFINA	acetanilida	118.9	222	II
83	ORGÁNICO	NO PARAFINA	anhidrido succínico	119.0	204	II
84	ORGÁNICO	NO PARAFINA	ácido benzoico	121.7	142.8	III
85	ORGÁNICO	NO PARAFINA	estibena	124.0	167	-
86	ORGÁNICO	NO PARAFINA	benzamida	127.2	169.4	III
87	ORGÁNICO	ÁCIDO FÁTICO	ácido acético, CH <sub>3</sub> COOH	16.7	184	I
88	ORGÁNICO	ÁCIDO FÁTICO	polietileno glicol 600, H(OC <sub>2</sub> H <sub>4</sub> ) <sub>n</sub> OH	20.0	146	I
89	ORGÁNICO	ÁCIDO FÁTICO	ácido capríco, CH <sub>3</sub> (CH <sub>2</sub> ) <sub>8</sub> COOH	36.0	152	-

**Tabla 14 Comparación de algunos PCM en función de su rango de temperatura y entalpía de fusión (continuación).**

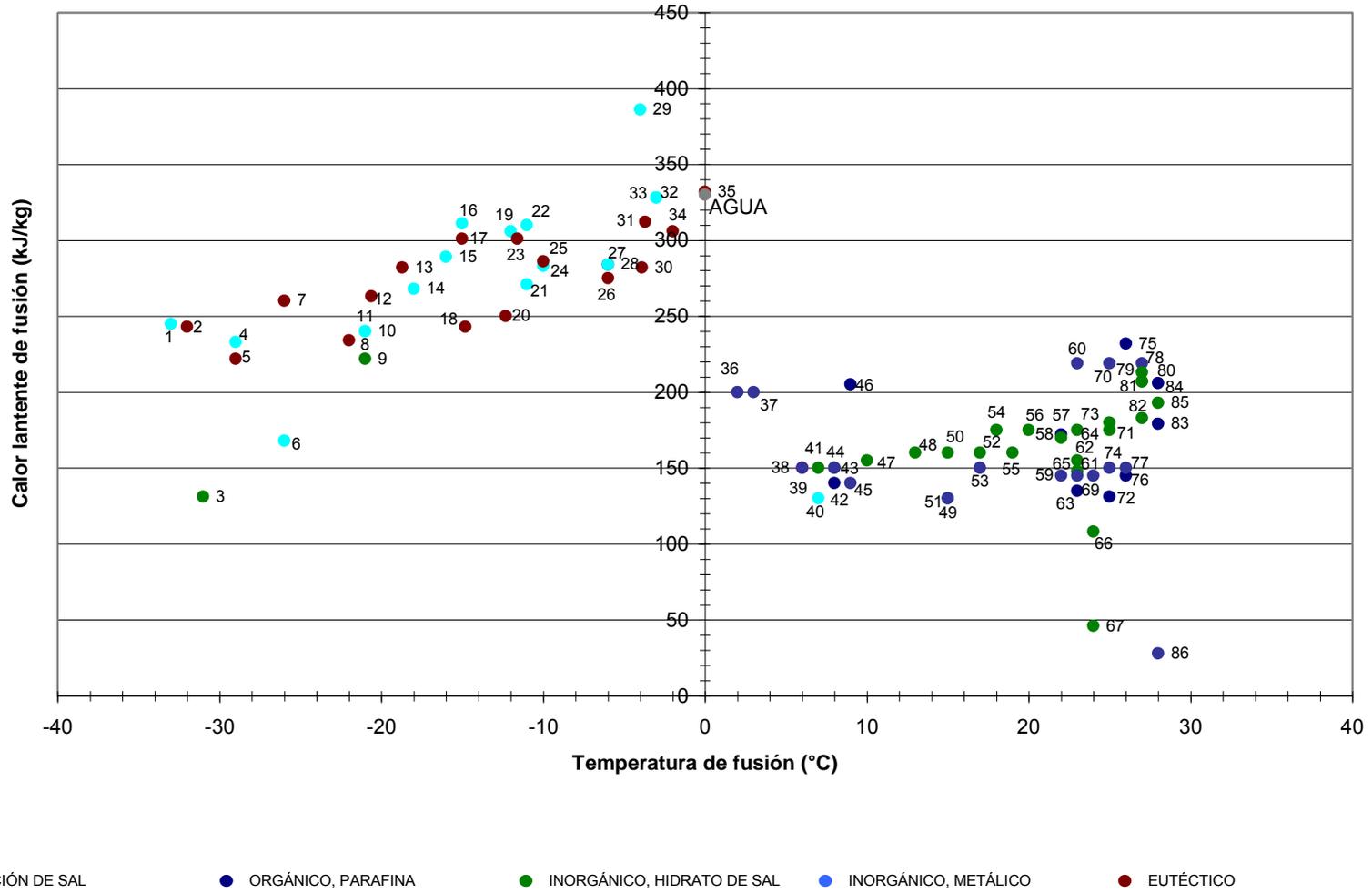
ÍTEM	TIPO PCM	DESIGNACIÓN	PUNTO DE FUSIÓN (°C)	CALOR LATENTE DE FUSIÓN (kJ/kg)	GRUPO	
90	ORGÁNICO	ÁCIDO FÁTICO	ácido eláidico, C <sub>8</sub> H <sub>7</sub> C <sub>9</sub> H <sub>16</sub> COOH	47.0	218	I
91	ORGÁNICO	ÁCIDO FÁTICO	ácido laurico, CH <sub>3</sub> (CH <sub>2</sub> ) <sub>10</sub> COOH	49.0	178	II
92	ORGÁNICO	ÁCIDO FÁTICO	ácido pentadecanoico, CH <sub>3</sub> (CH <sub>2</sub> ) <sub>13</sub> COOH	52.5	178	-
93	ORGÁNICO	ÁCIDO FÁTICO	tristearin, (C <sub>17</sub> H <sub>35</sub> COO) <sub>3</sub> C <sub>3</sub> H <sub>5</sub>	56.0	191	I
94	ORGÁNICO	ÁCIDO FÁTICO	ácido mirístico, CH <sub>3</sub> (CH <sub>2</sub> ) <sub>12</sub> COOH	58.0	199	I
95	ORGÁNICO	ÁCIDO FÁTICO	ácido palmítico, CH <sub>3</sub> (CH <sub>2</sub> ) <sub>14</sub> COOH	55.0	163	I
96	ORGÁNICO	ÁCIDO FÁTICO	ácido esteárico, CH <sub>3</sub> (CH <sub>2</sub> ) <sub>16</sub> COOH	69.4	199	I
97	ORGÁNICO	ÁCIDO FÁTICO	acetamida, CH <sub>3</sub> CONH <sub>2</sub>	81.0	241	I
98	ORGÁNICO	ÁCIDO FÁTICO	fumarato de metilo (CHCO <sub>2</sub> NH <sub>3</sub> ) <sub>2</sub>	102.0	242	I
99	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	K <sub>2</sub> HPO <sub>4</sub> .6H <sub>2</sub> O	14.0	109	II
100	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	FeBr <sub>3</sub> .6H <sub>2</sub> O	21.0	105	II
101	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	Mn(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> .6H <sub>2</sub> O	25.5	148	II
102	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	FeBr <sub>3</sub> .6H <sub>2</sub> O	27.0	105	II
103	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	CaCl <sub>2</sub> .12H <sub>2</sub> O	29.8	174	I
104	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	LiNO <sub>3</sub> .2H <sub>2</sub> O	30.0	296	I
105	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	LiNO <sub>3</sub> .3H <sub>2</sub> O	30.0	189	I
106	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub> .10H <sub>2</sub> O	32.0	267	II
107	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> .10H <sub>2</sub> O	32.4	241	II
108	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	KFe(SO <sub>4</sub> ) <sub>2</sub> .12H <sub>2</sub> O	33.0	173	I
109	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	CaBr <sub>2</sub> .6H <sub>2</sub> O	34.0	138	II
110	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	LiBr <sub>2</sub> .2H <sub>2</sub> O	34.0	124	I
111	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	Zn(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> .6H <sub>2</sub> O	36.1	134	III
112	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	FeCl <sub>3</sub> .6H <sub>2</sub> O	37.0	223	I
113	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	Mn(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> .4H <sub>2</sub> O	37.1	115	II
114	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	Na <sub>2</sub> HPO <sub>4</sub> .12H <sub>2</sub> O	40.0	279	II
115	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	CoSO <sub>4</sub> .7H <sub>2</sub> O	40.7	170	I
116	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	KF.2H <sub>2</sub> O	42.0	162	III
117	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	MgI <sub>2</sub> .8H <sub>2</sub> O	42.0	133	III
118	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	CaI <sub>2</sub> .6H <sub>2</sub> O	42.0	162	III
119	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	K <sub>2</sub> HPO <sub>4</sub> .7H <sub>2</sub> O	45.0	145	II
120	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	Zn(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> .4H <sub>2</sub> O	45.0	110	III
121	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	Mg(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> .4H <sub>2</sub> O	47.0	142	II
122	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	Ca(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> .4H <sub>2</sub> O	47.0	153	I
123	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	Fe(NO <sub>3</sub> ) <sub>3</sub> .9H <sub>2</sub> O	47.0	155	I
124	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	Na <sub>2</sub> SiO <sub>3</sub> .4H <sub>2</sub> O	48.0	168	II
125	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	K <sub>2</sub> HPO <sub>4</sub> .3H <sub>2</sub> O	48.0	99	II
126	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	Na <sub>2</sub> S <sub>2</sub> O <sub>3</sub> .5H <sub>2</sub> O	48.5	210	II
127	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	MgSO <sub>4</sub> .7H <sub>2</sub> O	48.5	202	II
128	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	Ca(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> .3H <sub>2</sub> O	51.0	104	I
129	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	Zn(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> .2H <sub>2</sub> O	55.0	68	III
130	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	FeCl <sub>3</sub> .2H <sub>2</sub> O	56.0	90	I
131	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	Ni(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> .6H <sub>2</sub> O	57.0	169	II
132	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	MnCl <sub>2</sub> .4H <sub>2</sub> O	58.0	151	II
133	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	MgCl <sub>2</sub> .4H <sub>2</sub> O	58.0	178	II
134	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	CH <sub>3</sub> COONa.3H <sub>2</sub> O	58.0	265	II
135	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	Fe(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> .6H <sub>2</sub> O	60.5	126	-
136	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	NaAl(SO <sub>4</sub> ) <sub>2</sub> .10H <sub>2</sub> O	61.0	181	I
137	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	NaOH.H <sub>2</sub> O	64.3	273	I
138	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	Na <sub>3</sub> PO <sub>4</sub> .12H <sub>2</sub> O	65.0	190	-
139	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	LiCH <sub>3</sub> COO.2H <sub>2</sub> O	70.0	150	II
140	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	Al(NO <sub>3</sub> ) <sub>3</sub> .9H <sub>2</sub> O	72.0	155	I
141	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	Ba(OH) <sub>2</sub> .8H <sub>2</sub> O	78.0	265	-
142	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	Mg(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> .6H <sub>2</sub> O	89.9	167	II
143	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	KAl(SO <sub>4</sub> ) <sub>2</sub> .12H <sub>2</sub> O	91.0	184	II
144	INORGÁNICO	HIDRATO DE SAL	MgCl <sub>2</sub> .6H <sub>2</sub> O	117.0	167	I
145	INORGÁNICO	METÁLICO	galio-galio antimonio eutéctico	29.8	-	-
146	INORGÁNICO	METÁLICO	galio	30.0	80.3	I
147	INORGÁNICO	METÁLICO	Cerrolow eutéctico	58.0	90.9	-
148	INORGÁNICO	METÁLICO	Bi-Cd-In eutéctico	61.0	25	-
149	INORGÁNICO	METÁLICO	Cerrobend eutéctico	70.0	32.6	I
150	INORGÁNICO	METÁLICO	Bi-Pb-In eutéctico	70.0	29	-
151	INORGÁNICO	METÁLICO	Bi-In eutéctico	72.0	25	-
152	INORGÁNICO	METÁLICO	Bi-Pb-estaño eutéctico	96.0	-	-
153	INORGÁNICO	METÁLICO	Bi-Pb eutéctico	125.0	-	-
154	EUTÉCTICO		CaCl <sub>2</sub> .6H <sub>2</sub> O + CaBr <sub>2</sub> .6H <sub>2</sub> O; comp. (%):45 + 55	14.7	140	-
155	EUTÉCTICO		trietilolefano + agua + urea; comp. (%): 38.5 + 31.5 + 30	13.4	160	I
156	EUTÉCTICO		C <sub>14</sub> H <sub>28</sub> O <sub>2</sub> + C <sub>10</sub> H <sub>20</sub> O <sub>2</sub> ; comp. (%): 34 + 66	24.0	147.7	-
157	EUTÉCTICO		CaCl <sub>2</sub> + MgCl <sub>2</sub> .6H <sub>2</sub> O; comp. (%): 50 + 50	25.0	95	II
158	EUTÉCTICO		CH <sub>3</sub> CONH <sub>2</sub> + NH <sub>2</sub> CONH <sub>2</sub> ; comp. (%): 50 + 50	27.0	163	II
159	EUTÉCTICO		trietilolefano + urea; comp. (%): 62.5 + 37.5	29.8	218	I
160	EUTÉCTICO		Ca(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> .4H <sub>2</sub> O + Mg(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> .6H <sub>2</sub> O; comp. (%): 47 + 53	30.0	136	-
161	EUTÉCTICO		CH <sub>3</sub> COONa.3H <sub>2</sub> O + NH <sub>2</sub> CONH <sub>2</sub> ; comp. (%): 40 + 60	30.0	200.5	I
162	EUTÉCTICO		NH <sub>2</sub> CONH <sub>2</sub> + NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub> ; comp. (%): 53 + 47	46.0	95	II
163	EUTÉCTICO		Mg(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> .6H <sub>2</sub> O + NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub> ; comp. (%): 61.5 + 38.5	52.0	125.5	I
164	EUTÉCTICO		Mg(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> .6H <sub>2</sub> O + MgCl <sub>2</sub> .6H <sub>2</sub> O; comp. (%): 58.7 + 41.3	59.0	132.2	I
165	EUTÉCTICO		Mg(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> .6H <sub>2</sub> O + MgCl <sub>2</sub> .6H <sub>2</sub> O; comp. (%): 50 + 50	59.1	144	-
166	EUTÉCTICO		Mg(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> .6H <sub>2</sub> O + Al(NO <sub>3</sub> ) <sub>3</sub> .9H <sub>2</sub> O; comp. (%): 53 + 47	61.0	148	-
167	EUTÉCTICO		CH <sub>3</sub> CONH <sub>2</sub> + C <sub>17</sub> H <sub>35</sub> COOH; comp. (%):50 + 50	65.0	218	-
168	EUTÉCTICO		Mg(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> .6H <sub>2</sub> O + MgBr <sub>2</sub> .6H <sub>2</sub> O; comp. (%): 59 + 41	66.0	168	I
169	EUTÉCTICO		ácido naptaleno + benzoico; comp. (%): 67.1 + 32.9	67.0	123.4	-
170	EUTÉCTICO		NH <sub>2</sub> CONH <sub>2</sub> + NH <sub>4</sub> Br; comp. (%): 66.6 + 33.4	76.0	151	II
171	EUTÉCTICO		LiNO <sub>3</sub> + NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub> + NaNO <sub>3</sub> ; comp. (%): 25 + 65 + 10	80.5	113	-
172	EUTÉCTICO		LiNO <sub>3</sub> + NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub> + KNO <sub>3</sub> ; comp. (%): 26.4 + 58.7 + 14.9	81.5	116	-
173	EUTÉCTICO		LiNO <sub>3</sub> + NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub> + NH <sub>4</sub> Cl; comp. (%): 27 + 68 + 5	81.6	108	-

Grupo: I muy prometedor; II prometedor; III poco prometedor; - datos insuficientes

\* Se tomó el rango el valor inicial del rango de congelamiento presentado en la fuente

Fuente: A partir de datos de A. Sharma, A. Review on thermal energy storage with phase change materials and applications.

**COMPARACION DE CALOR LATENTE DE FUSION EN PCM'S**  
 Figura 24 Comparación de algunos PCM comerciales en función de su rango de temperatura y entalpia de fusión.



Fuente: A partir de datos de fabricantes y trabajo realizado por Cabeza, L. F., Material used as PCM in thermal energy storage in buildings: A review.

**Tabla 15 Comparación de algunos PCM comerciales en función de su rango de temperatura y entalpía de fusión.**

ÍTEM	TIPO PCM	PRODUCTO	PUNTO DE FUSIÓN (°C)	CALOR LATENTE DE FUSION (kJ/kg)	COMPAÑÍA
1	Solución de sal	SN 33	-33,0	245	Cristopia
2	Eutéctico	E-32	-32,0	243	PCM Products Ltd.
3	Hidrato de sal	TH 31	-31,0	131	TEAP
4	Solución de sal	SN 29	-29,0	233	Cristopia
5	Eutéctico	E-29	-29,0	222	PCM Products Ltd.
6	Solución de sal	SN 26	-26,0	168	Cristopia
7	Eutéctico	E-26	-26,0	260	PCM Products Ltd.
8	Eutéctico	E-22	-22,0	234	PCM Products Ltd.
9	Hidrato de sal	TH 31	-21,0	222	TEAP
10	Solución de sal	SN 21	-21,0	240	Cristopia
11	Solución de sal	STL 21	-21,0	240	Mitsubishi Chemical
12	Eutéctico	E-21	-20,6	263	PCM Products Ltd.
13	Eutéctico	E-19	-18,7	282	PCM Products Ltd.
14	Solución de sal	SN 18	-18,0	268	Cristopia
15	Solución de sal	TH 16	-16,0	289	TEAP
16	Solución de sal	SN 15	-15,0	311	Cristopia
17	Eutéctico	E-15	-15,0	301	PCM Products Ltd.
18	Eutéctico	E-14	-14,8	243	PCM Products Ltd.
19	Solución de sal	SN 12	-12,0	306	Cristopia
20	Eutéctico	E-12	-12,3	250	PCM Products Ltd.
21	Solución de sal	STLN 10	-11,0	271	Mitsubishi Chemical
22	Solución de sal	SN 10	-11,0	310	Cristopia
23	Eutéctico	E-11	-11,6	301	PCM Products Ltd.
24	Solución de sal	TH 10	-10,0	283	TEAP
25	Eutéctico	E-10	-10,0	286	PCM Products Ltd.
26	Eutéctico	E-6	-6,0	275	PCM Products Ltd.
27	Solución de sal	STL 6	-6,0	284	Mitsubishi Chemical
28	Solución de sal	SN 06	-6,0	284	Cristopia
29	Solución de sal	TH 4	-4,0	386	TEAP
30	Eutéctico	E-4	-3,9	282	PCM Products Ltd.
31	Eutéctico	E-3	-3,7	312	PCM Products Ltd.
32	Solución de sal	SLT 3	-3,0	328	Mitsubishi Chemical
33	Solución de sal	SN 03	-3,0	328	Cristopia
34	Eutéctico	E-2	-2,0	306	PCM Products Ltd.
35	Eutéctico	E0	0,0	332	PCM Products Ltd.
36	Orgánico	A2	2,0	200	PCM Products Ltd.
37	Orgánico	A3	3,0	200	PCM Products Ltd.
38	Orgánico	A4	4,0	200	PCM Products Ltd.
39	Orgánico	A6	6,0	150	PCM Products Ltd.
40	Solución de sal	Climsel C 7	7,0	130	Climator
41	Hidrato de sal	S7	7,0	150	PCM Products Ltd.
42	Parafina	RT 20	8,0	140	Rubitherm GmbH
43	Hidrato de sal	S8	8,0	150	PCM Products Ltd.
44	Orgánico	A8	8,0	150	PCM Products Ltd.
45	Orgánico	A9	9,0	140	PCM Products Ltd.
46	Parafina	RT 5	9,0	205	Rubitherm GmbH
47	Hidrato de sal	S10	10,0	155	PCM Products Ltd.
48	Hidrato de sal	S13	13,0	160	PCM Products Ltd.
49	Hidrato de sal	Climsel C 15	15,0	130	Climator
50	Hidrato de sal	S15	15,0	160	PCM Products Ltd.
51	Orgánico	A15	15,0	130	PCM Products Ltd.
52	Hidrato de sal	S17	17,0	160	PCM Products Ltd.
53	Orgánico	A17	17,0	150	PCM Products Ltd.
54	Hidrato de sal	Latest 18T	18,0	175	PCM Energy P. Ltd.
55	Hidrato de sal	S19	19,0	160	PCM Products Ltd.
56	Hidrato de sal	Latest 20T	20,0	175	PCM Energy P. Ltd.
57	Parafina	RT 20	22,0	172	Rubitherm GmbH
58	Hidrato de sal	S21	22,0	170	PCM Products Ltd.
59	Orgánico	A22	22,0	145	PCM Products Ltd.
60	Orgánico	BioPCM mat 23	23,0	219	Phase Change Energy Solutions
61	Hidrato de sal	C 23	23,0	148	Climator
62	Hidrato de sal	E23	23,0	155	EPS Ltd.
63	Parafina	Micronal DS5008	23,0	135	BASF
64	Hidrato de sal	S23	23,0	175	PCM Products Ltd.
65	Orgánico	A23	23,0	145	PCM Products Ltd.
66	Hidrato de sal	Climsel C 24	24,0	108	Climator
67	Hidrato de sal	TH 24	24,0	46	TEAP
68	Hidrato de sal	Delta-Cool 24	24,0	158	Dörken GmbH & Co. KG
69	Orgánico	A24	24,0	145	PCM Products Ltd.
70	Orgánico	BioPCM mat 25	25,0	219	Phase Change Energy Solutions
71	Hidrato de sal	Latest 25T	25,0	175	PCM Energy P. Ltd.
72	Parafina	RT 26	25,0	131	Rubitherm GmbH
73	Hidrato de sal	S25	25,0	180	PCM Products Ltd.
74	Orgánico	A25	25,0	150	PCM Products Ltd.
75	Parafina	RT 25	26,0	232	Rubitherm GmbH
76	Parafina	Micronal DS5008	26,0	145	BASF
77	Orgánico	A26	26,0	150	PCM Products Ltd.
78	Orgánico	BioPCM mat 27	27,0	219	Phase Change Energy Solutions
79	Hidrato de sal	STL 27	27,0	213	Mitsubishi Chemical
80	Hidrato de sal	S27	27,0	207	Cristopia
81	Hidrato de sal	AC 27	27,0	207	Cristopia
82	Hidrato de sal	S27	27,0	183	PCM Products Ltd.
83	Parafina	RT 27	28,0	179	Rubitherm GmbH
84	Parafina	RT 30	28,0	206	Rubitherm GmbH
85	Hidrato de sal	E28	28,0	193	EPS Ltd.
86	Orgánico	A28	28,0	155	PCM Products Ltd.

**Fuente:** A partir de datos de fabricantes y trabajo realizado por Cabeza, L. F., *Material used as PCM in thermal energy storage in buildings: A review.*

Bowen desarrolló una almohadilla terapéutica flexible que contenía un PCM como hidratos de metaborato de sodio, dicloruro de manganeso o nitrato de calcio. D.E. Truelock inventó un grupo de aparatos que podían ser mantenidos a temperatura de cuarto sin pérdidas de calor almacenado. El PCM fundido se mantenía en un compartimiento de una bolsa plástica, estabilizado en un estado superenfriado. Otro compartimiento contenía materiales nucleantes. La bolsa podría manipularse para romper el compartimiento nucleante y mezclar el contenido con el PCM. Esto causaba la cristalización y liberaba el calor latente almacenado. Similarmente dispositivos liberaban frío basados en la disolución endotérmica de sales en agua. Estos dispositivos (frío y caliente) eran ampliamente utilizados en cuidado médico y medicina deportiva. Frecuentemente se utilizaba pentahidrato de tiosulfato de sodio como PCM.

Una aplicación totalmente diferente para calentamiento del cuerpo humano fue inventada en 1965 por Mavleos y Desy, patentada por Avien Inc., y consistía de un traje con mochila para conductores, exploradores, aviadores y otros expuestos a frío prolongado. Utilizaba hidruro de litio como el PCM fuente de calor y se circulaba agua al traje desde un intercambiador de calor in la mochila. Hearst and Plum posteriormente desarrollaron para el Departamento de Defensa de los Estados Unidos un dispositivo similar con PCM de bajo punto de fusión. Sugirieron compuestos que fundían entre 45 a 90°C tal como el ácido esteárico, naftalina,  $\text{Mg}(\text{NO}_3)_2$  hidratado o eutécticos fundiendo por arriba de 200°C como por ejemplo,  $\text{NaNO}_3/\text{Mg}(\text{NO}_3)_2$  o  $\text{NaNO}_3/\text{Mg}(\text{NO}_3)_2/\text{KNO}_3$ .

De igual forma, en 1950 J.E. Feldman de U.S. Rubber Co. patentó artículos generadores de calor, fabricado de esponja de caucho laminado entre dos hojas de caucho. La esponja era llenada con un PCM de hidrato de sal inorgánica fundiendo entre 28 a 45°C. Un artículo se aproximaba a un saco de dormir pretendiendo servir como bolsa de rescate de glacial para personas lesionadas o discapacitada.

En 1962 Cryo-Therm. Inc., trabajando como subcontratista para el M.I.T., estudió la aplicación de PCM como sumideros de calor para los sistemas de navegación del programa espacial de la NASA. Aunque la aplicación estuvo limitada a un rango de temperatura estrecho, 49 a 57°C el estudio generó información sobre materiales que fundían desde 50 hasta 3200°C. Igualmente se probó una técnica de estimación de la entropía de fusión y el cálculo de la entalpía de fusión para los materiales que carecían de estos valores en la literatura.

En 1964 trabajadores de Northrup Space Laboratories, fundada por Marshall Space Flight Center, pusieron en marcha un esfuerzo para aplicar la tecnología de almacenamiento de calor con PCM en el programa espacial. Investigaron aplicaciones tales como control de temperatura para circuitos electrónicos, modulación de temperatura en naves espaciales y almacenamiento de calor para sistemas de energía eléctrica solar. De acuerdo al reporte de Shlosinger y Bentilla, se consideraron un variedad de PCM orgánicos y se seleccionaron parafinas normales como las de mayor futuro. El desempeño térmico de las unidades de control de temperatura fue modelad y se verificó en dispositivos de prueba.

Un estudio llevado a cabo en Republic Aviation por S. Z. Fixter y otros para predecir el desempeño de la parafina (PCM) en los sistemas de naves espaciales mostró un 75% y más en reducción de la fluctuación de temperatura con un sistema pasivo que utilizaba el PCM, y una reducción en peso sobre los otros dispositivos de control térmico pasivos.

Grodzka and Fan en Lockheed Missiles and Space Company llevaron a cabo un estudio teórico sobre la operación de dispositivos PCM en ambiente espacial. Se seleccionaron experimentalmente un grupo de PCM orgánicos e inorgánicos y se escogieron cuatro como candidatos principales: trihidrato de nitrato de litio, acetamida, fumarato de metilo, ácido mirístico.

En otras aplicaciones espaciales se tiene el empleo de tres sistemas PCM (en la unidad de procesamiento de señal, en la unidad de control electrónico y en la unidad de relés de comunicaciones lunar) del vehículo lunar del Apolo 15. El calor generado durante las travesías del vehículo lunar fue almacenado en un PCM a base de parafina y entre cada salida fue disipado por radiación a través de dispositivos aislantes móviles. También en el Skylab SL-1 se empleó un sistema PCM para la estabilización de la temperatura de los contenedores de los desechos humanos durante la transferencia del taller orbital al módulo de comando para el retorno a la tierra. El Skylab adicionalmente fue equipado con un sistema PCM para controlar la temperatura del fluido de enfriamiento que retornaba del sistema del radiador del circuito de líquido, previniendo que la temperatura excesiva hiciera carrera en este sistema.

En el caso de calentamiento y enfriamiento de edificios las aplicaciones iniciaron en los años 20 pero ninguno fue implementado hasta antes de finales de los años 40s y no más de unos pocos fueron construidos hasta finales de los 70s.

En 1932 el escocés A.A. Douglas inventó un aparato de almacenamiento de calor que contenía tubos sellados de PCM en un medio de transferencia de calor líquido. Sugirió el empleo de PCM orgánicos tales como parafina, naftalina, ácido esteárico o inorgánicos hidratados, tales como sulfato de magnesita o tiosulfato de sodio. Este aparato fue diseñado para proveer suministros de agua caliente o calentamiento radiante para uso doméstico o industrial. El almacenador de calor era cargado con energía eléctrica fuera de horas pico.

En 1944 A.B. Newton patentó un dispositivo para enfriamiento nocturno radiante y calentamiento solar en el cual el agua se usaba para transferir calor y se aumentaba el almacenamiento térmico sumergiendo contenedores de PCM. Se utilizaron tanto materiales de bajo y alto punto de fusión (10°C y 55°C respectivamente). Se utilizó *wood's metal* (aleación eutéctica de 50% de bismuto, 26% de plomo, 13.3% de estaño y 10% de cadmio, en peso) como PCM de almacenamiento de calor. Para almacenamiento de frío se propusieron varios materiales orgánicos, incluyendo alcohol undecilo y pentadecano. En 1944 J. R. Swanton Jr. patentó para A. D. Little Inc. un sistema de calentamiento solar utilizando un almacenador de calor con PCM. Utilizó dodecahidrato de fosfato de sodio como medio de almacenamiento y recomendó también hexahidrato de cloruro de calcio.

Poco después del fin de la segunda Guerra Mundial, M. Telkes trabajando para el MIT recomendó el uso de hidrato de sales y posteriormente estableció que el mejor medio de almacenamiento de calor latente eran la sal de Glauber, el decahidrato de sulfato de sodio ( $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ ). Aunque parte de la sal formaba un residuo insoluble en la fusión estableció que esto podría ser reversible durante la liberación de calor almacenado. Otro problema, el subenfriamiento se podía corregir adicionando bórax como agente nucleante. La corrosión podría ser controlada adicionando cromato de sodio o dicromato como un inhibidor. Sin embargo, las experiencias desarrolladas por esta investigadora en aplicaciones de paneles solares mostraron que la sal de Glauber presenta un comportamiento incongruente que hace que sus componentes se separen en anhídridos y otras capas reduciendo la mayoría de su capacidad de almacenamiento de calor.

El almacenamiento de energía en general y los PCM en particular han sido objeto de muchas investigaciones en los últimos 30 años. Esto teniendo en cuenta el interés generalizado en la conservación de energía, la disminución en el uso de combustibles fósiles por su efecto en el calentamiento global y generación de gases de efecto invernadero. Los PCM son un efectivo medio para almacenar energía térmica debido a su relativa alta densidad de almacenamiento de energía y la naturaleza isotérmica del proceso. Esta característica los hace especialmente útiles en el diseño y fabricación de dispositivos almacenadores de energía que en muchas ocasiones se utilizan para reducir el desbalance entre el suministro y la demanda. También para mejorar el desempeño y confiabilidad de los sistemas de energía jugando un papel importante en la conservación de la energía lo que a su vez se traduce en reducción de costos. En la revisión de la literatura realizada por A.Sharma, *et al*<sup>13</sup> y H. Mehling y L. Cabeza<sup>14</sup> puede encontrarse la mayoría de las aplicaciones actuales en las que se han empleado PCM. En el libro escrito por I. Dincer y M. Rosen<sup>15</sup> se puede encontrar una muy buena descripción y métodos de cálculo de una amplia variedad de almacenadores de energía térmica incluyendo aplicaciones con PCM.

**2.4.1 Aplicaciones en transporte y contenedores de almacenamiento.** En los años 90 la aplicación de los PCM en contenedores de transporte llegó a ser una de las primeras aplicaciones totalmente comercial y fueron utilizados para transportar comida, medicinas y productos farmacéuticos. Estos tienen en común en que es muy importante mantener la temperatura del producto arriba o debajo de cierta temperatura o dentro de un rango estrecho. Adicionalmente, estos contenedores fueron la única solución para el transporte aéreo en donde no es posible conectar a la red eléctrica un calentador o un enfriador. Las aplicaciones en contenedores de transporte tienen como foco el control de la temperatura y no el suministro de grandes cantidades de calor o frío.

**2.4.1.1 Contenedores y cajas multipropósitos.** En la figura 25 pueden observarse contenedores de propósito general. El de la izquierda y centro son cajas aisladas que

---

<sup>13</sup> SHARMA, Atul *et al.* Op cit., p. 318-345.

<sup>14</sup> MEHLING, Herald y CABEZA, Luisa. Heat and cold storage with PCM. Berlín: Springer, 2008. 308 p.

<sup>15</sup> DINCER, I, y ROSEN, M. A. Thermal energy storage. Systems and applicatios. Chinchester (England): Wiley, 2002. 599 p.



contienen módulos de PCM (hacia fuera del espacio útil) desarrollados por la compañía PCM Energy P. Ltd. y están disponibles en diversos tamaños. La caja de la derecha presenta un aislamiento de vacío altamente eficiente y fue diseñada y comercializada por la compañía va-Q-tec AG. El aislamiento especial tiene una conductividad térmica de  $4-5 \times 10^{-3} \text{ W/m}\cdot\text{K}$  lo cual es 7 u 8 veces mejor que un material aislante convencional. Esto reduce la necesidad de energía para enfriar a 10 W sin reducción del espacio de almacenamiento. Las pruebas han mostrado que con la ayuda del PCM para la estabilización de la temperatura, es posible tener  $-20^{\circ}\text{C}$  dentro de la caja por 4 días (96 horas) a una temperatura ambiente de  $+30^{\circ}\text{C}$ . Para el transporte de productos farmacéuticos, que requiere entre  $+2$  a  $+8^{\circ}\text{C}$ , es posible conseguir 3.5 días (84 horas) a temperaturas ambiente por arriba de  $20^{\circ}\text{C}$ .

La compañía va-Q-tec AG también ha desarrollado un contenedor multipropósito ( $1.25 \times 0.85 \times 1.32 \text{ m}$ , para 500 kg) para el transporte vía automóvil, camión, barco o avión, de artículos sensibles a la temperatura. El contenedor combina también un aislamiento de vacío altamente eficiente con PCM para estabilizar la temperatura y no necesita ninguna fuente de electricidad.

**Figura 25** Cajas de transporte con PCM.



Fuente: H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.

**2.4.1.2 Sistemas de manejo térmico.** En estos sistemas se coloca el PCM lejos de las paredes del contenedor y se usa un flujo de aire forzado para reducir las diferencias de temperatura. En la figura 26 puede observarse un contenedor de estos desarrollado por la compañía ACME para transportar artículos sensibles a la temperatura para garantizar calidad y frescura. El contenedor puede ser transportado por vehículos normales eliminando la necesidad de costosos camiones refrigerados. Cada contenedor puede recargarse con PCM y el ventilador se encuentra en la parte superior. La temperatura puede ser mantenida constante hasta por 48 horas.

**2.4.1.3 Contenedores para comida y bebidas.** En este caso las aplicaciones de los PCM se utilizan para transportar alimentos calientes como pescados o fríos como ensaladas, postres, helados, etc. En la figura 27 a la izquierda se muestra un ejemplo de tales aplicaciones la cual ha sido bastante comercializada y se trata de los calentadores de pizza. El dispositivo fue desarrollado por la compañía Rubitherm Technologies GMBH y consiste de una placa impregnada con PCM (que mantiene la temperatura a  $65^{\circ}\text{C}$ ) sobre la cual se coloca la pizza y el conjunto luego se ubica dentro de la caja de transporte para el despacho. Al centro de la figura 27 se muestra un segundo ejemplo que consiste de una placa fabricada de perfiles de

aluminio y rellenos con gránulos de Rubitherm GR. Otro ejemplo puede observarse a la derecha de la figura 27 y corresponde a un carrito usado para distribuir comida en hospitales, escuelas, etc. desarrollado por la compañía va-Q-tec. El carrito permite almacenar por debajo de  $-10^{\circ}\text{C}$  por casi 35 horas a temperaturas exteriores de  $25^{\circ}\text{C}$ .

**Figura 26 Sistema de manejo térmico.**



Fuente: H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.

**Figura 27 Calentador de pizza, placa para calentamiento y enfriamiento de comida y carrito para comida.**



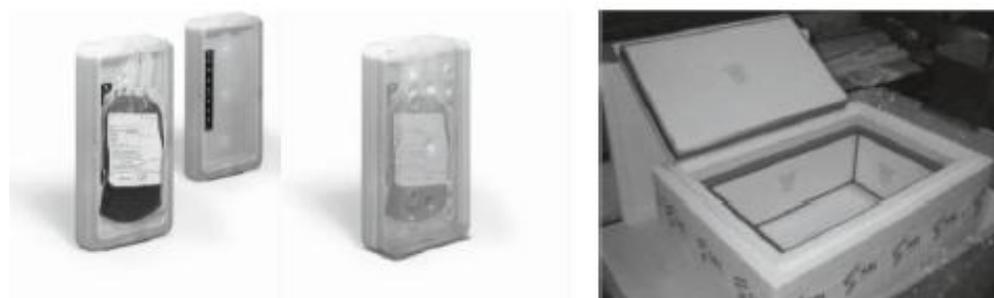
Fuente: H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.

Otra aplicación es la “botella isotérmica” de doble pared con PCM relleno del espacio entre ellas desarrollada por la compañía Sofrigam (Francia) que puede contener 0.5 litros de una bebida. La botella puede ser preenfriada, por ejemplo en un refrigerador, para solidificar el PCM y luego mantener la bebida fría a  $13^{\circ}\text{C}$  por 3 horas a una temperatura ambiente de  $25^{\circ}\text{C}$ .

**2.4.1.4 Aplicaciones médicas.** Los PCM han encontrado un campo favorable en las aplicaciones médicas debido a que muchos de ellas implican manejo de productos costosos y cuya calidad depende frecuentemente de la temperatura de almacenamiento y traslado. Algunos productos deben ser transportados entre  $20$  a  $24^{\circ}\text{C}$ , otros entre  $2$  a  $6^{\circ}\text{C}$  y otros entre  $-30$  a  $-26^{\circ}\text{C}$ . Los métodos convencionales son complejos y requieren sistemas

costosos de enfriamiento. A la derecha figura 28 muestra un sistema simple y no costoso usando PCM para el transporte de sangre desarrollado por la compañía delta T que mantiene la temperatura entre 2 y 10°C por 12 horas sin equipo técnico adicional. A la izquierda se presenta un contenedor desarrollado por la compañía Suiza AB Aircontainer A. C. para el traslado de productos médicos vía aérea y que ha mostrado ser capaz de mantener temperaturas entre +2 y +8°C después de 105 horas.

**Figura 28 Sistema de transporte de sangre (derecha) y para traslado de otros productos médicos (izquierda).**



**Fuente: H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.**

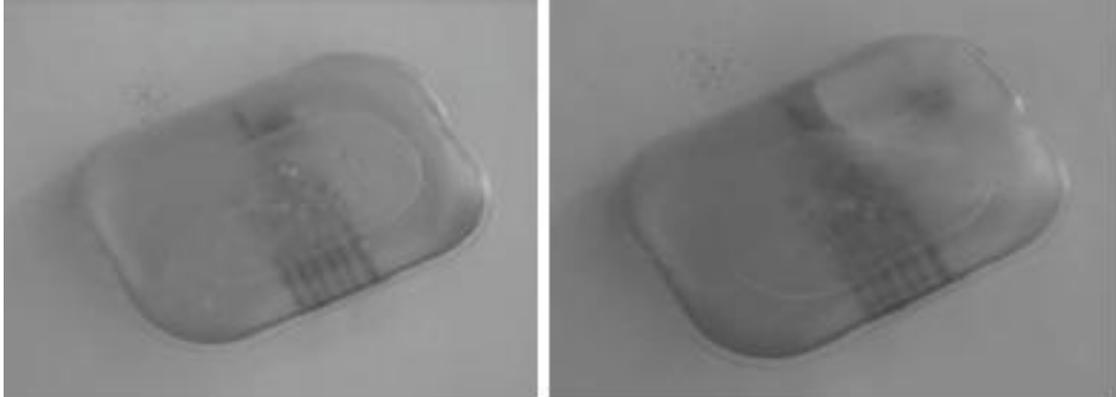
**2.4.1.5 Equipo electrónico.** La mayoría de los componentes electrónicos operan mejor en cierto rango de temperatura y fallan si las temperaturas son demasiado altas o bajas. En el caso de las baterías se puede presentar una significativa pérdida de energía y por esto compañías como TEAP junto con Power Conversion Products y MJM Engineering han desarrollado una chaqueta que contiene bolsas rellenas con PCM para ser envuelta alrededor de la batería. De esta forma se minimizan los efectos de las cargas de calor pico en el día.

**2.4.2 Aplicaciones para el cuerpo humano.** Estas aplicaciones también utilizan almacenamiento de calor usualmente sin un fluido de transferencia de calor interno debido a que su objetivo es controlar la temperatura y no el suministro de grandes cantidades de calor o frío. No utilizan conexión a una fuente de energía y por esto en el futuro serán productos muy económicos. A continuación se presenta uno cuantos ejemplos de estas aplicaciones.

**2.4.2.1 Calentador de bolsillo.** Es una de las aplicaciones de PCM para el confort térmico humano más conocido (ver figura 29). Son usados para liberar calor cuando una persona está “congelada” y son uno de las pocas aplicaciones en donde el subenfriamiento del PCM es intencionalmente utilizando. El calentador es primero calentado en casa, por ejemplo en agua hirviente, para fundir el PCM. Luego enfriada a temperatura ambiente sin liberación de calor latente. Para esto se utiliza un hidrato de sal con algunos aditivos; el PCM no se cristaliza cuando el calentado es enfriando a la temperatura ambiente. El subenfriamiento es estable y por esto es posible llevar el calentador de bolsillo por muchos días sin liberación desprevénida de calor latente. Cuando se necesita el calor se emplea un dispositivo mecánico integrado al calentador para iniciar la cristalización. Es muy empleado por

personas que pasan mucho tiempo por fuera en climas fríos como cazadores, pescadores, marineros, entre otros, o para el rescate de personas en ambientes extremadamente fríos.

**Figura 29 Calentador de bolsillo con PCM.**



Fuente: H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.

**2.4.2.2 Chalecos para diferentes usos.** La compañía Climator AB ha desarrollado un chaleco (ver figura 30) para enfriar el cuerpo de personas que trabaja en ambientes calientes o que realizan ejercicio físico extremo. El chaleco contiene compartimientos para almacenar pequeñas bolsas rellenas con PCM. La absorción de calor empieza tan pronto la temperatura se eleva por arriba de la temperatura de fusión del PCM (28°C) y dependiendo de la aplicación el efecto enfriante puede durar hasta 3 horas. Solo es posible este tiempo debido a la gran cantidad de PCM requerida (2.3 kg) y a que el espesor de la capa del mismo puede ser de varios milímetros. El chaleco se ha utilizado en enfriamiento de deportistas durante descansos en competiciones o en bomberos que trabajan mucho tiempo cerca del fuego. Otras aplicaciones incluyen chalecos balísticos como los producidos por Outlast.

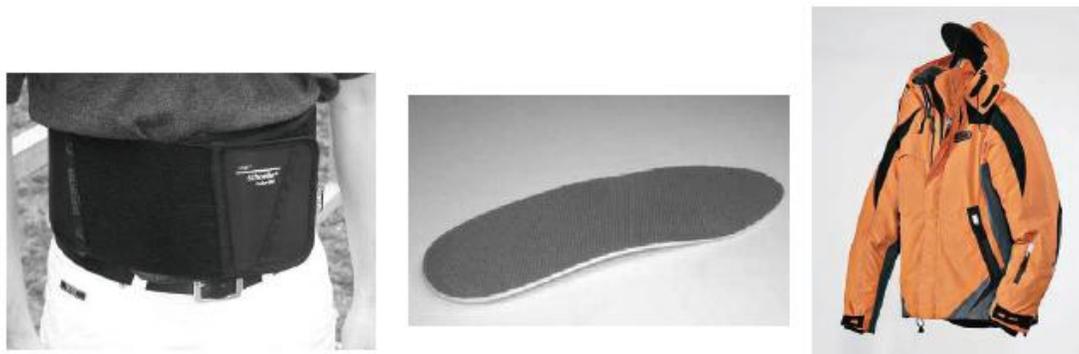
**Figura 30 Chaleco con PCM para el enfriamiento del cuerpo humano**



Fuente: H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.

**2.4.2.3 Ropa interior y otras prendas.** La compañía Outlast ha implementado PCM microencapsulados para ropa interior para reducir la transpiración. Otras compañías también han fabricado otras prendas para motociclistas como guantes, zapatos y cinturones de “riñón” (ver figura 31 a la izquierda, desarrollado por la compañía Schoeller textil AG) o plataformas para calzado como el desarrollado por la compañía Colortex GMBH (ver figura al centro). La compañía Colmar ha utilizado PCM para la confección de chaquetas como la mostrada en la figura 31 a la derecha.

**Figura 31 Prendas de vestir con PCM.**



**Fuente:** H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.

**2.4.2.4 Edredones y sacos de dormir.** Existen muchas compañías que ofrecen este tipo de elementos con la incorporación de PCM para garantizar que se almacena y se libera el calor necesario para el confort de las personas. Una de ellas es la firma Outlast que ofrece edredones con estas características.

**2.4.2.5 Aplicaciones médicas.** Dentro de estas aplicaciones está el uso de hielo para enfriar y tratar diferentes lesiones deportivas o hidratos de sales para reducir la temperatura del cuerpo en los recién nacidos. También se han implementado PCMs para el tratamiento terapéutico con calor de partes del cuerpo en las que es necesario aumentar el flujo de sangre, el transporte de oxígeno, nutrientes, etc. Los dispositivos, como los desarrollados por la compañía LAVATHERM GMBH y Rubitherm Technologies GmbH, puede reducir el dolor y ayudar a la regeneración de músculos. Básicamente consisten en una modificación de los calentadores de bolsillo para crear paquetes de varios tamaños y formas que se utilizan dependiendo del uso específico. Debido a que es posible tener una liberación de calor por 2 a 3 horas, el tratamiento con calor no solo alcanza la piel sino también partes más profundas del cuerpo.

**2.4.3 Aplicaciones solares.** Durante la última década la mayoría de los estudios relacionados con la aplicación de sistemas solares que incluyen PCM han concluido que existe un futuro muy prometedor para estos materiales al mejorar el desempeño global de tales sistemas. A continuación se presentan algunas de las aplicaciones típicas de estos sistemas.

**2.4.3.1 Sistemas solares de calentamiento de agua.** Estos sistemas han venido ganando popularidad debido a su bajo costo y simplicidad para fabricar y mantener. Existen diferentes configuraciones que van desde simples contenedores que contienen una capa de PCM en el fondo a unidades cilíndricas o intercambiadores de calor unidos a paneles colectores o configuraciones más complejas. Como PCM se han utilizado ceras parafínicas, ácido esteárico, hexahidrato de cloruro de calcio, tetrahidrato de cloruro de calcio, tetrahidrato de acetato de sodio,  $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$  y otros hidratos de sales como nitrato de zinc hexahidratado, dodecahidrato de fosfato de hidrógeno disódico y la mencionada sal de Gauber, entre otros. La mayoría de los resultados han demostrado un futuro promisorio para esta tecnología.

**2.4.3.2 Sistemas solares de calentamiento de aire.** Igual que los sistemas de calentamiento de agua existen bastantes estudios sobre la implementación de PCM en sistemas como estos. Algunas aplicaciones incluyen invernaderos para secado de hierbas aromáticas y plantas medicinales y calentamiento de viviendas.

**2.4.3.3 Cocinas solares.** Es uno de los mayores usos de la energía solar aunque en su mayoría limitado por la imposibilidad de cocinar comida en las noches; sólo pocos estudios se han realizado utilizando contenedores con PCM adicionales para superar este problema. Como PCM para esta aplicación se han utilizado hexahidrato de nitrato de magnesio,  $(\text{Mg}(\text{NO}_3)_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O})$ , acetamida, ácido esteárico.

**2.4.3.4 Casas verdes solares.** Los PCM se han utilizado para almacenar energía solar para procesos de curado y secado de plantas. Principalmente se utilizan contenedores o bolsas con el PCM que se colocan de manera conveniente en las corrientes de aire o en los sistemas de aireación de la casa. Se reportan ahorros de energía de hasta el 60%. Algunos de los PCMs empleados en estas aplicaciones son  $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ .

**2.4.4 Aplicaciones en edificios.** Las investigaciones sobre aplicaciones de PCM para calentamiento o enfriamiento de edificios datan de hace tiempo. Alrededor de 1930 la ya mencionada M. Telkes investigó el uso de la sal de Glauber para almacenar calor solar y usarlo para el calentamiento de interiores de edificaciones. Posteriormente se continuaron varias investigaciones pero todas ellas no eran viables desde el punto de vista económico. Sin embargo, desde los años 90 se ha visto un cambio en la economía mundial que ha presionado el aumento de los precios en la energía acompañado de un aumento de la demanda más exigente de ambientes confortables para los humanos en el interior de los edificios. Esto a su vez ha hecho incrementar el consumo de energía destinada a refrigeración y aire acondicionado. Estas condiciones son las que han hecho propicio el aumento en el número de investigaciones destinadas a la implementación de PCM con propósitos de calentar o enfriar edificaciones.

A continuación se presenta una breve descripción del estado actual de las formas como se han incorporado los PCM en los materiales de construcción de acuerdo a la revisión de la literatura realizada por D. Zhou, *et. al*<sup>16</sup>.

**2.4.4.1 Mejora en la transferencia de calor.** La mayoría de los PCM presentan bajas conductividades térmicas (0.2 W/m·°K para ceras de parafina y 0.5 W/m·°K para sales hidratadas y eutécticos) lo cual prolonga los periodos de carga y descarga. Se han propuesto varias técnicas para mejorar esta propiedad como rellenar el PCM con partículas de alta conductividad, incorporación de materiales de matriz porosa dentro del PCM, insertar materiales fibrosos, tanto en micro como macroencapsulación.

El tiempo de cambio de fase es uno de los más importantes parámetros de diseño en los sistemas de PCM y por esto la adición de aditivos de aluminio por ejemplo, en mezclas de parafina, puede reducir significativamente el tiempo de cambio de fase. Sin embargo, este método resulta en un incremento de peso y costo alto del sistema. Las espumas metálicas fabricadas por método de sinterización, tienen muchas de las características deseables como baja densidad, gran área superficial específica, alta relación de densidad/resistencia específica así como alta conductividad térmica. Todas estas propiedades deseables ofrecidas por las espumas metálicas prometen mejoras en la transferencia de calor para los PCM. El uso de espumas metálicas de celda abierta en intercambiadores de calor compactos genera resistencias térmicas dos y tres veces más bajas que los mejores intercambiadores disponibles comercialmente. Investigaciones numéricas y experimentales han mostrado que la conductividad térmica efectiva aumenta rápidamente conforme aumenta la temperatura y disminuye la porosidad. La impregnación de cera parafínica en una matriz de grafito empleando fuerzas capilares muestra una alta conductividad térmica y salida de energía estable. El uso de fibras de carbono mejoran la velocidad de intercambio de calor durante los procesos de cargue y descargue aún cuando las fracciones en volumen de fibras de carbono fueran de solo cerca de 1%.

**2.4.4.2 Métodos tradicionales de impregnación de PCM dentro de los materiales de construcción.** Los métodos más promisorios son la incorporación directa, inmersión y encapsulación. Las temperaturas de fusión y congelamiento de los PCM varían ligeramente cuando son incorporados en materiales de edificios.

- **Incorporación directa.** Es el método más simple en el cual PCM líquido o en polvo son directamente adicionado a los materiales de construcción tales como panel yeso, concreto o mezcla de arena-cemento durante la producción. No se requiere equipo extra pero pueden presentarse grandes problemas debido a fugas e incompatibilidad con los materiales de construcción.
- **Inmersión.** Es una tecnología en la cual los componentes estructurales del edificio, tales como el panel yeso, ladrillo o concreto, se coloca dentro de ellos PCM fundidos

---

<sup>16</sup> ZHOU, D.; ZHAO, C.Y. y TIAN, Y. Review on thermal energy storage with phase change materials (PCMs) in building applications. *En*: Applied Energy. Abril, 2012. vol. 92. p. 593-605.

que son entonces absorbidos dentro de sus poros internos con la ayuda de elevación capilar. Algunos investigadores señalan que este método puede presentar problemas de fugas y no es bueno para largos tiempos de uso. La incorporación directa y la inmersión tienen diferentes procesos de operación, pero ambos incorporan PCM directamente en materiales de construcción convencional.

- **Macroencapsulación.** Es una tecnología en la que se encapsula los PCM en un contenedor, por ejemplo, tubos, bolsas, esferas o paneles. Se acepta como macroencapsulación en el caso de las esferas un diámetro mayor a 1 cm. Por ejemplo, la compañía Rubitherm produce una clase de paneles de PCM llamados módulos CSM los cuales son fabricados en aluminio con un eficiente recubrimiento anti-corrosión. Con PCM macroencapsulados el problema de fugas puede ser evitado y la función de la estructura de la construcción puede ser menos afectada. Se mejora también la compatibilidad con los alrededores por el uso de una barrera, el manejo del PCM en un proceso de producción, reduce los cambios externos de volumen. Tiene como desventajas la pobre conductividad térmica, tendencia a la solidificación de los fillos e integración compleja a los materiales del edificio. En la Figura 32 puede verse algunos ejemplos.

**Figura 32 Ejemplos de macroencapsulación de PCM.**



**Fuente:** L. Cabeza, Material used as PCM in thermal energy storage in buildings: A review.

**2.4.4.3 Microencapsulación.** Es la tecnología en la cual partículas de PCM son encerradas en una película polimérica delgada, sellada y de alto peso molecular que mantiene la forma y previene la fuga de PCM durante el proceso de cambio de fase. Las formas son esféricas o en forma de rodillo, con diámetros menores a 1 mm (ver figura 33 y 34). Es mucho más sencillo y económico su incorporación a materiales de construcción. Mejora la transferencia de calor a los alrededores a través de su mayor relación volumen a superficie y mejora la estabilidad del ciclo en donde la separación de fase se restringe a distancias microscópicas. Análisis térmicos y pruebas de ciclo térmico en parafinas microencapsuladas ha mostrado que éstas conservan su perfil geométrico y capacidad de calor después de 1000 ciclos. Esta tecnología requiere investigación en el aspecto de seguridad, tales como la capacidad de retardación del fuego.

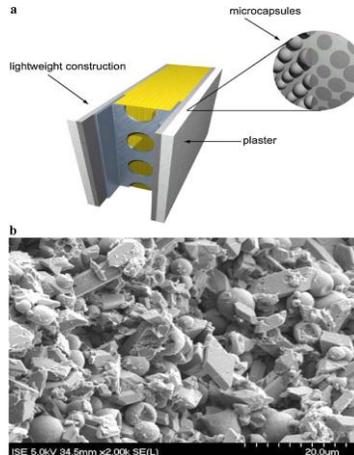


**Figura 33 Presentación del PCM Micronal. Izaquierda, en polvo. Derecha, como dispersión en agua.**



Fuente: Micronal, <http://www.micronal.de>.

**Figura 34 Ejemplo de PCM microencapsulado.**



Fuente: V. Tyagy. Development of phase change materials based microencapsulated technology for buildings: A review.

**2.4.4.4 PCM de forma estabilizada.** En esta tecnología el PCM (como parafina) es dispersado en otra fase de material soportante (polietileno de alta densidad, por ejemplo) para formar un material compuesto estable, que es atractivo debido a su aparente alto calor específico, conductividad térmica conveniente, habilidad para mantener la forma del PCM estabilizado en el proceso de cambio de fase, así como su buen desempeño en múltiples ciclos térmicos en una largo periodo. El sistema de almacenamiento térmico es más simple y no necesita dispositivos especiales o contenedores para encapsular el PCM. Se ha propuesto su aplicación en revestimientos interiores tales como paredes internas, cielos rasos y pisos.

Los materiales típicos en los que se incorporan los PCM son panel-yeso, mezclas de arena-cemento, concreto, ladrillo, contenedores de diferentes materiales como PVC, acero inoxidable, aluminio, etc. que posteriormente se instalan en paredes, pisos, cielos rasos y

techos entre otros utilizando estrategias pasivas y activas de ventilación y aire acondicionado. Una buena descripción de estas aplicaciones se puede encontrar en el artículo de D. Zhou ya referenciado y en el de L. F. Cabeza, *et al*<sup>17</sup>. En el capítulo 4 se hará una descripción de algunas de las más importantes implementaciones en edificios orientados hacia el acondicionamiento del aire.

## 2.5 PCM COMERCIALES

Aunque existe una lista amplia de PCM que han sido investigados, alrededor de 100 son los que son comercialmente explotados (ver artículo de L. F. Cabeza, *et al*<sup>18</sup>). Generalmente no se venden como PCM puro debido a que en esta condición su manejo es crítico (por ejemplo, con respecto a su contenido de agua). La mayoría de las veces se venden como compuestos, encapsulados o en una aplicación final. Esto tiene como ventaja que el producto tiene unas propiedades definidas, con una garantía establecida, un precio fijo y puede ser despachado en cualquier momento. La desventaja es que las aplicaciones quedan limitadas a las que hayan desarrollado los proveedores.

Aunque existe mucha literatura sobre el tema no es fácil encontrar procedimientos probados de cómo se fabrican los PCM y muchos de ellos tienen vigentes patentes con lo que podría darse diferencias de calidad y desempeño de los productos entre fabricantes. Sin embargo, actualmente existe un estándar de control de calidad del producto desarrollado por el Centro Bávaro para la Investigación de Energías Aplicadas (ZAE Bayern, por sus siglas en alemán, *Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung*) y el Instituto Fraunhofer para los Sistemas de Energía Solar (FhG-ISE, *Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE*). Estos organismos alemanes desde el 2007 imponen un sello de calidad (ver figura 35) que indica que el producto ha sido probado de acuerdo al estándar. Se tiene noticia e India han trabajado en la misma dirección.

**Figura 35 Sello de calidad de producto para PCM.**



**Fuente: ZAE Bayern, [www.pcm-ral.de](http://www.pcm-ral.de).**

<sup>17</sup> CABEZA, L. F., *et al*. Op cit., p.1675-1695.

<sup>18</sup> CABEZA, L. F., *et al*. Op cit., p.1675-1695.

Los requerimientos que regula el estándar son la conductividad térmica (que puede ser especificado en un intervalo de temperatura predefinido), la estabilidad de ciclo entendida como que el PCM o un compuesto de este debe sobrevivir a un número definido de ciclos sin dañarse (el ciclo se define como una fusión y re-cristalización completas del PCM), la temperatura de transición de fase y el calor almacenado, entre otros. Adicionalmente el estándar obliga al proveedor como mínimo a suministra la siguiente información: nombre del fabricante, nombre del producto especificando si es o no encapsulado, rango de temperatura en el cual las propiedades reportadas por el fabricante son válidas, temperatura máxima y mínima permisible, peso específico, contenedor de almacenamiento, aplicaciones permitidas y categoría de ciclos, temperatura de transición de fase y calor almacenado, reproducibilidad de la fase de transición. Adicionalmente debe entregar la hoja de seguridad del producto.

Las principales compañías que actualmente producen PCM o productos relacionados con ellos son Cristopia, Dupont (Francia), TEAP Energy (Australia), Rubitherm GmbH, Dörken, BASF (Alemania), SGL Technologies GmbH, EPS Ltd. (Inglaterra), PCM Thermal Solutions, Calmac, PCM Energy P Ltd. y PCM Products Ltd., Phase Change Energy Solutions Ltd. (USA), Climator (Suecia) y Mitsubishi Chemical (Japón).



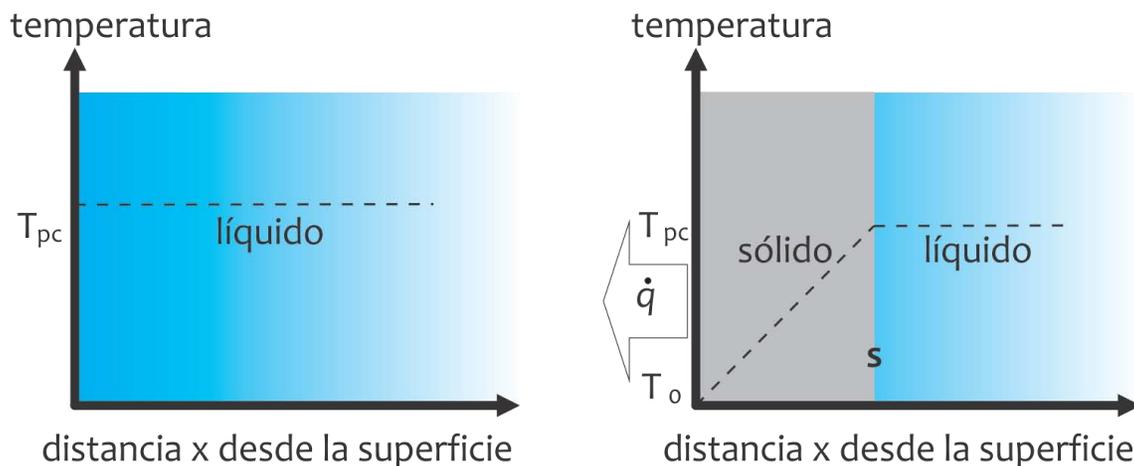
### 3. MODELOS MATEMÁTICOS APLICABLES A LOS PCM

#### 3.1 MODELOS ANALÍTICOS

Estos modelos tienen fuertes limitaciones con respecto a la geometría y a los efectos térmicos que generalmente conducen a pobres resultados. No incluyen calor sensible y sólo tratan el calor por conducción y asumen que el PCM está en la temperatura de cambio de fase al principio y que la temperatura de la frontera es constante así como fijan la temperatura de fusión del PCM en un solo valor. Sin embargo, son una valiosa herramienta que permite obtener buenos indicios sobre la encapsulación de un PCM en placas, tuberías o esferas con respecto al tiempo deseado para el flujo de calor. A continuación se presentan algunos de estos modelos tratados en el libro de H. Meling *et al*<sup>19</sup>.

**3.1.1 Capa de PCM semi-infinita de una dimensión.** En la figura 36 se puede observar la transferencia de calor en una capa de PCM semi-infinita de una dimensión bajo enfriamiento, estando inicialmente en estado líquido. La capa es enfriada en la superficie de la izquierda y se extiende de manera infinita a la derecha. En este caso se asume que el cambio de temperatura ocurre directamente sobre la superficie del PCM.

**Figura 36** Enfriamiento de una capa de PCM semi-infinita: a la derecha cuando  $t=0$  y a la izquierda en un tiempo después.



Fuente: H. Mehling, *Heat and cold storage with PCM*.

Para el modelo es necesario aplicar estas restricciones adicionales a la de una dimensión:

- El calor es almacenado solamente como calor latente.

<sup>19</sup> MEHLING, Herald y CABEZA, Luisa. *Heat and cold storage with PCM*. Berlín: Springer, 2008. 308 p.

- La transferencia de calor es por conducción, no hay convección.
- En  $t=0$  el PCM es líquido y su temperatura es la temperatura de cambio de fase  $T_{pc}$ .
- La temperatura en  $x=0$  es  $T_0$  y es mantenida constante en este valor para cualquier tiempo posterior

En la figura de la derecha se puede apreciar el perfil de temperatura para un tiempo después en que la solidificación ocurre hasta una cierta distancia de la superficie de enfriamiento.

Este problema de transferencia de calor es conocido como problema de Stefan cuya solución matemática es sencilla y se obtiene de la siguiente forma:

De la primera restricción (calor sensible despreciable),

$$c_p \cdot (T_{pc} - T_0) \ll \Delta h_{pc} \quad (1)$$

en donde:

$c_p$  = calor específico a presión constante

$T_{pc}$  = temperatura de cambio de fase

$T_0$  = temperatura en  $x = 0$

$\Delta h_{pc}$  = entalpía específica de cambio de fase

por lo cual la cantidad de calor liberado  $dQ$  cuando la fase se mueve una distancia  $ds$  es:

$$dQ = \Delta h_{pc} \cdot A \cdot ds \quad (2)$$

El calor liberado cuando la fase se mueve de izquierda a derecha es igual al calor que deja la superficie en  $x=0$ , por lo cual la ecuación 2 indica que no se almacena calor en esta porción. La densidad de flujo de calor (flujo de calor por área) en la superficie,  $dq/dt$ , se obtiene derivando la ecuación 2. con respecto al tiempo y dividiendo por el área  $A$ ,

$$\frac{dq}{dt} = \dot{q} = \Delta h_{pc} \cdot \frac{ds}{dt} \quad (3)$$

Debido a que el calor sensible es despreciable y que la transferencia de calor es solo por conducción, el cambio de temperatura desde la superficie de la izquierda a la distancia  $s$  es lineal. Por esto, la densidad de flujo de calor es una función de la distancia del frente de cambio de fase,

$$\dot{q} = k \cdot \frac{T_{pc} - T_0}{s} \quad (4)$$

en donde  $k$  es la conductividad térmica del PCM.

Igualando las ecuaciones 3. y 4;

$$k \cdot \frac{T_{pc} - T_0}{s} = \Delta h_{pc} \cdot \frac{ds}{dt} \quad (5)$$

y separando variables,

$$\int_{t=0}^{t=t} k \cdot \frac{T_{pc} - T_0}{\Delta h_{pc}} dt = \int_{s=0}^{s=s} s \cdot ds \quad (6)$$

lo que da,

$$k \cdot \frac{T_{pc} - T_0}{\Delta h_{pc}} \cdot t = \frac{1}{2} s^2 \quad (7)$$

A partir de esta ecuación es posible obtener las siguientes ecuaciones para:

- Tiempo que toma el frente de cambio de fase para alcanzar una distancia  $s$  desde la superficie que se está enfriando,

$$t = \frac{\Delta h_{pc}}{2k(T_{pc} - T_0)} \cdot s^2 \quad (8)$$

- Distancia  $s$  del borde que se está enfriando en función del tiempo,

$$s = \sqrt{\frac{2k(T_{pc} - T_0)}{\Delta h_{pc}} \cdot t} \quad (9)$$

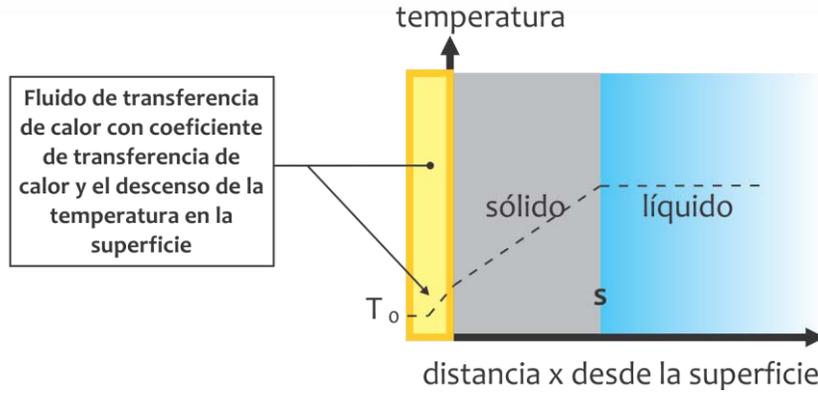
- Densidad de flujo de calor,

$$q = \sqrt{\frac{(T_{pc} - T_0) \cdot \Delta h_{pc} \cdot k}{2t}} \quad (10)$$

Estas mismas ecuaciones pueden utilizarse para el caso en que el PCM se esté calentando.

**3.1.2 Capa de PCM semi-infinita de una dimensión con efectos de frontera.** En este caso el cambio de temperatura no ocurre directamente sobre el PCM sino a través de la pared de un recipiente (caso real) como lo muestra la figura 37.

**Figura 37** Enfriamiento de una capa de PCM semi-infinita con efectos de frontera.



**Fuente:** H. Mehling, *Heat and cold storage with PCM*.

En estas condiciones se presenta una resistencia térmica adicional (la pared de intercambio) que hace necesario modificar la ecuación 4 a:

$$\dot{q} = \frac{(T_{pc} - T_0)}{\frac{s}{k} + \frac{d_{pared}}{k_{pared}} + \frac{l}{h_{fluido}}} \quad (11)$$

cuya solución (propuesta por Baehr and Stephan) es:

$$t = \frac{\Delta h_{pc} \cdot s^2}{2k(T_{pc} - T_0)} \cdot \left( 1 + 2 \frac{k}{U \cdot s} \right) \quad (12)$$

y en donde se ha definido  $U$  como el coeficiente total de transferencia de calor igual a:

$$\frac{1}{U} = \frac{d_{pared}}{k_{pared}} + \frac{l}{h_{fluido}} \quad (13)$$

En el caso ideal en que la resistencia del fluido y la pared fueran nulos ( $U \rightarrow \infty$ ) la ecuación 12 se convierte en la ecuación 8.

Despejando la ecuación 12 para hallar la distancia del frente de fase en función del tiempo, se obtiene:

$$s = \frac{l}{2\Delta h_{pc} \cdot U} \cdot \left[ -2\Delta h_{pc} \cdot k + 2\sqrt{\Delta h_{pc} \cdot k(\Delta h_{pc} \cdot k + 2U^2 \cdot t(T_{pc} - T_0))} \right] \quad (14)$$

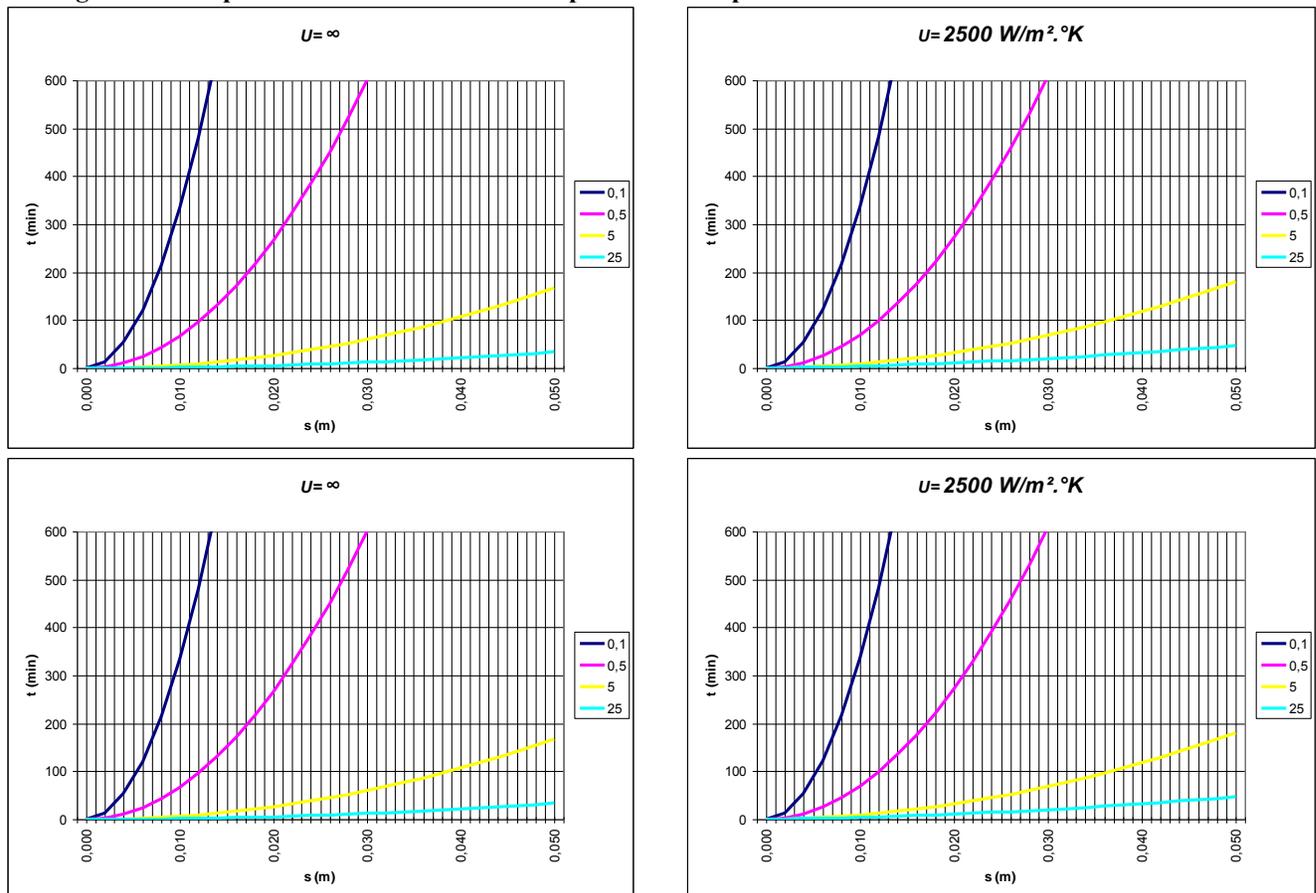


Es posible observar el comportamiento de la ecuación 12 asumiendo unos pocos valores típicos, como por ejemplo:

- Conductividad térmica  $k$  de 0.1, 0.5, 5 y 25  $\text{W/m}\cdot\text{K}$  (típicos de los PCM orgánicos e inorgánicos y de compuestos de grafito-PCM).
- Entalpía de cambio de fase  $\Delta h_{pc}=200 \text{ MJ/m}^3$  (que puede asumirse como constante).
- Diferencia de temperatura  $T_{pc} - T_{\theta}=5 \text{ }^{\circ}\text{K}$  (que también puede asumirse como constante)
- Adicionalmente es posible asumir que la resistencia a la transferencia de calor del contenedor es despreciable, por lo cual  $U=h_{\text{fluido}}$ , con valores típicos de  $2500 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  (convección forzada de un líquido),  $250 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  (convección forzada en un líquido de un sistema de calentamiento de espacios),  $25 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  (líquido con convección natural o un gas con convección forzada) y  $5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  (convección natural en aire).

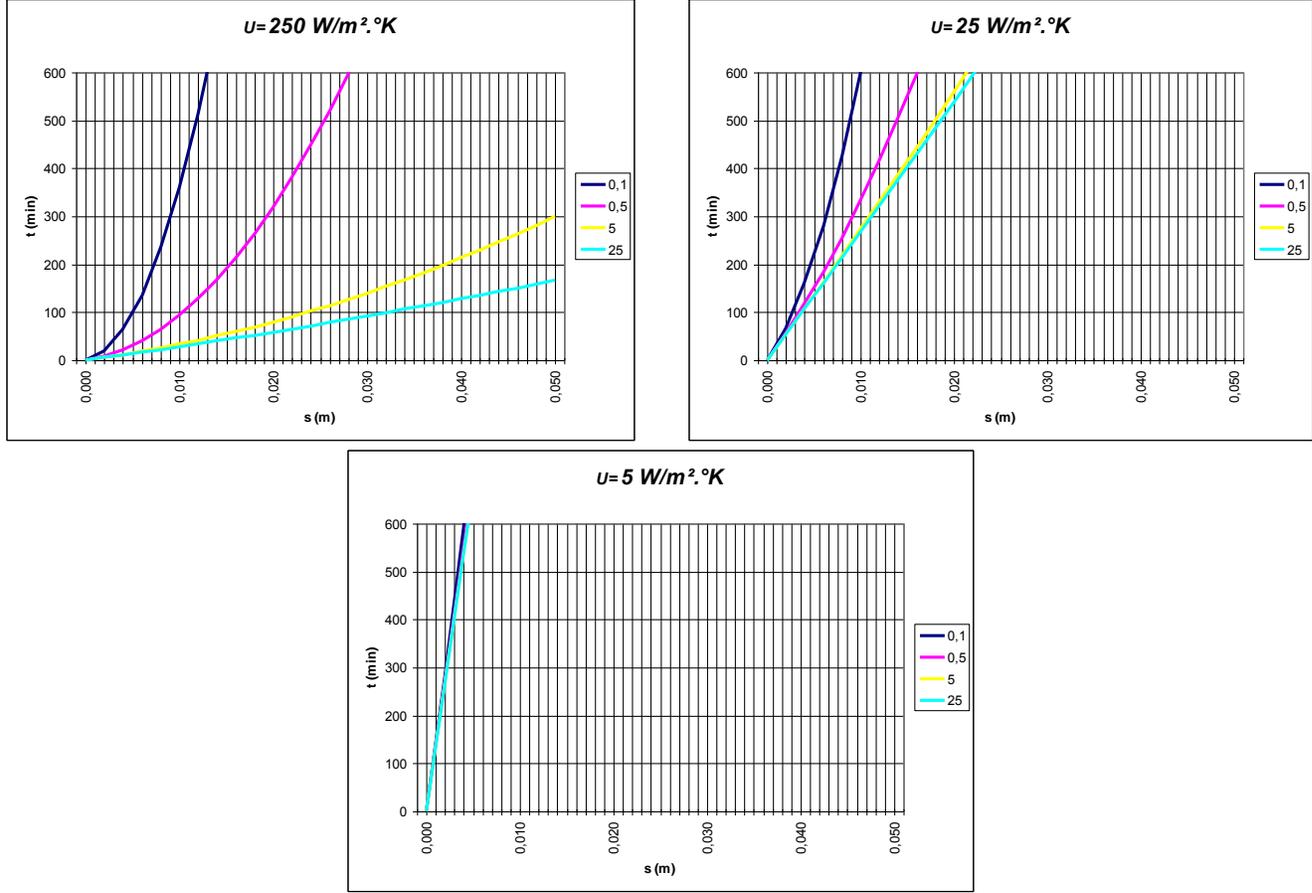
En la figura 38 se pueden observar los gráficos obtenidos con estas suposiciones.

**Figura 38 Comportamiento de la ecuación 12 para valores típicos de los PCM.**



**Fuente: H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.**

Figura 38 Comportamiento de la ecuación 12 para valores típicos de los PCM (continuación).



Fuente: H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.

Al observar estos gráficos es fácil observar como la resistencia del contenedor y del propio PCM afectan de forma negativa la velocidad de respuesta del sistema por lo cual deben preferirse productos con alta conductividad térmica e incluso el material del contenedor. Adicional, el contenedor del producto debe tener las menores dimensiones posibles y esto podría explicar porque muchos autores recomiendan la microencapsulación sobre la macroencapsulación. Por otra parte, también es fácil observar que es preferible tener un flujo con convección forzada porque con la natural los tiempos de cambio de fase son muy prolongados.

**3.1.3 Soluciones para geometrías cilíndricas y esféricas.** Baehr y Stephan desarrollaron también soluciones para geometrías esféricas y cilíndricas en la cuales se puede tener dos casos: el PCM ubicado en el interior o en el exterior de la geometría. De acuerdo a estos autores, el tiempo del frente de fase puede calcularse de una forma generalizada como:

$$t = \frac{\Delta h_{pc} \cdot s^2}{2k(T_{pc} - T_{\theta})} f(s^+, \beta) \quad s^+ = \frac{s}{R} \quad (15)$$

en donde  $s^+$  es la relación adimensional de la distancia  $s$  del frente de fase al radio  $R$  del cilindro (de extensión infinita) o esfera.  $\beta$  es un número adimensional que describe la influencia del borde o frontera cuando se incluye la conductividad térmica de la pared,  $k_{pared}$ , el espesor de pared,  $d_{pared}$ , y el coeficiente total de transferencia de calor  $U$ , con respecto a  $R$ . En esta ecuación aparece también un número adimensional  $f$  (que es función de  $s^+$  y  $\beta$ ) que describe la desviación de la solución con respecto a la del problema de Stephan. En la tabla 15 se puede observar las diferentes ecuaciones para estos números incluyendo para el caso de pared plana de una dimensión de las ecuaciones 8 y 12.

Para un espesor pequeño de pared,  $d_{pared} \ll R$  y  $k_{pared} \gg k$  del PCM, el primer término de  $\beta$  tiende a cero y  $\beta = k/(h \cdot R)$  en todos los casos. La diferencia de temperatura entre el borde y  $T_0$  se vuelve despreciable si adicionalmente  $h \cdot R \gg k$ ; entonces  $\beta$  tiende a cero.

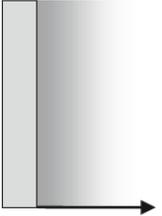
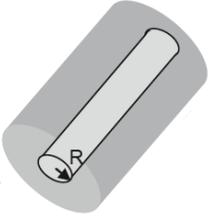
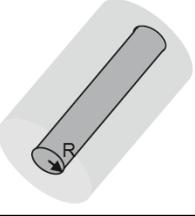
Para el caso en que son despreciables los efectos de borde ( $\beta=0$ ) se tienen dos situaciones. La primera, cuando la distancia  $s$  es pequeña entonces  $f=1$  porque el problema se convierte en una capa de PCM que tan delgada que la curvatura puede ser despreciada. Es decir, para  $\beta=0$  y  $s^+ \rightarrow 0$  todas las soluciones se aproximan a  $f(s^+, \beta)=1$  y la solución es igual a la de la ecuación 18.

La otra situación se tiene cuando  $s$  es muy grande ( $s^+ \rightarrow \infty$ ). En este caso solamente pueden considerarse tres geometrías debido a que por la misma condición el PCM debe estar en el exterior.

En la tabla 16 se puede observar las condiciones anteriormente mencionadas.

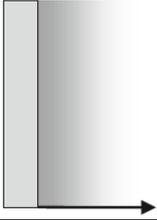
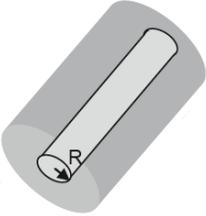
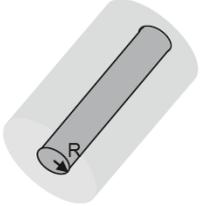
En la figura 39 se puede observar el comportamiento de la ecuación 15 para el caso en que se posible despreciar los efectos de borde ( $\beta=0$ ) asumiendo unos valores de conductividad térmica  $k$  de  $5 \text{ W/m} \cdot \text{°K}$ , entalpía de cambio de fase  $\Delta h_{pc} = 200 \text{ MJ/m}^3$

Tabla 16 Ecuaciones para  $f$ ,  $\beta$  y  $s^+$  según la geometría.

GOMETRÍA		$f(s^+, \beta)$	$\beta$	APLICACIÓN
Pared calentada/enfriada		$= 1 + 2 \frac{k}{U \cdot s}$		Placa plana de un intercambiador de calor
		$= \left(1 + \frac{1}{s^+}\right)^2 \ln(1 + s^+) - \left(1 + \frac{2}{s^+}\right) \left(\frac{1}{2} - \beta\right)$	$= \frac{k}{k_{pared}} \ln \frac{R}{R - d_{pared}} + \frac{k}{h(R - d_{pared})}$	Tubería de un intercambiador de calor
Cilindro calentado/enfriado		$= \left(1 - \frac{1}{s^+}\right)^2 \ln(1 - s^+) - \left(1 - \frac{2}{s^+}\right) \left(\frac{1}{2} + \beta\right)$	$= \frac{k}{k_{pared}} \ln \frac{R + d_{pared}}{R} + \frac{k}{h(R + d_{pared})}$	PCM en una encapsulación cilíndrica
		$= 1 + \frac{2}{3} s^+ + \frac{2\beta}{s^+} \left(1 + s^+ + \frac{s^{+2}}{3}\right)$	$= \frac{k}{k_{pared}} \cdot \frac{d_{pared}}{R - d_{pared}} + \frac{k}{h(R - d_{pared})} \cdot \frac{R}{R - d_{pared}}$	Calentamiento con una fuente puntual
Esfera calentada/enfriada		$= 1 - \frac{2}{3} s^+ + \frac{2\beta}{s^+} \left(1 - s^+ + \frac{s^{+2}}{3}\right)$	$= \frac{k}{k_{pared}} \cdot \frac{d_{pared}}{R + d_{pared}} + \frac{k}{h(R + d_{pared})} \cdot \frac{R}{R + d_{pared}}$	PCM en una encapsulación esférica

Fuente: H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.

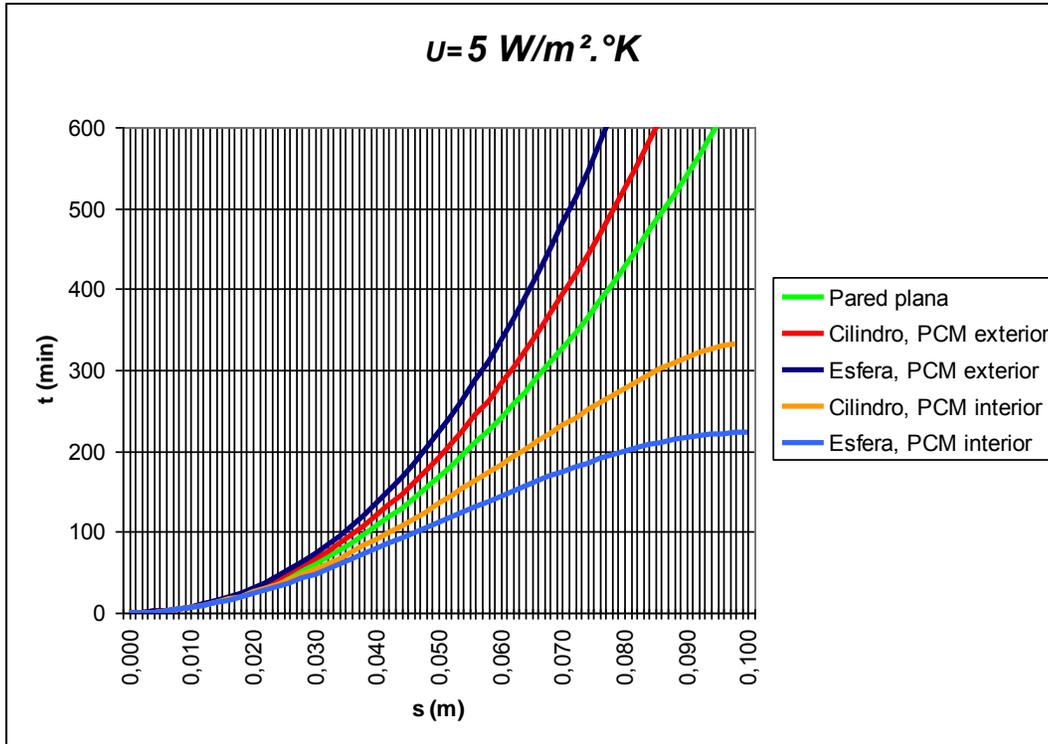
Tabla 16 Ecuaciones para  $f$  y  $\beta=0$ .

GOMETRÍA		$f(s^+, \beta=0)$	$f(s^+ \rightarrow \infty, \beta=0)$
Pared calentada/enfriada		$= 1$	$= 1$
Cilindro calentado/enfriado		$= \left(1 + \frac{l}{s^+}\right)^2 \ln(1 + s^+) - \left(1 + \frac{2}{s^+}\right) \left(\frac{l}{2}\right)$	$= \ln(s^+) - \frac{l}{2} = \ln\left(\frac{s}{R}\right) - \frac{l}{2}$
		$= \left(1 - \frac{l}{s^+}\right)^2 \ln(1 - s^+) - \left(1 - \frac{2}{s^+}\right) \left(\frac{l}{2}\right)$	
Esfera calentada/enfriada		$= 1 + \frac{2}{3} s^+$	$= \frac{2}{3} s^+ = \frac{2}{3} \frac{s}{R}$
		$= 1 - \frac{2}{3} s^+$	

Fuente: H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.

(constante), una diferencia de temperatura  $T_{cf} - T_{\theta} = 5 \text{ }^{\circ}\text{K}$  (también constante),  $U = h_{\text{fluido}} = 5 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{K}$  (convección natural en aire) y un  $R = 0.100 \text{ m}$ .

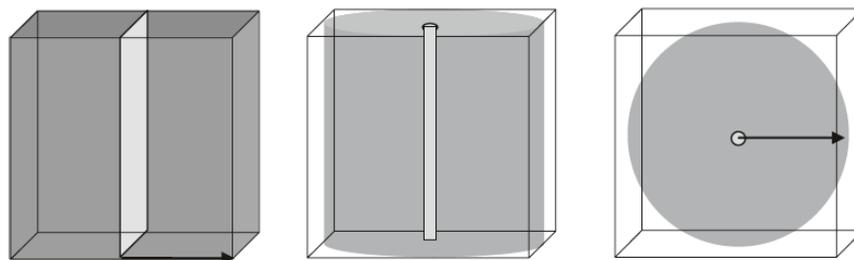
**Figura 39** Comportamiento de la ecuación 15 para valores típicos de los PCM.



Fuente: H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.

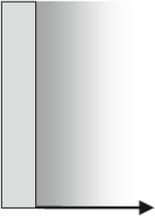
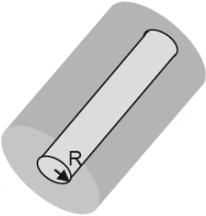
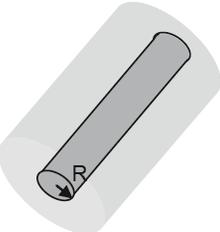
En la figura 40 se puede observar una comparación del mismo volumen aparente de un material de PCM (inscrito en un cubo de longitud de arista de  $2R$ ) para la pared plana, cilindro (PCM exterior) y esfera (PCM exterior). Suponiendo que en todos los casos se presentara un calentamiento o enfriamiento desde el centro es fácil observar que el frente de fase se mueve una distancia igual a  $R$ . Sin embargo, en la pared plana se tiene el mayor volumen así como el menor tiempo para alcanzar dicha distancia, seguido luego por el cilindro y por último por la esfera.

**Figura 40** Comparación de volúmenes de un PCM.



Fuente: H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.

Tabla 17. Ecuaciones para  $f$  y  $\beta \neq 0$ .

GOMETRÍA		$f(s^+, \beta)$	$f(s^+, \beta \rightarrow \infty)$	
Pared calentada/enfriada		PCM en una sola cara, $s^+ \geq 0$	$= 1 + 2 \frac{\beta}{s^+}$	$= 2 \frac{\beta}{s^+}$
		PCM en el exterior, $s^+ \geq 0$	$= \left(1 + \frac{1}{s^+}\right)^2 \ln(1 + s^+) - \left(1 + \frac{2}{s^+}\right) \left(\frac{1}{2} - \beta\right)$	$= 2 \frac{\beta}{s^+} + \beta$
Cilindro calentado/enfriado		PCM en el exterior, $1 \geq s^+ \geq 0$	$= \left(1 - \frac{1}{s^+}\right)^2 \ln(1 - s^+) - \left(1 - \frac{2}{s^+}\right) \left(\frac{1}{2} + \beta\right)$	$= 2 \frac{\beta}{s^+} - \beta$
		PCM en el exterior, $s^+ \geq 0$	$= 1 + \frac{2}{3} s^+ + \frac{2\beta}{s^+} \left(1 + s^+ + \frac{s^{+2}}{3}\right)$	$= 2 \frac{\beta}{s^+} \left(1 + s^+ + \frac{s^{+2}}{3}\right)$
Esfera calentada/enfriada		PCM en el exterior, $1 \geq s^+ \geq 0$	$= 1 - \frac{2}{3} s^+ + \frac{2\beta}{s^+} \left(1 - s^+ + \frac{s^{+2}}{3}\right)$	$= 2 \frac{\beta}{s^+} \left(1 - s^+ + \frac{s^{+2}}{3}\right)$

Fuente: H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.

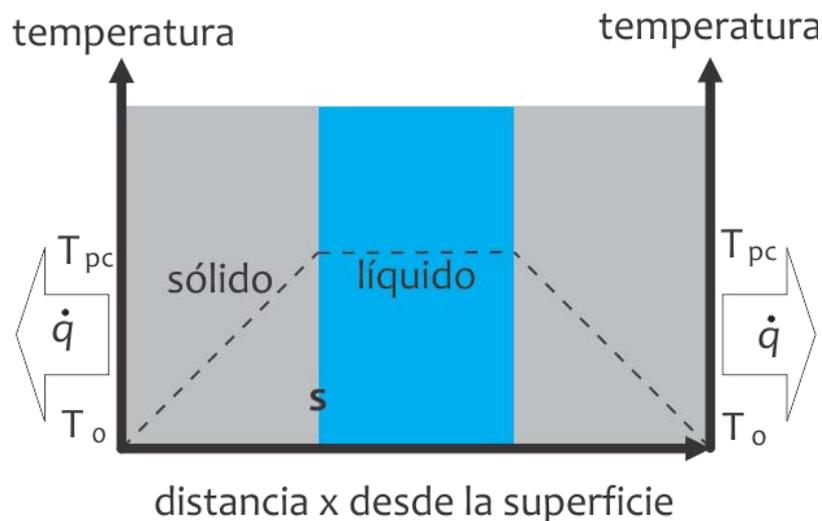
En el caso contrario, PCM en el interior, se tiene menores tiempos con la esfera pero el volumen también es menor:  $4\pi R^3/3$  para la esfera,  $2\pi R^3$  para el cilindro y  $4R^3$  para la pared plana teniendo en cuenta que se debería tomar la mitad del cubo.

También es importante observar el comportamiento de la ecuación 15 cuando la resistencia térmica de la pared y del fluido son dominantes, es decir, cuando  $\beta$  es grande. En la tabla 17 pueden observarse las soluciones para las diferentes geometrías.

Para pequeñas distancias  $s$  comparadas con  $R$ ,  $s^+$  se hace muy pequeño y en todos los casos  $f(s^+, \beta \rightarrow \infty)$ , aproximándose al mismo valor de  $2\beta/s^+$ .

**3.1.4. Capa con espesor finito.** Como las fórmulas desarrolladas anteriormente se hicieron bajo la suposición de que ocurren a una temperatura cerca de la de fusión del PCM y por tanto el calor sensible puede ser despreciado, éstas pueden ser utilizadas para espesores finitos siempre y cuando se verifique que la distancia  $s$  no exceda el espesor de la capa. Lo mismo aplica cuando una capa es enfriada o calentada por ambas caras (ver figura 41), es decir, la suma de ambas distancias no debe exceder el espesor de la capa. Las mismas consideraciones pueden utilizarse para los cilindros y esferas.

**Figura 41** Enfriamiento de una capa de espesor finito por dos caras.



Fuente: H. Mehling, Heat and cold storage with PCM.

## 3.2 ANÁLISIS EXERGÉTICOS

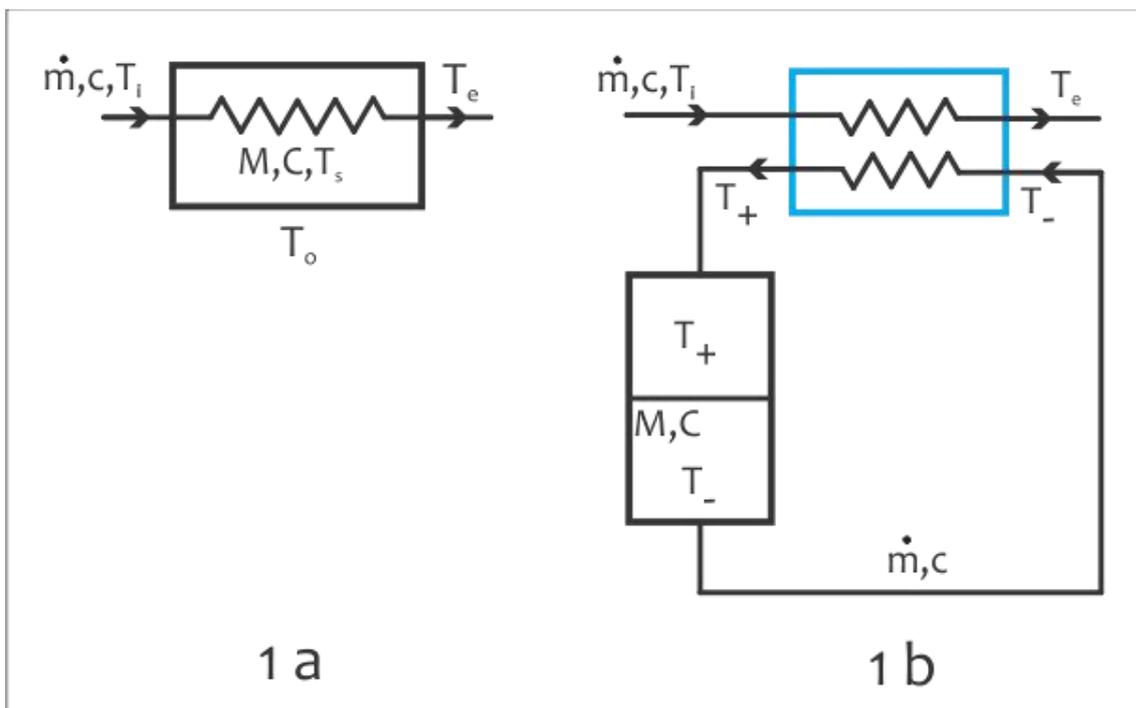
El análisis y diseño de los contenedores térmicos de calor latente LHTS (del inglés *Laten Heat Thermal Storage*) requiere la aplicación de tanto la primera como la segunda ley de la termodinámica. Existen bastantes trabajos escritos sobre el tema entre los que se destacan el desarrollado por G. A. Adebiyi y L. D. Russell<sup>20</sup> y también el elaborado

<sup>20</sup> ADEBIYI, G. A. y RUSSELL, L. D. A Second Law analysis of phase change thermal energy storage systems. En: ASME HTD. Diciembre, 1987. vol. 80, p. 9-20.



por R. J. Krane<sup>21</sup>. Sin embargo, el pionero en esta materia es H. Bjurström y B. Carlsson<sup>22</sup>, quienes desarrollaron un trabajo para analizar el comportamiento general de los LHTS operando en un ciclo de carga y descarga en comparación con dos tipos de almacenadores de calor sensible (idealmente uno bien mezclado y el otro estratificado). El modelo define para cada sistema un volumen de control constituido por un material y un intercambiador de calor a través del cual pasa un fluido (ver figura 42). Se asume que los materiales almacenadores están a una temperatura uniforme (lo cual implica que el número de Biot se aproxima a cero) En la figura también se muestra el caso idealizado del sistema de almacenamiento de calor sensible estratificado que tiene volúmenes a diferentes temperaturas y se utiliza como referencia. En todos los casos se desprecia la inercia de los intercambiadores de calor y así como se ignora la caída de presión en ellos.

**Figura 42 Configuración (a) sistema de almacenamiento de calor latente y sensible (b) almacenamiento de calor sensible estratificado**



**Fuente: H. Bjurström. An exergy análisis of sensible and latent heat storage.**

Los materiales almacenadores tienen una masa  $M$ , una capacidad térmica  $C$  (en el caso de los almacenadores de calor sensible se asume constante) y una temperatura de almacenamiento  $T_s$ . En el caso del sistema de almacenamiento estratificado, la temperatura del volumen frío en el fondo es  $T_-$  y en el volumen caliente en la parte superior  $T_+$ . La temperatura inicial de cada material almacenador es  $T_b$  en el proceso de

<sup>21</sup> KRANE, Robert J. A Second Law analysis of the optimum design and operation of thermal energy storage systems. En: International Journal of Heat and Mass Transfer. Enero, 1987. vol. 30, no. 1, p. 43-57.

<sup>22</sup> BJURSTRÖM, Henrik Y CARLSSON, Bo. An exergy analysis of sensible and latent heat storage. En: Heat Recovery Systems. 1985. vol. 5, no. 3, p. 233-250.

cargue mientras que  $T_f$  denota la temperatura final en el proceso de cargue e inicial en el proceso de descargue.

Se define un tiempo adimensional

$$\theta = \frac{\dot{m}c}{MC}t \quad (16)$$

Todas las temperaturas se hacen adimensionales con la ecuación

$$\tau = \frac{T - T_0}{T_0} \quad (17)$$

donde  $T_0$  es la temperatura de referencia para la entalpía.

El fluido de transferencia de calor tiene una razón del flujo de masa  $\dot{m}$ , una capacidad de calor  $c$  (la cual es independiente de la temperatura) y una temperatura en la entrada del intercambiador de calor  $T_i$  y a la salida  $T_e$ .

La eficiencia de temperatura y del intercambiador de calor en la configuración de la Figura 42(a) se relaciona con el número de unidades de transferencia  $NTU$  (definida por el lado del fluido) a través de la ecuación

$$y = \frac{T_i - T_e}{T_i - T_{s-}} = \frac{\tau_i - \tau_e}{\tau_i - \tau_s} = 1 - e^{-NTU} \quad (18)$$

En el caso del sistema almacenador estratificado, los flujos de capacidad de calor en el intercambiador son en contracorriente y se consideran bien balanceados. La eficiencia de temperatura relacionada a los NTU se calcula por:

$$y = \frac{\tau_i - \tau_e}{\tau_i - \tau_-} = \frac{\tau_+ - \tau_-}{\tau_i - \tau_-} = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (19)$$

En el sistema de almacenamiento que utiliza un PCM, la fase de transición ocurre a  $T_m$ . El calor de la fase de transición se denota por  $\Delta H$ . Con el objetivo de obtener la misma escala de tiempo para los sistemas de almacenamiento de calor sensible y latente, se asume que estos sistemas tendrán el mismo contenido total de calor en el intervalo de temperatura entre  $T_b$  y  $T_f$ . En el caso del PCM se define una capacidad de calor hipotética  $C$  la cual corresponde a la capacidad de calor efectiva del sistema entre  $T_b$  y  $T_f$ .

$$MC(T_f - T_b) = MC_1(T_m - T_b) + M\Delta H + MC_2(T_f - T_m) \quad (20)$$

$$\tau_f - \tau_b = \gamma(\tau_m - \tau_b) + \alpha(\tau_m - \tau_b) + \delta(\tau_f - \tau_m)$$

en donde  $C_1$  y  $C_2$  son las capacidades reales del PCM por debajo y por arriba de la temperatura de transición de fase  $T_m$  respectivamente. La ecuación 20 introduce tres

nuevos parámetros adimensionales: la temperatura de transición de fase se define por  $\tau_m = (T_m - T_0)/T_0$ ; la relación de calor de cambio de fase al contenido de calor entre  $T_b$  y  $T_f$ ,  $\alpha = \Delta H/C(T_f - T_b)$ ; y la relación de capacidad de calor  $\beta = \gamma/\delta$  con  $\gamma = C_1/C$  y  $\delta = C_2/C$ .

**3.2.1 Cargue y descargue utilizando una temperatura de entrada constante.** Para los sistemas de la figura 42(a), las temperaturas del fluido y del material almacenador pueden calcularse a partir de los balances de energía. Asumiendo una temperatura de entrada constante, la temperatura del material almacenador y la del fluido de transferencia de calor a la salida del intercambiador en el sistema de calor sensible, en el proceso de cargue, pueden escribirse como:

$$\tau_s = \tau_b + (\tau_i - \tau_b)(1 - e^{-y\theta}) \quad (21)$$

$$\tau_e = \tau_s y + \tau_i(1 - y) = \tau_b + (\tau_i - \tau_b)(1 - ye^{-y\theta}) \quad (22)$$

y en proceso de descargue como:

$$\tau_s = \tau_i + (\tau_f - \tau_i)e^{-y\theta} \quad (23)$$

$$\tau_e = \tau_i + (\tau_f - \tau_i)ye^{-y\theta} \quad (24)$$

Las ecuaciones 21 y 22 puede modificarse para el caso del calentamiento del PCM hasta la temperatura de transición de fase usando un tiempo escalado adimensional  $\theta' = \theta/\gamma$ .

$$\tau_s = \tau_b + (\tau_i - \tau_b)(1 - e^{-y\theta'}) \quad (25)$$

Del mismo modo, para el calentamiento del PCM arriba de la temperatura de transición puede ser descrita por la misma ecuación pero definiendo un tiempo adimensional como  $\theta' = (\theta - \theta_1 - \theta_2)/\delta$ , en donde  $\theta_1$  y  $\theta_2$  son los tiempos adimensionales necesarios para llevar el PCM a la temperatura de transición y para completar la transición de fase respectivamente:

$$\theta_1 = \frac{\gamma}{y} \ln \left( \frac{\tau_i - \tau_b}{\tau_i - \tau_m} \right); \quad \theta_2 = \frac{\alpha}{y} \left( \frac{\tau_i - \tau_b}{\tau_i - \tau_m} \right) \quad (26)$$

La ecuación 21 se convierte en:

$$\tau_s = \tau_m + (\tau_i - \tau_m)(1 - ye^{-y\theta'}) \quad (27)$$

Durante la transición de fase las temperaturas son constantes,  $\tau_s = \tau_m$ , y  $\tau_e$  estará dado por:

$$\tau_e = \tau_i(1 - y) + \tau_m y \quad (28)$$

Igualmente, las ecuaciones 25 y 27 pueden modificarse para el proceso de descarga de un sistema con PCM usando los tiempos adimensionales escalados  $\theta'$  y  $\theta''$  correspondientes.

Las ecuaciones correspondientes para un sistema de almacenamiento de calor sensible estratificado ideal pueden derivarse del balance de energía externo del intercambiador de calor:

$$\tau_+ = \tau_i y + \tau_-(1-y) \quad (29)$$

$$\tau_e = \tau_i(1-y) + \tau - y \quad (30)$$

La exergía térmica suministrada por unidad de tiempo a través del fluido de transferencia de calor en la entrada del intercambiador de calor está dada por:

$$e_i = h - T_0 s \quad (31)$$

$$e_i = \dot{m} c T_0 [\tau_i - \ln(1 + \tau_i)] \quad (32)$$

en donde  $h$  es la entalpía del fluido y  $s$  su entropía. La exergía térmica total suministrada en el tiempo  $\theta$  está dada por:

$$E_i = MCT_0 e_i \theta \quad (33)$$

La exergía térmica del material en el sistema es:

$$E = U - T_0 S \quad (34)$$

en donde  $U$  es la energía interna del material y  $S$  su entropía.

Para el caso del sistema de almacenamiento de calor sensible (bien mezclado) las exergía suministrada  $E_i$ , almacenada  $E_s$ , no utilizada  $E_e$ , y destruida  $E_d$  están dadas por estas ecuaciones:

$$E_i = MCT_0 [\tau_i - \ln(1 + \tau_i)] \theta \quad (35)$$

$$E_s = MCT_0 \left[ \tau_s - \tau_b - \ln \left( \frac{1 + \tau_s}{1 + \tau_b} \right) \right] \quad (36)$$

$$E_e = MCT_0 \int_0^\theta [\tau_e - \ln(1 + \tau_e)] d\theta \quad (37)$$

$$E_d = E_i - E_s - E_e \quad (38)$$

En el caso de un PCM supercalentado ( $\tau_s > \tau_m$ ), la expresión para la exergía almacenada  $E_s$  puede expresarse como:

$$E_s = MCT_0 \left\{ \gamma \left[ \tau_m - \tau_b - \ln \left( \frac{1 + \tau_m}{1 + \tau_b} \right) \right] + \alpha (\tau_f - \tau_b) \frac{\tau_m}{1 + \tau_m} + \delta \left[ (\tau_s - \tau_m) - \ln \left( \frac{1 + \tau_s}{1 + \tau_m} \right) \right] \right\} \quad (39)$$

Para un sistema de almacenamiento de calor sensible estratificado:

$$E_s = MCT_0 \left\{ \tau_- - \tau_b - \ln \left( \frac{1 + \tau_-}{1 + \tau_b} \right) + \left[ \tau_+ - \tau_- - \ln \left( \frac{1 + \tau_+}{1 + \tau_-} \right) \right] [ \theta - INT(\theta) ] \right\} \quad (40)$$

en donde  $INT(\theta)$  es la parte entera de  $\theta$ .

Las expresiones para las exergías involucradas durante el proceso de descarga son las mismas, excepto las ecuaciones 36 y 38 que se convierten en:

$$E_s = MCT_0 \left[ \tau_s - \tau_i - \ln \left( \frac{1 + \tau_s}{1 + \tau_i} \right) \right] \quad (36b)$$

$$E_d = E_f + E_i - E_s - E_e \quad (38b)$$

En el proceso de descargue es conveniente referir todas las exergías a la exergía liberada por la fuente de calor y realizar los cálculos en términos de las fracciones de exergía:

$$\varepsilon_s = \frac{E_s}{E_i}; \quad \varepsilon_e = \frac{E_e}{E_i}; \quad \varepsilon_d = 1 - \varepsilon_s - \varepsilon_e \quad (41)$$

Cuando se carga a una temperatura de entrada constante a una temperatura de diseño predeterminada, se utilizan las mismas ecuaciones. La temperatura de entrada del medio de transferencia de calor para el caso de un sistema de almacenamiento de calor sensible bien mezclado el calor almacenado es fácilmente derivado de la ecuación 21 como:

$$\tau_i = \tau_b + (\tau_f - \tau_b)(1 - e^{-y\sigma})^{-1} \quad (42)$$

donde  $\tau_f$  es la temperatura de diseño adimensional del sistema de almacenamiento y  $\sigma$  es el tiempo adimensional en el cual esta temperatura es alcanzada. Para el proceso de cargue del sistema con PCM a la temperatura de diseño  $\tau_f$ , la temperatura de entrada se calcula a partir de esta ecuación:

$$\sigma y = \gamma \ln \left( \frac{\tau_i - \tau_b}{\tau_i - \tau_m} \right) + \alpha \frac{\tau_i - \tau_b}{\tau_i - \tau_m} + \delta \ln \left( \frac{\tau_i - \tau_m}{\tau_i - \tau_f} \right) \quad (43)$$

la cual debe resolverse numéricamente.

**3.2.2 Cargue utilizando una razón de calentamiento constante.** Para mantener una razón de calentamiento constante es necesario mantener constante la diferencia entre la temperatura de entrada y salida. La diferencia entre la temperatura de entrada y la

temperatura del sistema de almacenamiento también es constante. En forma adimensional, esta diferencia se denota por  $a$  en la siguiente ecuación:

$$\tau_i - \tau_s = a = \frac{\tau_f - \tau_b}{\sigma y} \quad (44)$$

en donde la razón del intervalo de temperatura característico  $(\tau_f - \tau_b)$  al tiempo adimensional  $\sigma$  transcurrido para el cargue correspondiente a la alimentación de energía térmica al sistema de almacenamiento.

Desde el punto de vista de balance de energía térmica es posible derivar las temperaturas  $\tau_s$ ,  $\tau_i$  y  $\tau_e$  como funciones de los parámetros  $\theta$ ,  $\sigma$ ,  $\tau_f$  y  $y$  como:

$$\tau_s = \tau_b + (\tau_f - \tau_b) \frac{\theta}{\sigma} \quad (45)$$

$$\tau_i = \tau_s + a = \tau_b + \frac{\tau_f - \tau_b}{\sigma} \left( \theta + \frac{1}{y} \right) \quad (46)$$

$$\tau_e = \tau_s + a(1 - y) = \tau_b + \frac{\tau_f - \tau_b}{\sigma} \left( \theta + \frac{1 - y}{y} \right) \quad (47)$$

Estas ecuaciones pueden ser usadas para el sistema de almacenamiento con PCM con el tiempo adimensional escalado, pueden ser escritas como por ejemplo:

$$\tau_b + (\tau_f - \tau_b) \frac{\theta'}{\sigma}; \quad \tau_m; \quad \tau_m + (\tau_f - \tau_b) \frac{\theta''}{\sigma}$$

antes, durante y después de la fase de transición respectivamente. Los tiempos adimensionales  $\theta'$  y  $\theta''$  son  $\theta/\gamma$  y  $(\theta - \theta_1 - \theta_2)/\delta$ , respectivamente en donde  $\theta_1$  y  $\theta_2$  son definidos como:

$$\theta_1 = \gamma \frac{\tau_m - \tau_b}{\tau_f - \tau_b}; \quad \theta_2 = \alpha \sigma \quad (48)$$

La exergía total suministrada desde la fuente de calor es obtenida integrando en el tiempo. Para el sistema de almacenamiento sensible bien mezclado, se obtiene esta expresión:

$$E_i = MCT_0 \sigma \left( \frac{\tau_f + \tau_b}{2} + a \right) - MCT_0 \sigma \left\{ \frac{\ln(1 + \tau_f + a) - 1}{\tau_f - \tau_b} \left[ \ln(1 + \tau_f + a) - \ln(1 + \tau_b + a) \right] \right\} \quad (49)$$

Cuando el cargue de un sistema de almacenamiento es completado, la exergía suministrada puede ser expresada como:

$$\begin{aligned}
E_i = MCT_0 \sigma & \left[ 1 - \alpha + \tau_m + \alpha + \frac{\delta(\tau_f - \tau_m)^2 - \gamma(\tau_m - \tau_b)^2}{2(\tau_f - \tau_b)} \right] \\
& - MCT_0 \frac{\sigma}{\tau_f - \tau_b} [\delta(1 + \tau_f + a) \ln(1 + \tau_f + a) - \gamma(1 + \tau_b + a) \ln(1 + \tau_b + a) \\
& + (\delta - \gamma)(1 + \tau_m + a) \ln(1 + \tau_m + a)] - MCT_0 \alpha \sigma \ln(1 + \tau_m + a) \quad (50)
\end{aligned}$$

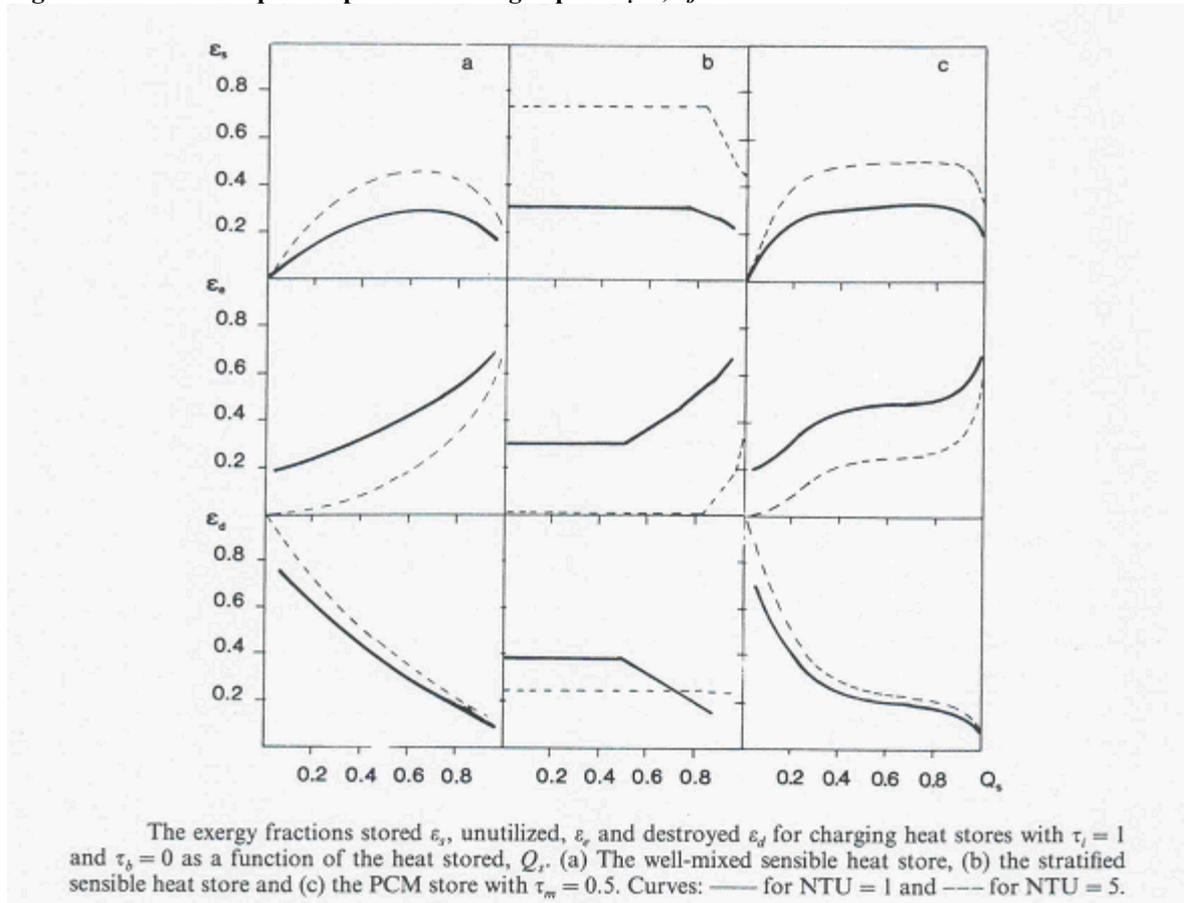
### 3.2.3 Análisis de resultados

#### 3.2.3.1 Proceso de cargue

- **Temperatura de entrada constante:  $\tau_i=1$ ,  $\tau_b=0$**

En la figura 43 se muestran los resultados obtenidos para las fracciones de exergía  $\varepsilon_s$ ,  $\varepsilon_e$  y  $\varepsilon_d$  en función del calor almacenado  $Q_s$  en los sistemas de almacenamiento inicialmente a  $T_0$  cuando son cargados con fluido caliente a la temperatura de entrada  $\tau_i=1$  para dos intercambiadores con  $NTU=1$  (intercambiador de calor ordinario) y  $NTU=5$  (en la práctica un intercambiador de calor ideal).

**Figura 43 Resultados para el proceso de cargue para  $\tau_i=1$ ,  $\tau_b=0$ .**



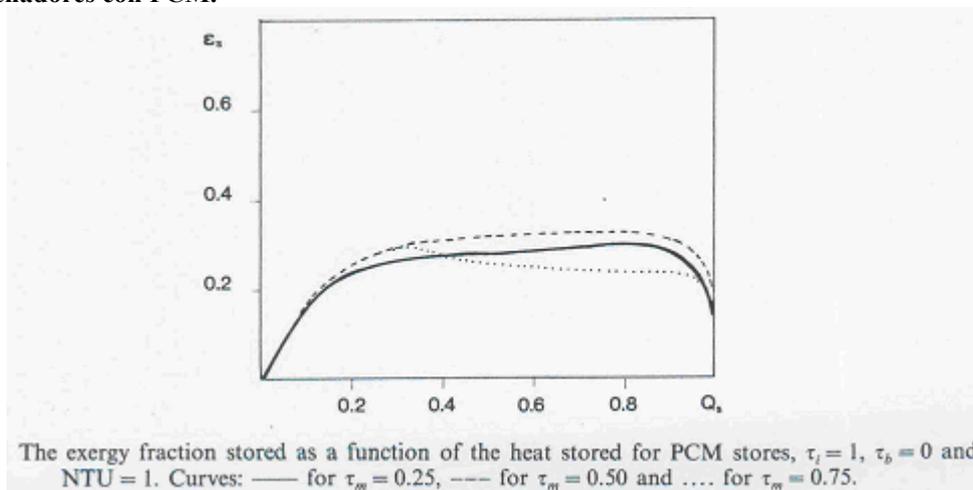
Fuente: H. Bjurström. An exergy análisis of sensible and latent heat storage.

Se puede observar que en el caso del sistema de almacenamiento de calor sensible bien mezclado la exergía total almacenada empieza a aumentar hasta tener un máximo aproximadamente en un 75 u 80% de la capacidad total. Este sería el punto para el cuál se obtendría el tiempo óptimo de carga y es independiente del valor  $NTU$  del intercambiador. Aparentemente puede ser cargado en un solo intento para  $\theta=1$ . Sin embargo, para  $NTU=1$ , es atractivo calentar el sistema de almacenamiento cerca del 75% de su capacidad de carga, por ejemplo para  $\theta=2$ . Esto es debido a la baja eficiencia de temperatura del intercambiador de calor,  $y=0.5$  cuando  $NTU=1$ .

Para el sistema de almacenamiento de calor sensible estratificado, la fracción de exergía almacenada varía diferente con la cantidad de calor suministrada (figura 43b). No existe un punto de carga óptimo pero si uno a partir del cual la fracción de exergía almacenada decrece abruptamente y que si depende del desempeño del intercambiador: para  $NTU=5$ ,  $Q_s \cong 83\%$  y para  $NTU=1$ ,  $Q_s \cong 75\%$ . Los puntos de inflexión corresponde a  $\theta=1, 2, 3$  etc.

En el caso del sistema de almacenamiento con PCM (figura 43c) para  $\tau_m=0.50$  ( $\alpha=0.5$ ,  $\beta=1$ ) el punto óptimo obtenido para la fracción de exergía almacenada es más plana que en el caso del sistema de almacenamiento de calor sensible bien mezclado. Como se muestra en la figura 44, al variar la temperatura de transición de fase mientras se mantiene todos los otros parámetros constantes, se obtiene la máxima fracción de exergía almacenada, la cual cambia a los más altos grados de carga cuando la temperatura de transición disminuye. El valor de  $\varepsilon_s$  en esos máximos es mayor para  $\tau_m=0.5$  que para  $\tau_m=0.25$  o  $0.75$ . El orden de magnitud de las fracciones de exergía óptima son cercanamente las mismas y su máximo aparece a temperaturas aproximadamente las mismas que para los sistemas de almacenamiento de calor sensible bien mezclado. El PCM puede ser cargado hasta el 90% de su capacidad total sin un decrecimiento significativo en  $\varepsilon_s$ .

**Figura 44** Fracción de exergía almacenada como una función del calor almacenado para almacenadores con PCM.



Fuente: H. Bjurström. An exergy análisis of sensible and latent heat storage.

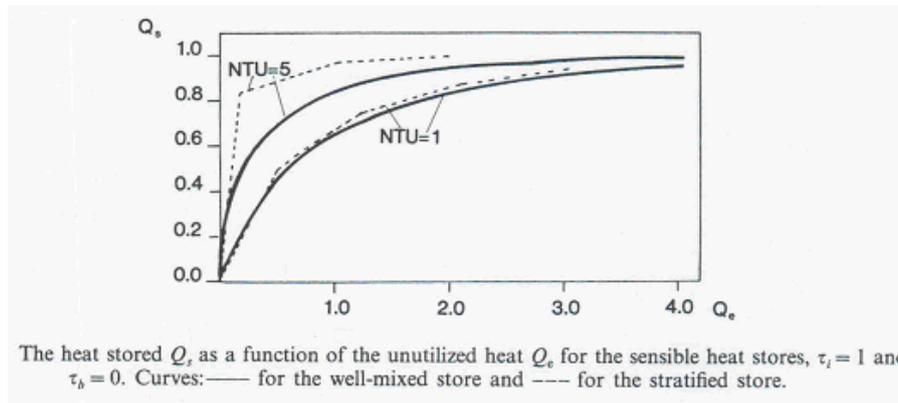
Variando la relación  $\alpha$  no se logra un gran efecto. Un decrecimiento en el calor de transición significa que el sistema de almacenamiento con PCM pierde sus rasgos



distintivos y se comporta más como un sistema de almacenamiento de calor sensible bien mezclado.

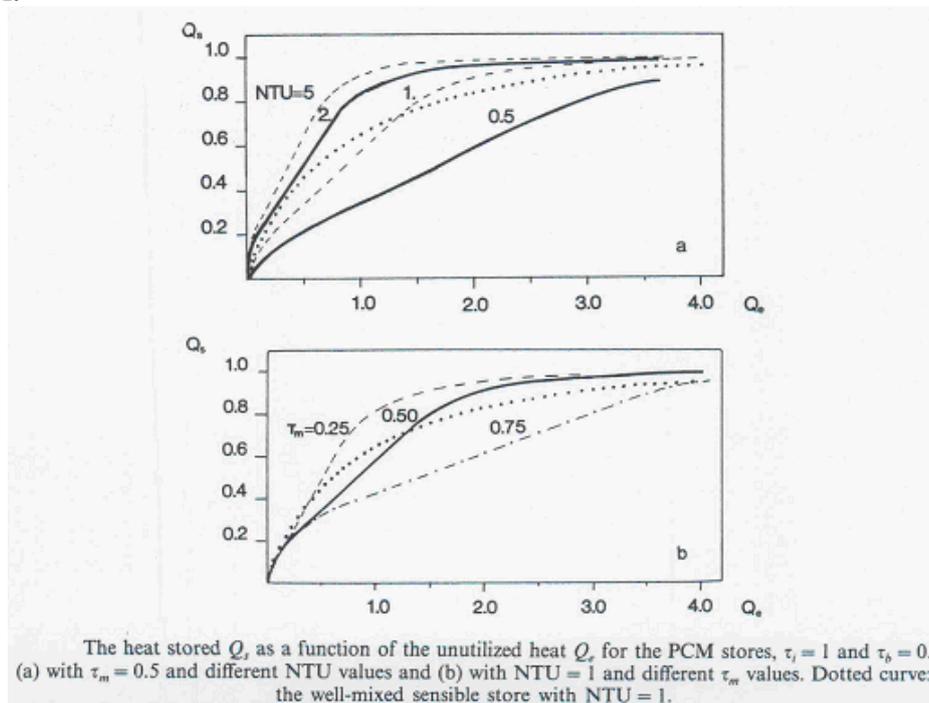
En las figuras 45 y 46 se puede observar la cantidad de calor almacenado durante el proceso de carga versus la cantidad no utilizada de calor encontrada a la salida del intercambiador de calor. Para  $NTU=1$ , el sistema de calor sensible bien mezclado y el estratificado utilizan el calor de la fuente de una manera similar. Para  $NTU=5$ , sin embargo, se observa que el sistema bien mezclado toma menos calor aún cuando la eficiencia de su intercambiador de calor es 0.993 comparado con 0.883 para el sistema de almacenamiento estratificado.

**Figura 45** Calor almacenado como una función del calor no utilizado para almacenadores de calor sensible.



Fuente: H. Bjurström. An exergy análisis of sensible and latent heat storage.

**Figura 46** Calor almacenado como una función del calor no utilizado para almacenadores de calor con PCM.



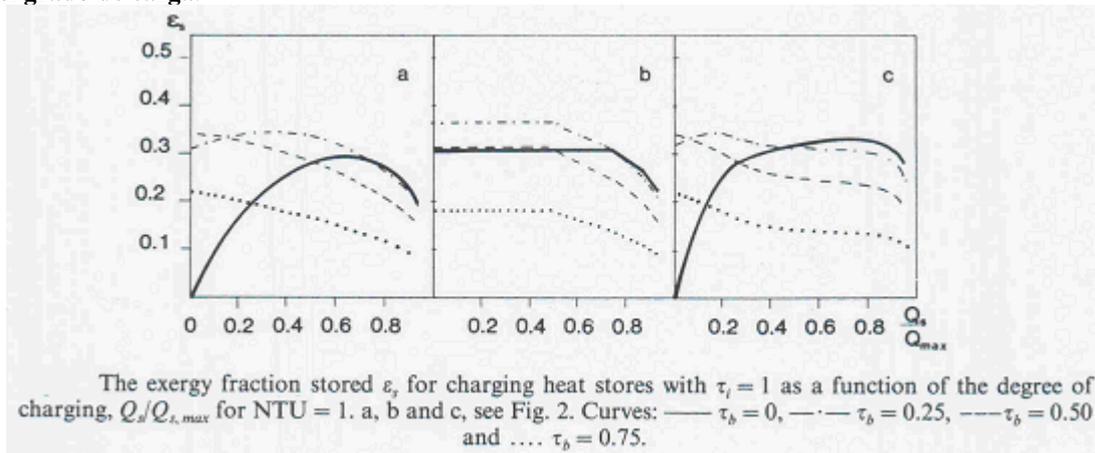
Fuente: H. Bjurström. An exergy análisis of sensible and latent heat storage.

El sistema de almacenamiento con PCM con  $\tau_m=0.5$  es inicialmente menos eficiente para almacenar calor que el sistema de almacenamiento de calor sensible bien mezclado. Cuando el  $NTU$  es doblado, el sistema con PCM se vuelve más eficiente que este último. Disminuyendo el  $NTU$  a 0.5 conduce a una utilización de calor cercana a la alcanzada con  $\tau_m=0.75$  y  $NTU=1$ . Sin embargo, para el sistema con PCM con  $\tau_m=0.25$  se consigue una mejor utilización del calor que la obtenida para el sistema de almacenamiento de calor sensible bien mezclado con igual  $NTU=1$ . Por consiguiente, desde el punto de vida energético, la temperatura de transición del PCM deberá ser lo más baja posible.

- **Temperatura de entrada constante:  $\tau_i=1, \tau_b \neq 0$**

En la figura 47 se muestra la fracción de exergía  $\varepsilon_s$  para los tres tipos de sistemas de almacenamiento en función del grado de carga con  $\tau_b$  como parámetro para  $NTU=1$ . Para el sistema de almacenamiento de calor sensible bien mezclado el grado de exergía óptimo en la carga encontrado en la figura 43a es primero desplazado a los más bajos valores cuando  $\tau_b$  aumenta y desaparece en  $\tau_b \approx 0.4$ . Al mismo tiempo la fracción de exergía almacenada en  $\theta=0^+$  primero aumenta y luego decrece cuando máximo en  $\varepsilon_s$  ha desaparecido. El mismo efecto es también encontrado en el caso del sistema de almacenamiento de calor sensible estratificado, ver figura 47b.

**Figura 47** Fracción de exergía almacenada para cargar almacenadores de calor como una función del grado de carga.



Fuente: H. Bjurström. An exergy análisis of sensible and latent heat storage.

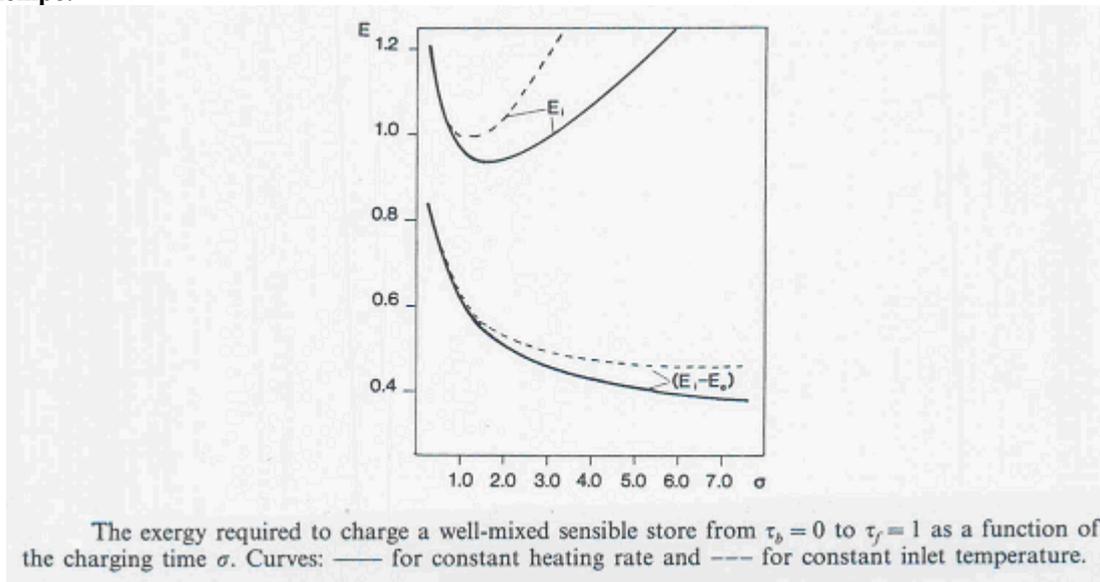
Para el sistema con PCM la temperatura de transición fue elegida de la media aritmética de  $\tau_i$  y  $\tau_b$ . El efecto de incrementar  $\tau_b$  es el mismo que para el caso del sistema de almacenamiento bien mezclado (ver figura 47c). La exergía óptima desaparece a  $\tau_b=0.4$  y la fracción de exergía almacenada a  $\theta=0^+$  simultáneamente va a través de un máximo.

Cuando  $\tau_b$  es incrementada, la exergía destruida en el intercambiador de calor disminuye pero la exergía encontrada en la salida del mismo aumenta. Para altos valores de  $\tau_b$  una gran parte de la exergía transmitida desde la fuente de calor no será utilizada. La consiguiente disminución en la producción de entropía no es suficiente para balancear esta pérdida. Por esto, la elección de la temperatura de referencia en el análisis de almacenamiento de calor no es importante.

- **Cargue a una temperatura de diseño  $\tau_f=1$**

Cuando se carga los sistemas de almacenamiento a la temperatura de diseño  $\tau_f=1$ , el tiempo de carga  $\sigma$  (ecuaciones 39 y 42) se convierte en el parámetro de interés. En la figura 48 puede observarse la influencia de  $\sigma$  en la exergía para el sistema de almacenamiento de calor sensible bien mezclado. Un incremento en el tiempo de carga automáticamente produce un decrecimiento en la temperatura que debe ser mantenida en el fluido en la entrada del intercambiado de calor. Esta ventaja es, sin embargo, compensado por un incremento en la exergía y el calor debe ser suministrado, por ejemplo, usando volúmenes más grandes de fluido para cargar el sistema de almacenamiento. En ambos casos, razón de calentamiento constante y temperatura de entrada constante, existe un tiempo de carga óptimo para que la exergía que ha sido suministrada por la fuente de calor sea mínima y la fracción de exergía almacenada es máxima.

**Figura 48 Exergía requerida para cargar un almacenador de calor bien mezclado como función del tiempo.**



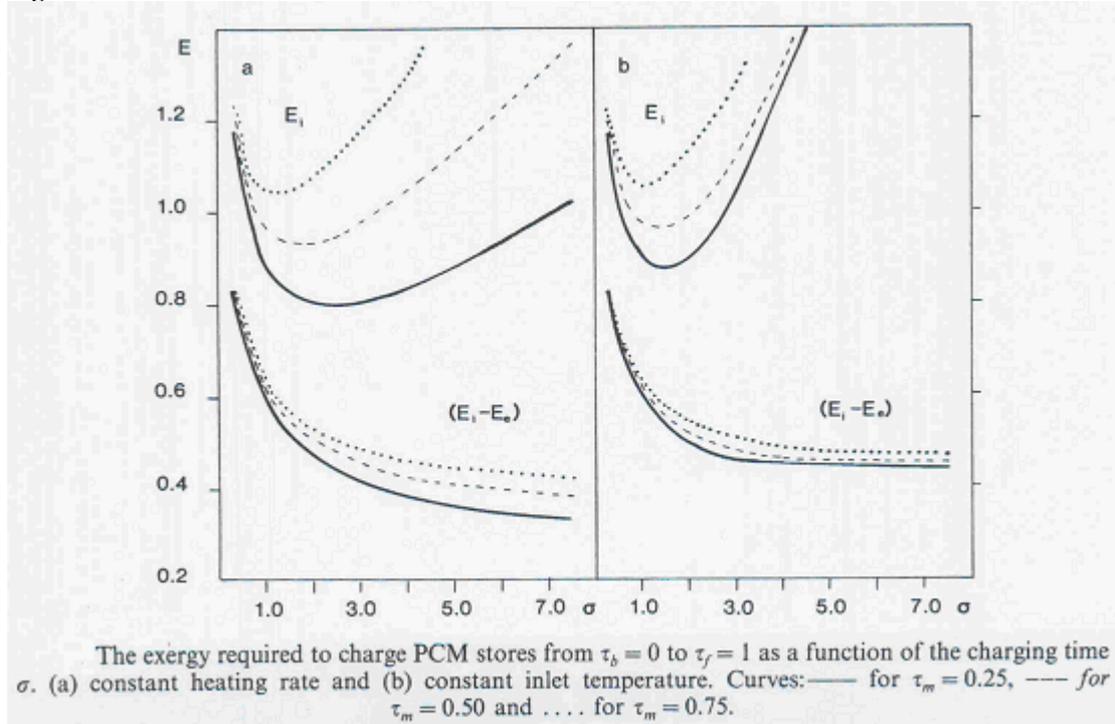
**Fuente: H. Bjurström. An exergy análisis of sensible and latent heat storage.**

Los resultados para el sistema de almacenamiento con PCM son similares (ver figura 49) para  $\tau_b=0$ . El valor extremo en exergía,  $E_i$ , transmitido desde la fuente de calor es mostrado para el caso de temperatura constante a la entrada y razón de calentamiento constante. Los valores de la energía suministrada,  $Q_i$ , y exergía,  $E_i$ , son más grandes en el primer caso aunque la diferencia es indiferente a muy cortos tiempos de carga. En las figuras 48 y 49 también se muestra la diferencia entre la exergía suministrada y no utilizada, o la suma de la exergía almacenada o destruida.

Cuando  $\tau_b$  aumenta, los mínimos de la exergía suministrada cambian a valores más bajos del tiempo de carga  $\sigma$ , así como la cantidad de exergía no utilizada aumenta. Estos mínimos, sin embargo, no desaparecen más allá de un valor umbral de  $\tau_b$  como en el caso de temperatura de entrada constante  $\tau_b=1$  y  $\tau_b=1$ , en donde la exergía extrema

indicó una compensación entre la exergía destruida y no utilizada. Esto indica también una compensación entre la temperatura y la cantidad de calor a ser suministrada.

**Figura 49 Exergía requerida para cargar almacenadores con PCM como una función del tiempo de carga.**



Fuente: H. Bjurström. An exergy análisis of sensible and latent heat storage.

**3.2.3.2 Exergía extrema durante el proceso de cargue.** A continuación se presenta un análisis para encontrar el dominio de existencia de la exergía extrema,  $E_i$ , desde el punto de vista de la mejor utilización de la exergía de la fuente de calor. También, cuál es la mejor temperatura de transición cuando existe dicha exergía extrema existe y por último, cuál es la mejor temperatura de transición cuando se busca la menor utilización de calor y exergía transmitida desde la fuente al sistema de almacenamiento a una temperatura de diseño predeterminada.

- **Con referencia a la fuente de calor**

Como se ha mencionado, cuando la temperatura de entrada del fluido se mantiene constante el grado óptimo de cargue o temperatura final óptima el sistema de almacenamiento de calor sensible bien mezclado es independiente de la eficiencia de temperatura del intercambiador de calor. Por otra parte, puede demostrarse que esta temperatura es dependiente solamente de la temperatura de entrada del fluido y de la temperatura inicial del sistema de almacenamiento. Sustituyendo la temperatura  $\tau_s$  del sistema de almacenamiento por el tiempo  $\theta$ :

$$\theta = \frac{I}{y} \ln \left( \frac{\tau_i - \tau_b}{\tau_i - \tau_s} \right) \quad (51)$$

en la ecuación para  $\varepsilon_s$ , obtenida de las ecuaciones 35 y 36, lo que conduce a

$$\varepsilon_s = \frac{y}{\tau_i - \ln(1 + \tau_i)} \frac{\tau_s - \tau_b - \ln\left(\frac{1 + \tau_s}{1 + \tau_b}\right)}{\ln\left(\frac{\tau_i - \tau_b}{\tau_i - \tau_s}\right)} \quad (52)$$

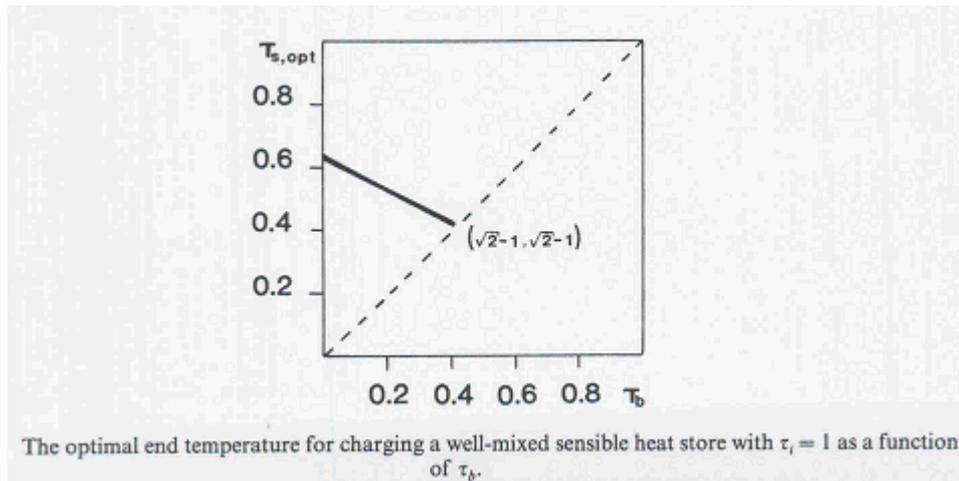
Buscando el máximo en la fracción de exergía almacenada, se obtiene la siguiente ecuación no-lineal:

$$\tau_s - \tau_b - \ln\left(\frac{1 + \tau_s}{1 + \tau_b}\right) = \frac{\tau_s}{1 + \tau_s} (\tau_i - \tau_s) \ln\left(\frac{\tau_i - \tau_b}{\tau_i - \tau_s}\right) \quad (53)$$

Esta ecuación muestra que el  $\tau_s$  óptimo es función de la temperatura de entrada  $\tau_i$  y de la temperatura inicial  $\tau_b$  solamente. La raíz no trivial de  $\tau_s$  de la ecuación 53 es 0.6331 para una temperatura de  $\tau_i=1$  y  $\tau_b=0$  y aumenta con el incremento de  $\tau_b$  (figura 50). El valor exacto de  $\tau_b$  donde  $\tau_s$  coincide con  $\tau_b$  puede obtenerse diferenciando la ecuación 53 con respecto a  $\tau_s$  y resolviendo la ecuación resultante. Esto conduce al promedio geométrico de la temperatura de entrada y de referencia:

$$\tau_b = \tau_s = \sqrt{1 + \tau_i} - 1 \quad \text{o} \quad T_b = \sqrt{T_i T_0}$$

**Figura 50** Temperatura final óptima para cargar un almacenador de calor sensible bien mezclado.



**Fuente:** H. Bjurström. An exergy análisis of sensible and latent heat storage.

Así, para  $\tau_i=1$ , hay un grado de carga de exergía óptimo para  $\tau_b < 0.4142$ . No existe para  $\tau_b > 0.4142$ , y puede concluirse que el calor almacenado no será cargado en totalidad: La mayoría de la exergía suministrada no puede ser usada en el sistema almacenador y será encontrada de nuevo en la salida del intercambiador de calor.

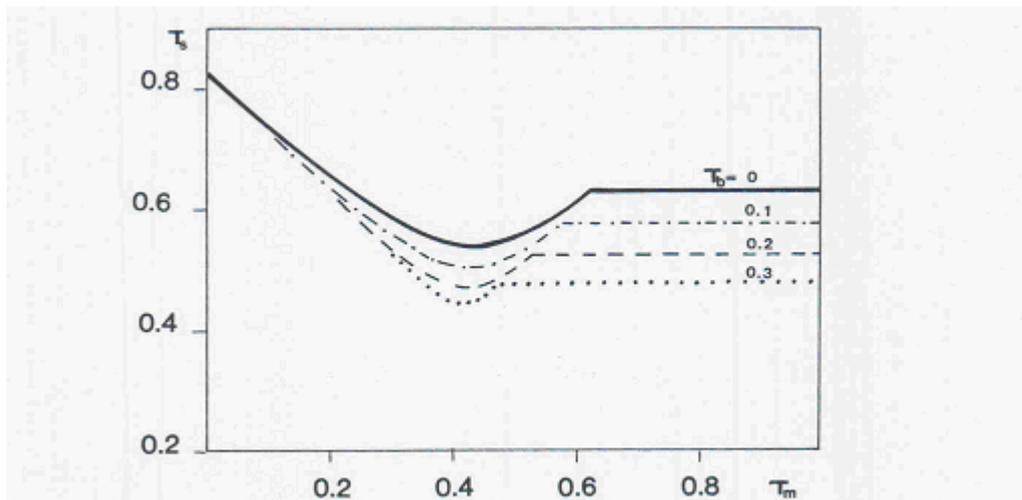
Para el sistema con PCM, el análisis de la temperatura final de óptima exergía para el proceso de carga (y así el calor almacenado óptimo) puede ser dividido en dos casos principales: uno para las temperaturas de transición más bajas que la temperatura final

óptima  $\tau_w$  para el sistema de almacenamiento de calor sensible bien mezclado, y otro para las temperaturas de transición más altas que  $\tau_w$ . En el último caso la temperatura final óptima del sistema de almacenamiento con PCM será la misma que la del sistema de almacenamiento de calor sensible bien mezclado. Para  $\tau_m < \tau_w$  la exergía extrema se obtiene haciendo que el tiempo  $\theta$  sea expresado como una función de  $\tau_s$  de manera análoga a la ecuación 51. Reemplazando esta expresión en la ecuación para  $\varepsilon_s$  obtenida de la ecuación 39 y 35 y diferenciando con respecto a  $\tau_s$  produce:

$$\begin{aligned} & \gamma \left[ \tau_m - \tau_b - \ln \left( \frac{1 + \tau_m}{1 + \tau_b} \right) \right] + \alpha (\tau_i - \tau_b) \frac{\tau_m}{1 + \tau_m} + \delta \left[ (\tau_s - \tau_m) - \ln \left( \frac{1 + \tau_s}{1 + \tau_m} \right) \right] \\ & = \frac{\tau_s}{1 + \tau_s} (\tau_i - \tau_s) \left[ \gamma \ln \left( \frac{\tau_i - \tau_b}{\tau_i - \tau_m} \right) + \alpha \frac{\tau_i - \tau_b}{\tau_i - \tau_m} + \delta \ln \left( \frac{\tau_i - \tau_m}{\tau_i - \tau_s} \right) \right] \quad (54) \end{aligned}$$

Resolviendo la ecuación 54 para  $\tau_i=1$  y  $\alpha=0.5$ ,  $\beta=1.0$  se obtienen las temperaturas finales óptimas que se muestran en la figura 51 como una función de la temperatura de transición de fase  $\tau_m$  con  $\tau_b$  como parámetro. Como se puede observar existe un mínimo en la temperatura final óptima (o calor almacenado) en  $\tau_m=0.4$  y para  $\tau_m > \tau_w$  la temperatura final óptima permanece en  $\tau_w$ . Por consiguiente, la cantidad de calor almacenado cae abruptamente porque la transición de fase no toma lugar. Cuando  $\tau_m < \tau_w$  el PCM almacena más calor que el sistema de almacenamiento de calor sensible bien mezclado, y más exergía es almacenada en la temperatura final óptima del PCM, previsto que  $\tau_m > 0.13$  para  $\tau_b=0$  (ver figura 52)

**Figura 51 Temperatura final óptima para almacenadores con PCM.**



The optimal end temperature for the PCM stores as a function of  $\tau_m$  with  $\tau_b$  as a parameter,  $\tau_i = 1$ .

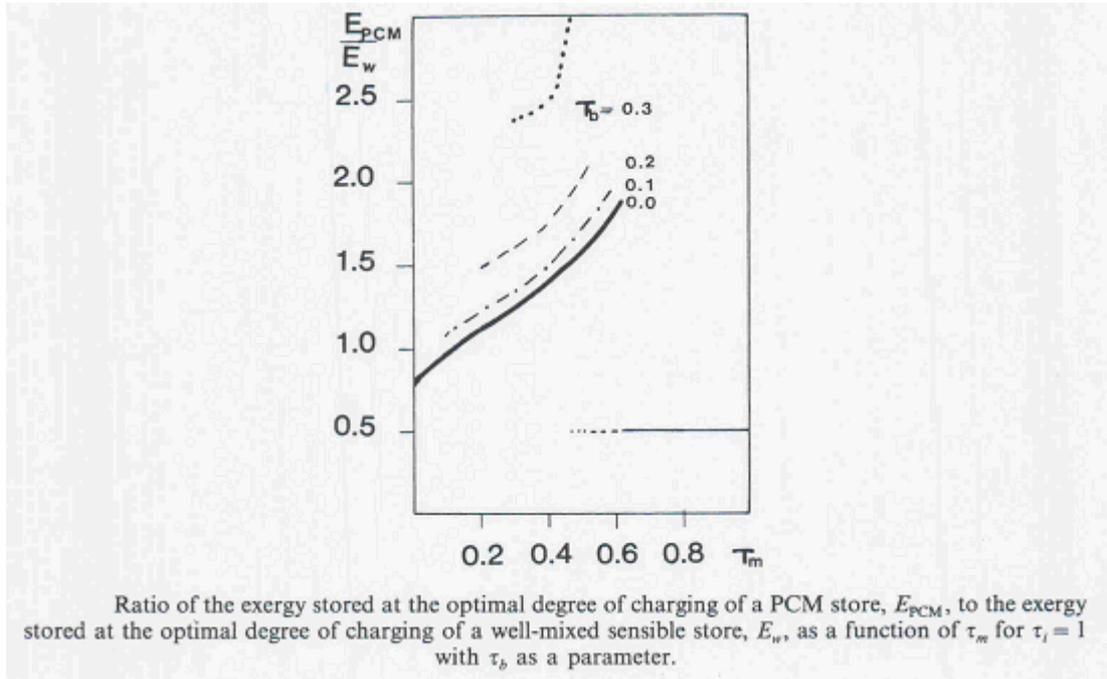
Fuente: H. Bjurström. An exergy análisis of sensible and latent heat storage.

El mínimo en  $\tau_s$  (ver figura 51) corresponde a un máximo en la fracción de exergía óptima máxima almacenada  $\varepsilon_s$  (ver figura 45). Su posición en el eje  $\tau_m$  puede ser determinado diferenciando la ecuación 53 para obtener una expresión. El mínimo ocurre muy cerca del promedio geométrico:

$$\tau_m + I = \sqrt{I + \tau_i} \quad \text{o} \quad T_m = \sqrt{T_i T_0}$$

el cual es el límite para el mínimo en  $\tau_s$  cuando  $\alpha$  tiende a 1. También cuando  $\tau_b$  aumenta, el lugar del mínimo cambia hacia el promedio geométrico (ver figura 51).

**Figura 52** Relación de exergía almacenada en el grado óptimo de cargue de un almacenador con PCM a la exergía almacenada en el grado óptimo de cargue de un almacenador sensible bien mezclado



**Fuente:** H. Bjurström. An exergy análisis of sensible and latent heat storage.

El promedio geométrico de la temperatura más baja del sistema y la temperatura más alta aparece tanto en el análisis del sistema de almacenamiento de calor sensible bien mezclado y el que contiene PCM.

- **Con referencia al sistema de almacenamiento de calor**

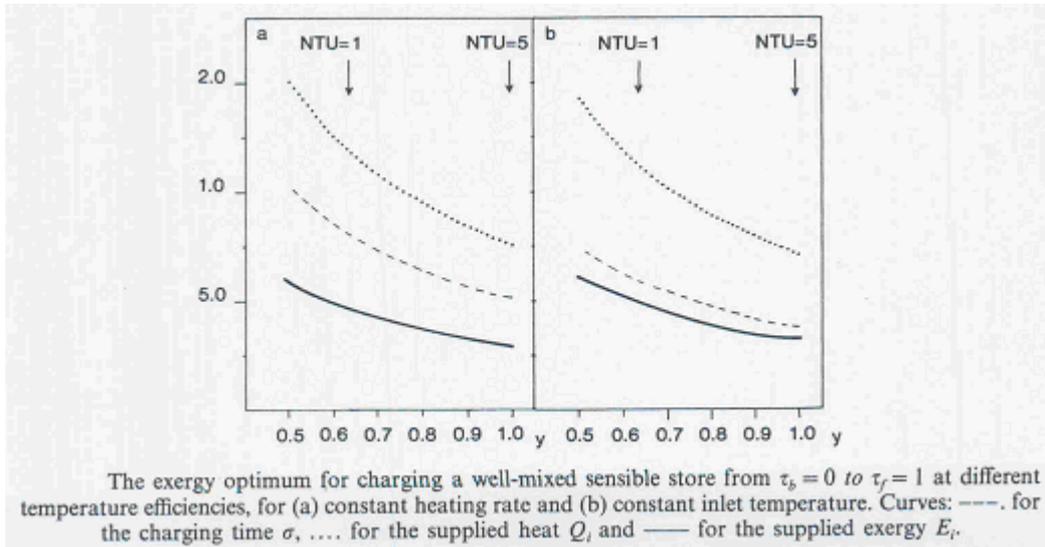
Cuando se carga un sistema de almacenamiento a una temperatura de diseño predeterminada  $\tau_f$  el énfasis se centra en el calor almacenado. Cuando  $\tau_f$  es fijo, la exergía almacenada depende solamente de  $\tau_f$  y no de las condiciones de operación. Es entonces suficiente buscar un mínimo en  $E_i$ , el cual es equivalente a encontrar un mínimo en la suma de la exergía destruida y no utilizada.

Para el análisis del cargue del sistema de calor sensible bien mezclado con una entrada de potencia térmica constante a la temperatura de diseño  $\tau_f$  la ecuación 49 es diferenciada con respecto al tiempo de cargue  $\sigma$ , obteniéndose:

$$1 + \frac{\tau_f + \tau_b}{2} + \frac{1 + \tau_b}{\tau_f - \tau_b} \ln(1 + \tau_b + a) - \frac{1 + \tau_f}{\tau_f - \tau_b} \ln(1 + \tau_f + a) = 0 \quad (55)$$

El tiempo de carga de exergía óptima puede ser calculado resolviendo esta ecuación que es independiente de la eficiencia de temperatura del intercambiador de calor y de este modo también la exergía y calor suministrado (ver figura 53 para  $\tau_f=1$  y  $\tau_b=0$ ).

**Figura 53 Exergía óptima para el cargue de un almacenador sensible bien mezclado a diferentes temperaturas**



**Fuente:** H. Bjurström. An exergy análisis of sensible and latent heat storage.

Cuando se mantiene  $\tau_i$  constante se puede tener un análisis similar combinando la ecuación 42 y 35 para  $\theta=\sigma$  y diferenciando con respecto a  $\sigma$ . Sin embargo, esto conduce a una expresión complicada. Es más conveniente diferenciar la ecuación 52 con respecto a  $\tau_i$ , así como  $\tau_i$  es un valor singular de la función de  $\sigma$ , ver la ecuación 42, obteniéndose la siguiente ecuación:

$$\tau_i - \ln(1 + \tau_i) = \frac{\tau_i}{1 + \tau_i} \frac{(\tau_i - \tau_f)(\tau_i - \tau_b)}{\tau_f - \tau_b} \ln\left(\frac{\tau_i - \tau_b}{\tau_i - \tau_f}\right) \quad (56)$$

La necesidad de exergía para un requerimiento de temperatura de entrada constante es ligeramente mayor que el necesario para un requerimiento de razón de calentamiento constante. Sin embargo, la energía necesario es menor que en el caso del caso anterior, debido a la mayor entrada de potencia térmica en la etapa inicial del proceso de cargue.

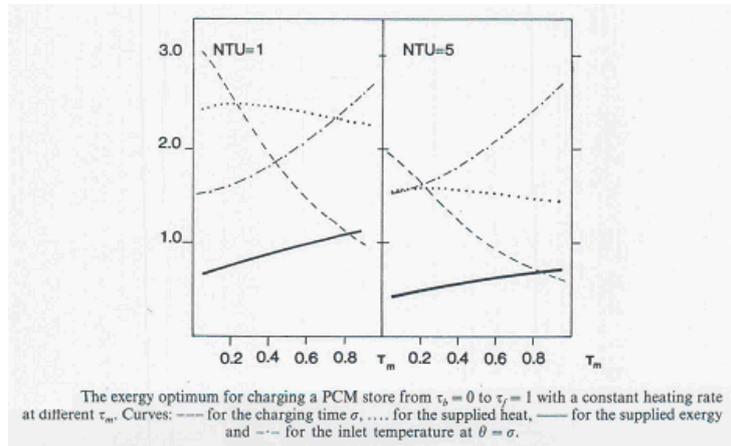
El análisis del sistema de almacenamiento con PCM puede llevarse a cabo análogamente para el caso de razón de calentamiento constante diferenciando  $E_i$  (ver ecuación 50), con respecto a  $\sigma$  lo cual conduce a:



$$\tau_m + 1 - \alpha + \frac{\delta(\tau_f - \tau_m)^2 - \gamma(\tau_m - \tau_b)^2}{2(\tau_f - \tau_b)} - \frac{\alpha a}{1 + \tau_m + a} + \gamma \frac{1 + \tau_b}{\tau_f - \tau_b} \ln(1 + \tau_b + a) - \delta \frac{1 + \tau_f}{\tau_f - \tau_b} \ln(1 + \tau_f + a) - \left[ (\gamma - \delta) \frac{1 + \tau_m}{\tau_f - \tau_b} + \alpha \right] \ln(1 + \tau_m + a) = 0 \quad (57)$$

El tiempo de carga para la exergía más extrema calculada de la ecuación 57 depende de la eficiencia del intercambiador de calor y disminuye cuando la temperatura de transición de fase aumenta, ver figura 54 para  $\tau_i=1$  y  $\tau_b=0$ . El calor suministrado en este óptimo primero aumenta, alcanza un máximo en  $\tau_m \approx 0.25$  y entonces disminuye, pero en su conjunto, extraordinariamente constante. Un aumento en  $\tau_m$  o  $\tau_b$  está acompañado por una disminución en el tiempo de carga óptimo así como la exergía que no es utilizada aumenta. Ningún cambio cualitativo se presenta con un incremento en la temperatura inicial del sistema de almacenamiento, excepto que el leve máximo en  $Q_i$  desaparece cuando  $\tau_b$  llega a ser grande.

**Figura 54** Exergía óptima para el cargue de un almacenador con PCM con una velocidad de calentamiento constante



**Fuente:** H. Bjurström. An exergy análisis of sensible and latent heat storage.

El calor suministrado por fuente de calor cae por debajo del valor obtenido para el sistema de almacenamiento sensible bien mezclado cuando  $(\tau_m - \tau_b) \approx 60\%$  de  $(\tau_f - \tau_b)$ . La exergía suministrada aumenta con  $\tau_m$  y llega a ser más grande que la exergía suministrada a un sistema de almacenamiento sensible bien mezclado cuando  $(\tau_m - \tau_b) \approx 50\%$  de  $(\tau_f - \tau_b)$ . Sin embargo, a más alto valor de  $\tau_m$  mayor es la exergía almacenada. Por consiguiente, la relación  $E_i/E_s$  debe también ser tomada en consideración: este costo relativo disminuye con el incremento de  $\tau_m$  y cae por debajo de un sistema de almacenamiento sensible bien mezclado cuando  $(\tau_m - \tau_b) \approx 30\%$  de  $(\tau_f - \tau_b)$ .

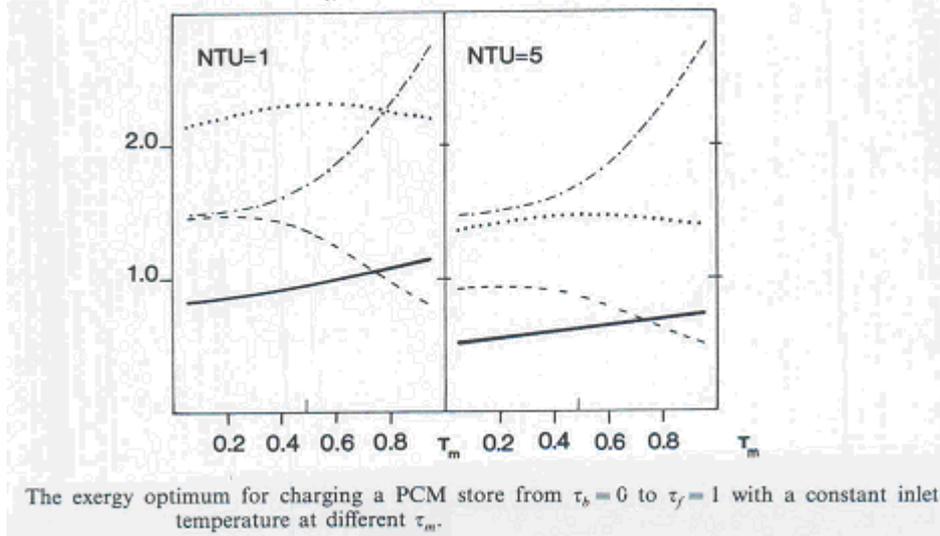
El mismo patrón se obtiene cuando el tiempo de cargue de exergía óptima se calcula para el caso de una temperatura de entrada constante del fluido. Eliminado  $\sigma$  en la ecuación 35 cuando  $\theta = \sigma$  con la ecuación 43 y diferenciando con respecto a  $\tau_i$  se consigue:

$$\tau_i - \ln(1 + \tau_i) = \frac{\tau_i}{1 + \tau_i} (\tau_i - \tau_m) \left[ \gamma \ln \left( \frac{\tau_i - \tau_b}{\tau_i - \tau_m} \right) + \alpha \frac{\tau_f - \tau_b}{\tau_i - \tau_m} + \delta \ln \left( \frac{\tau_i - \tau_m}{\tau_i - \tau_f} \right) \right] \times \left[ \gamma \frac{\tau_m - \tau_b}{\tau_i - \tau_b} + \alpha \frac{\tau_f - \tau_b}{\tau_i - \tau_m} + \delta \left( \frac{\tau_f - \tau_m}{\tau_i - \tau_f} \right) \right] \quad (58)$$

Resolviendo la ecuación 58 se obtiene el tiempo óptimo  $\sigma$ . La figura 55 muestra la dependencia sobre  $\tau_m$  del tiempo óptimo, la temperatura de entrada en este  $\sigma$ , la exergía y el calor suministrados. El tiempo de carga para la exergía óptima es ligeramente menor aquí que para el requerimiento de razón de calentamiento constante, y el calor suministrado es más alto para bajos  $\tau_m$  que para el suministrado para el óptimo de un requerimiento de razón de calentamiento constante, pero ellos son casi el mismo para grandes  $\tau_m$  (ver figura 54 y 55). Las diferencias entre el requerimiento de razón de calentamiento constante y el requerimiento de temperatura de entrada constante llegan a ser más pequeños también cuando  $\tau_b$  es más grande. Para ningún requerimiento existe un extremo en  $E_i$  o en  $\tau_i$  comparable al que ve en la figura 51.

Desde un punto de vista exergético, es ventajoso cargar un sistema con PCM teniendo un bajo  $\tau_m$  con razón de calentamiento constante que con una temperatura de entrada del fluido constante. Prácticamente no hay diferencia para altos  $\tau_m$  o  $\tau_b$  debido a que las fracciones de la exergía destruida y no utilizada pueden ser reducidas si se mantiene una baja temperatura  $\tau_i$  cuando la temperatura  $\tau_s$  del sistema de calentamiento es baja. Esta reducción es en la práctica perdida cuando  $\tau_m$  o  $\tau_b$  son altos.

**Figura 55 Exergía óptima para cargar un almacenador con PCM con una temperatura de entrada constante. Para los símbolos ver la figura anterior.**

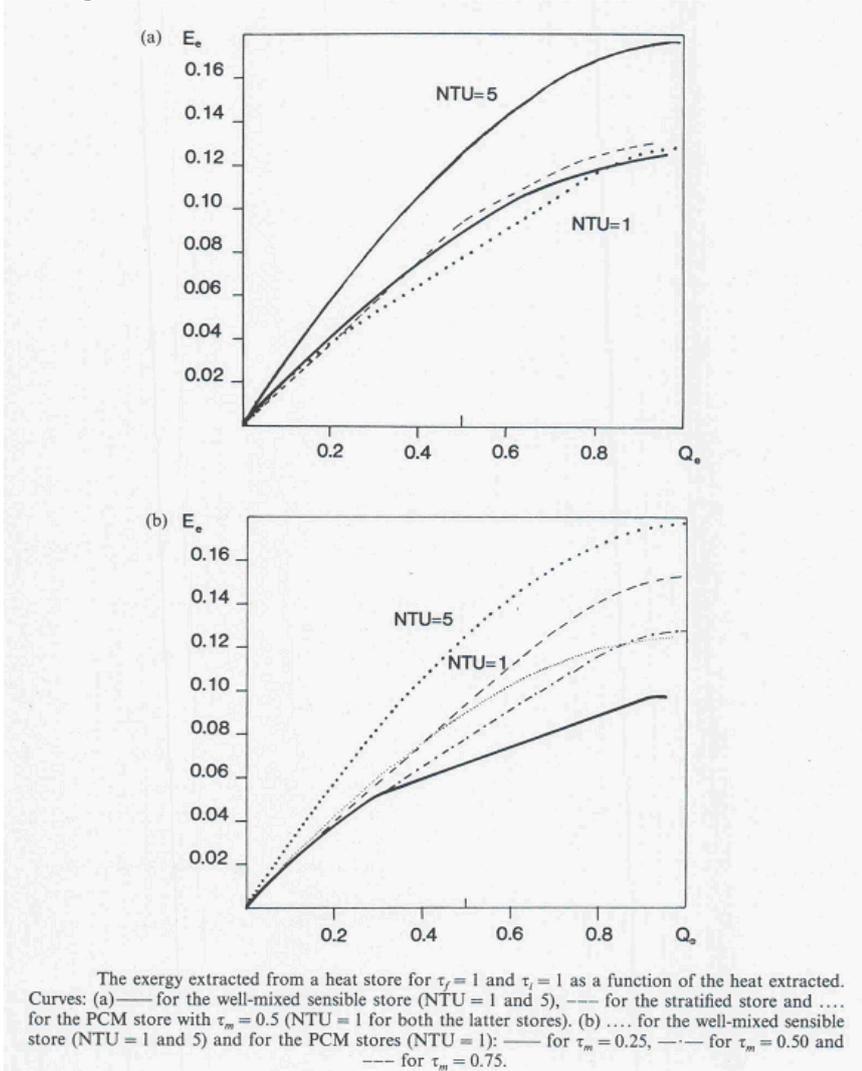


Fuente: H. Bjurström. An exergy análisis of sensible and latent heat storage.

**3.2.4 Proceso de descargue de los sistemas de almacenamiento de calor.** Usando una temperatura de entrada constante del fluido de transferencia de calor, los sistemas de almacenamiento son enfriados desde una temperatura inicial  $\tau_f=1$ . En la figura 56a se muestra la exergía total  $E_e$  extraída para  $\tau_i=0$  como una función del calor extraído del

sistema sensible bien mezclado, sensible estratificado y que contiene un PCM con  $\tau_m=0.5$ . No es fácil reconocer un tiempo de parada óptimo o de exergía extraída óptima para cualquier sistema de almacenamiento de calor considerado. La magnitud de la exergía extraída depende principalmente de la eficiencia de temperatura del intercambiador de calor y la fracción que ha sido extraída es aproximadamente el 40% para todos los sistemas teniendo un intercambiador de calor con  $NTU=1$  y cuando  $\tau_i=0$ . Esta fracción es casi el 60% para un sistema sensible bien mezclado y casi un 75% para un sistema sensible estratificado que tiene un intercambiador de calor con un  $NTU=5$ . La exergía total extraída de un sistema de almacenamiento depende de su contenido inicial de exergía. A mayor  $\tau_m$  más grande es la energía almacenada  $E_s$ , y mayor es la exergía total extraída (ver figura 56b). Estos resultados no cambian cualitativamente por un incremento en la temperatura de entrada,  $\tau_i$ .

**Figura 56 Exergía extraída de un almacenador de calor como una función del calor extraído.**

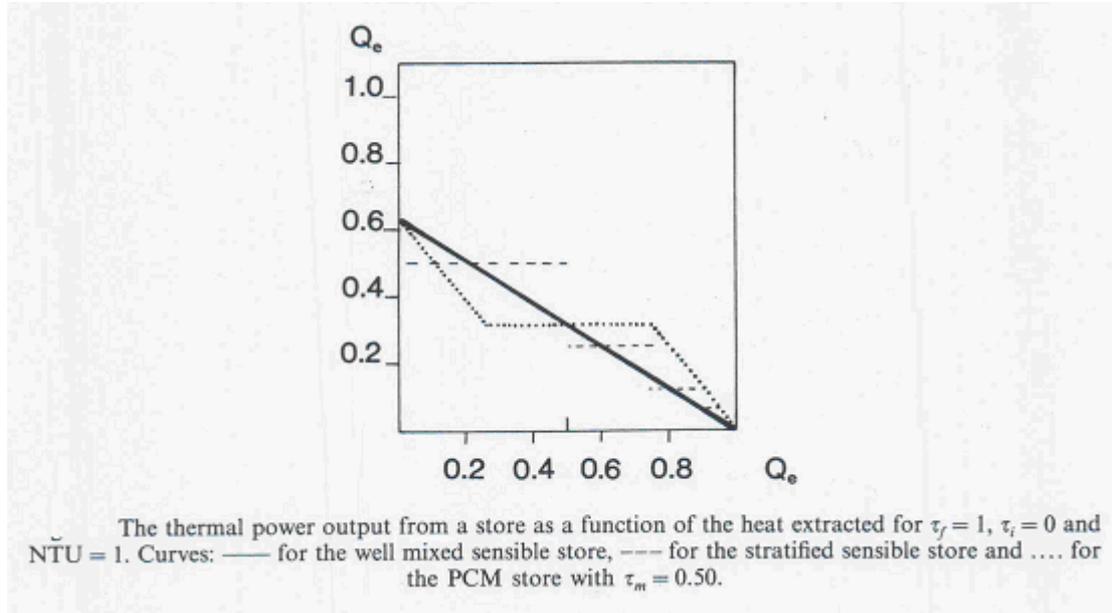


**Fuente: H. Bjurström. An exergy análisis of sensible and latent heat storage.**

El merito de un contenido de exergía alto es mostrado en la figura 57 donde la salida de potencia térmica de los tres tipos de sistemas de almacenamiento, para un intercambiador de calor de  $NTU=1$ , en función de la exergía extraída total. Un sistema

con PCM con un alto  $\tau_m$  y por esto un contenido de exergía grande para el mismo  $\tau_f$  liberará un potencia térmica más alta y descargará más rápidamente.

**Figura 57 Salida de potencia térmica de un almacenador como una función del calor extraída.**



**Fuente:** H. Bjurström. An exergy análisis of sensible and latent heat storage.

Hasta aquí solamente se ha considerado un sistema de almacenamiento en un proceso de fluido abierto y se analizó para encontrar el extremo en la operación a través de la suma de exergía térmica destruida y no utilizada (no se tuvo en cuenta por ejemplo, la exergía mecánica ni las debidas a pérdida de presión en el intercambiador de calor).

Para un sistema de almacenamiento sensible bien mezclado o con un PCM que tienen un intercambiador de calor con  $NTU=1$  la fracción de exergía máxima almacenada es casi 30%. En el extremo de exergía, casi un 40% del calor suministrado por la fuente es efectivamente almacenado. Durante la descarga solo un 40% de la exergía almacenada es extraída por el fluido de transferencia de calor que enfría el sistema. La eficiencia de conversión total para la exergía térmica suministrada por la fuente de calor a la carga es del orden del 12%. La principal causa de estas grandes pérdidas es el calentamiento y enfriamiento del material de almacenamiento de calor desde una temperatura que es inicialmente diferente de aquella del fluido de transferencia de calor a la entrada del intercambiador de calor. Desde este punto de vista, el sistema de almacenamiento estratificado tiene la mejor eficiencia así como sus condiciones de operación permiten la conservación de las diferencias de temperatura. Esta ventaja, en comparación de la configuración 42a, se pierde si la eficiencia de temperatura del intercambiador de calor es no satisfactoriamente alta. Por esto, el intercambio de calor por contacto directo es preferido en la práctica para los sistemas de almacenamiento de calor sensible estratificado, por ejemplo almacenado el medio de transferencia de calor en si mismo.

No existe una diferencia muy grande en las diferencias entre los sistemas de almacenamiento de calor sensible y con PCM. Por esto, los sistemas con PCM no deben considerarse que presenten ventajas en la eficiencia, costo de la exergía a ser

suministrada o en características de potencia térmica. Las ventajas están más por el lado de lo compacto del sistema de almacenamiento o en el control de requerimientos.

Con respecto a cuál es la mejor temperatura de transición para el sistema de almacenamiento con PCM se tienen las siguientes conflictivas conclusiones. El análisis energético para el proceso de cargue conduce a la recomendación de un bajo  $\tau_m$  para obtener el mejor uso del calor suministrado. Sin embargo, un análisis de exergía con referencia a la fuente de calor conduce a que la temperatura de transición del sistema con PCM deberá ser el promedio geométrico de la temperatura de la fuente de calor y la temperatura de referencia (o temperatura de los alrededores). La relación de la exergía almacenada a la exergía suministrada en el grado óptimo de carga es entonces cercana a la máxima. Este máximo de exergía corresponde, sin embargo, a un mínimo del calor almacenado cuando se considera la variaciones con  $\tau_m$  (ver figura 51)

Cuando la temperatura final del sistema de almacenamiento es fija, la temperatura de transición debe ser baja para reducir la exergía que debe ser transmitida desde la fuente de calor. De otro modo, cuando la exergía almacenada aumenta con  $\tau_m$ , la relación de la energía suministrada a la exergía almacenada disminuye. Esto podría favorecer más altas temperaturas de transición.

El requerimiento de razón de calentamiento constante para cargar un sistema de almacenamiento es ventajoso si  $\tau_m$  es bajo. El requerimiento de temperatura de entrada constante es frecuentemente más costoso con respecto a la exergía, pero más barato en términos de energía.

En el proceso de descargue, un análisis de exergía es de poca ayuda. La elección entre una baja o alta temperatura de transición  $\tau_m$  es principalmente gobernada por los requerimientos que son colocados sobre la salida de potencia térmica desde el sistema de almacenamiento durante la descarga. Un bajo  $\tau_m$  implica una baja razón de descarga con una baja potencia térmica y es más fácil satisfacer los requerimientos de potencia térmica si  $\tau_m$  es alta.

El análisis anterior al igual que el estudio ya mencionado de G. A. Adebisi y L. D. Russell se basan en el modelo de sistema agrupado (*lumped-system model*) en los cuales los detalles de la conducción del proceso de cambio de fase son pasados por alto. Como se vio, el resultado más importante es que la exergía almacenada es maximizada cuando la temperatura de fusión del PCM es el promedio geométrico de la temperatura de la fuente de energía y la temperatura del ambiente. A. Bejan y M. De Lucía<sup>23</sup> reemplazaron este modelo con dos modelos detallados que destacaban la dinámica interna (transporte de calor, historial de interfase) del proceso de cambio de fase. La transferencia de calor a través de la capa fundida se asumió como conducción unidireccional dependiente del tiempo. En un segundo modelo propuesto por ellos mismos se consideró que el proceso de fusión era direccionado por la circulación natural cuasi-estable que ocurre en la región fundida.

---

<sup>23</sup> BEJAN, A. y DE LUCÍA, M. Thermodynamics of energy storage by melting due to conduction of natural convection. En: ASME Journal of Solar Energy Engineering. Mayo, 1990. vol. 112, no. 2. p. 110-116.

Ambos modelos se refieren al pequeño límite numérico de Stefan, así como se despreció el calentamiento sensible de la fase líquido. Igualmente, ambos modelos coinciden con el resultado sobre la temperatura de fusión del PCM con lo cual se plantea si esto es un resultado válido universalmente, independiente del grado de complejidad (realismo) exhibido por el modelo. Para contestar esta pregunta, Bejan y De Lucía<sup>24</sup> consideraron dos importantes aspectos del proceso de almacenamiento de energía del cambio de fase. El primero es el efecto del calentamiento sensible experimentado por el líquido formado recientemente durante la fusión. Aún si es pequeño, este efecto está siempre presente. El segundo aspecto es el proceso de solidificación, el cual como una carrera recuperadora de energía debe completar el ciclo ejecutado por cualquier sistema almacenador de energía de cambio de fase. El resultado del estudio arrojó que aunque la temperatura de fusión del PCM es generalmente diferente que el promedio geométrico de la temperatura de la fuente de energía y la temperatura del ambiente, en un cierto dominio paramétrico coincide bastante bien a este valor.

Los intercambiadores de calor de carcasa y tubo son considerados por muchos investigadores como los más elementos de almacenamiento de calor más promisorios que requieren alta eficiencia con un mínimo volumen. Un estudio desarrollado por A. Erek y A. Dincer<sup>25</sup> presenta los conceptos del análisis de exergía y energía aplicados a este tipo de intercambiadores como almacenadores de energía latente y muestra cómo algunos parámetros termodinámicos y de transferencia de calor (por ejemplo, frentes de solidificación, velocidad de transferencia de calor, eficiencias de energía y exergía así como sus efectividades) varían con el tiempo durante el proceso. Adicionalmente considera la ganancia de calor del ambiente.

En otro trabajo experimental desarrollado por M. Akif *et al*<sup>26</sup> se investiga los desempeños exergéticos y energéticos de un intercambiador de calor de carcasa y tubo con PCM (agua) en procesos de carga y descarga. Un aspecto importante es que se presenta la formulación matemática de estos desempeños:

- Energéticos:

$$\eta_{carga}(t) = \frac{E_{PCM}(t) - E_{PCM,i}}{E_{HTF}} \quad (59)$$

$$E_{PCM}(t) - E_{PCM,i} = \left\{ m_{liquido}(t) c_{p,liquido} \bar{T}_{liquido}(t) + m_{sólido}(t) [c_{p,sólido} (\bar{T}_{sólido}(t) - 273) - l] \right\} - \left\{ m_{liquido,i} c_{p,liquido} \bar{T}_{liquido,i} \right\} \quad (60)$$

$$E_{HTF}(t) = \int_{t=0}^t \dot{m}_{HTF}(t) c_{p,HTF} [T_{entrada}(t) - T_{salida}(t)] dt \quad (61)$$

<sup>24</sup> BEJAN, A. y DE LUCÍA, M. Thermodynamics of phase-change energy storage: the effects of liquid superheating during melting, and irreversibility during solidification. Febrero, 1991. vol. 113. p. 2-10.

<sup>25</sup> ERECK, Aytunck y DINCER, Ibrahim. A new approach to energy and exergy analices of latent heat storage unit. En: Heat Transfer Engineering. 2009. vol. 30, no. 6. p. 506-515.

<sup>26</sup> AKIF, M et al. Energetic and exergético anlysis and assessment of a termal energy storage (TES) unit for building applications. En: Energy and Buildings. Octubre, 2010. vol. 42, no. 10. p. 1896-1901.

$$\eta_{descarga}(t) = \frac{E_{HTF}(t)}{E_{PCM}(t) - E_{PCM,i}} \quad (62)$$

- Exergéticos:

$$\psi_{carga}(t) = \frac{Ex_{PCM}(t) - Ex_{PCM,i}}{Ex_{HTF}(t)} \quad (63)$$

$$Ex_{PCM}(t) - Ex_{PCM,i} = c_{p,sólido} \left\{ m_{sólido}(t) \left[ (\bar{T}_{sólido}(t) - 273) - T_{\infty}(t) \ln \frac{\bar{T}_{sólido}(t)}{273} \right] \right\} \\ + c_{p,líquido} \left\{ m_{líquido}(t) \left[ (\bar{T}_{líquido}(t) - \bar{T}_{líquido,i}) - T_{\infty}(t) \ln \frac{\bar{T}_{líquido}(t)}{\bar{T}_{líquido,i}} \right] + m_{sólido}(t) \left[ (273 - \bar{T}_{líquido,i}) - T_{\infty}(t) \ln \frac{273}{\bar{T}_{líquido,i}} \right] \right\} \\ + m_{sólido}(t) \left\{ -L + T_{\infty}(t) \ln \frac{L}{273} \right\} \quad (64)$$

$$Ex_{HTF}(t) = \int_{t=0}^t \dot{m}_{HTF}(t) c_{p,HTF} \left\{ [T_{entrada}(t) - T_{salida}(t)] - T_{\infty}(t) \ln \frac{\bar{T}_{entrada}(t)}{\bar{T}_{salida}(t)} \right\} dt \quad (65)$$

$$\psi_{descarga}(t) = \frac{Ex_{HTF}(t)}{Ex_{PCM}(t) - Ex_{PCM,i}} \quad (66)$$

$$Ex_{PCM}(t) - Ex_{PCM,i} = c_{p,líquido} \left\{ m_{líquido}(t) \left[ (T_{líquido}(t) - 273) - T_{\infty}(t) \ln \frac{\bar{T}_{líquido}(t)}{273} \right] \right\} \\ + c_{p,PCM} \left\{ m_{sólido}(t) \left[ (\bar{T}_{sólido}(t) - \bar{T}_{sólido,i}) - T_{\infty}(t) \ln \frac{\bar{T}_{sólido}(t)}{\bar{T}_{sólido,i}} \right] + m_{líquido}(t) \left[ (273 - \bar{T}_{sólido,i}) - T_{\infty}(t) \ln \frac{273}{\bar{T}_{sólido,i}} \right] \right\} \\ + m_{líquido}(t) \left\{ L - T_{\infty}(t) \ln \frac{L}{273} \right\} \quad (67)$$

En donde:

$\eta_{carga}$  es la eficiencia energética en el proceso de carga del almacenador, [%]

$\eta_{descarga}$  es la eficiencia energética en el proceso de descarga del almacenador, [%]

$\psi_{carga}$  es la eficiencia exergética en el proceso de carga del almacenador, [%]

$\psi_{descarga}$  es la eficiencia exergética en el proceso de descarga del almacenador, [%]

$E_{PCM}(t)$  es la energía instantánea del PCM, [kJ]

$E_{PCM,i}$  es la energía inicial del PCM, [kJ]

$Ex_{HTF}(t)$  es la exergía instantánea del fluido de transferencia, [kJ]

$Ex_{PCM}(t)$  es la exergía instantánea del PCM, [kJ]

$Ex_{PCM,i}$  es la exergía inicial del PCM, [kJ]

$Ex_{HTF}(t)$  es la exergía instantánea del fluido de transferencia, [kJ]

$\dot{m}_{HTF}(t)$  es la velocidad de flujo masa del fluido de transferencia, [kg/s]

$m_{liquido}(t)$  es la masa instantánea del PCM líquido, [kg]

$m_{sólido}(t)$  es la masa instantánea del PCM sólido, [kg]

$c_{p,liquido}$  es el calor específico del PCM líquido, [kJ/kg·°K]

$c_{p,sólido}$  es el calor específico del PCM sólido, [kJ/kg·°K]

$c_{p,HTF}$  es el calor específico del fluido de transferencia, [kJ/kg·°K]

$\bar{T}_{liquido}(t)$  es el promedio instantáneo de temperatura en el PCM líquido, [°K]

$\bar{T}_{sólido}(t)$  es el promedio instantáneo de temperatura en el PCM sólido, [°K]

$\bar{T}_{liquido,i}$  es el promedio inicial de temperatura en el PCM líquido, [°K]

$\bar{T}_{sólido,i}$  es el promedio inicial de temperatura en el PCM sólido, [°K]

$T_{in}(t)$  es la temperatura instantánea de entrada del fluido de transferencia, [°K]

$T_{out}(t)$  es la temperatura instantánea de salida del fluido de transferencia, [°K]

$T_{\infty}(t)$  es la temperatura instantánea del ambiente, [°K]

$L$  es el calor latente del PCM, [kJ/kg]

Una revisión de otros trabajos relacionados con el análisis exergéticos de aplicaciones de PCM pueden encontrarse en el trabajo desarrollado por S. Jegadheeswaran *et al*<sup>27</sup> y en otro desarrollado por P. Verma *et al*<sup>28</sup>.

### 3.3 MODELOS NUMÉRICOS

Se utilizan para detallar y hacer más realísticos los problemas investigados. Generalmente inician con la definición del problema no lineal mediante ecuaciones diferenciales cuyas soluciones involucran espacio y tiempo.

Una revisión de los diferentes modelos basados en la primera y segunda ley de la termodinámica puede ser encontrada en el trabajo llevado a cabo por Y. Dutil *et al*<sup>29</sup>. En el trabajo se presenta el resultado para diferentes configuraciones y de numerosos autores con el objetivo de encontrar correspondencia entre las investigaciones experimentales con los análisis numéricos recientes.

---

<sup>27</sup> JEGADHEESWARAN, S.; POHEKAR, S.D. y KOUSKSOU, T. Exergy based performance evaluation of latent heat thermal storage system: A review. *En: Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Diciembre, 2010. vol. 14, no. 9. p. 2580-2595.

<sup>28</sup> VERMA, Prashant; VARUN, y SINGAL, S.K. Review of mathematical modeling on latent heat thermal energy storage systems using phase-change material. *En: Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Mayo, 2008. vol. 12, no. 4. p. 999-1031.

<sup>29</sup> DUTIL, Yvan et al. A review on phase-change materials: Mathematical modeling and simulations. *En: Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Enero, 2011. vol. 15, no. 1. p. 112-130.



#### 4. APLICACIONES DE LOS PCMS EN ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE

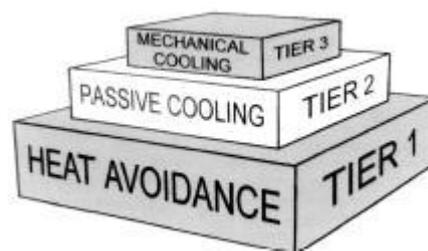
Actualmente los sistemas de aire acondicionado y refrigeración no solo proporcionan aire para propósitos de confort y ventilación sino que incluye sistemas de ductos, control (a veces complejos) y equipos para calentar, enfriar, humidificar, deshumidificar y purificar. Adicionalmente, según se requiera, se realizan divisiones de espacios con controles termostáticos individuales. El diseño de estos sistemas se ha visto influenciado cada vez más por el énfasis en la calidad del aire interior, la conservación de la energía, el impacto ambiental, la seguridad y la economía.

Teniendo en cuenta que en Colombia el clima predominante es cálido y húmedo parece más razonable pensar que un sistema de acondicionamiento del aire debería incluir todos los elementos mencionados menos el de calefacción.

Desde un punto de vista sostenible, el enfriamiento de una construcción debería aproximarse mediante tres enfoques (ver figura 58): el primero, evitando el calor a través de un diseño de la edificación que minimice la ganancia de calor utilizando estrategias adecuadas de sombreado, orientación, color, vegetación, aislamiento, iluminación y el control de todas las fuentes internas de calor. Sin embargo, en muchos casos estas estrategias no son suficientes por sí mismas para mantener la temperatura al nivel de confort requerido. El segundo enfoque corresponde al enfriamiento pasivo a través del cual se logra bajar las temperaturas y no solo minimizar como en el primer enfoque. Este enfoque implica el uso de ventilación natural para lograr condiciones de confort. Cuando se utilizan ventiladores y bombas, los sistemas algunas veces se llaman híbridos.

Sin embargo, en muchas situaciones y climas como es el caso de Colombia, los dos enfoques anteriores no son suficientes para mantener el confort térmico por lo cual se hace necesario utilizar el tercer enfoque que consiste en el uso de equipos mecánicos. No obstante su uso debería estar sujeto a un diseño arquitectónico y mecánico racional que limitara su uso solamente a enfriar lo que la primera y segunda estrategias no logren.

**Figura 58 Enfoques para abordar el enfriamiento de una construcción.**



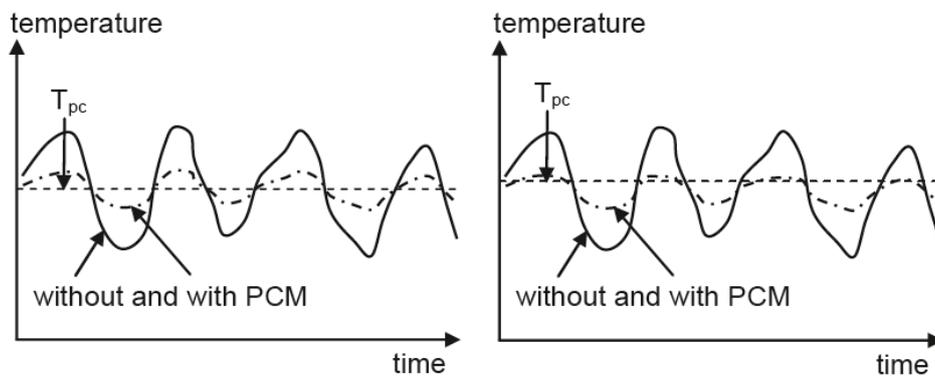
Fuente . N. Lechner. Heating, cooling, lighting: design methods for architects.

Los PCM pueden utilizarse como parte de los sistemas de los enfoques dos y tres. Sin embargo, es importante tener presente que en el caso del enfriamiento pasivo estos solamente pueden influir en dos parámetros: temperatura del aire y de las superficies de los alrededores. La humedad relativa puede ser influenciada de una manera indirecta debido a que es una función de la temperatura. En el enfoque tres es posible tener una configuración de ductos, equipos para enfriar, humidificar, deshumidificar y purificar etc. como ya se mencionó.

La función del PCM en estos casos puede dividirse en dos<sup>30</sup>: como control de la temperatura y almacenamiento de calor o frío con alta densidad de almacenamiento. En el primer caso, el objetivo es la regulación de la temperatura y no la cantidad de calor suministrado y pueden tenerse dos casos:

- La temperatura fluctúa alrededor de la temperatura de cambio de fase más o menos igual (ver figura 59a). En este caso, el PCM con una temperatura de fusión en el promedio de temperatura del aire generalmente amortigua las fluctuaciones de temperatura. Sin embargo, este no es el caso general porque la temperatura de cambio de fase es fija mientras que la temperatura del cuarto usualmente cambia conforme transcurre el año. Es necesario también tener en cuenta que la mayoría de los PCM's usados en aplicaciones reales no tienen una temperatura de cambio de fase muy definida sino más bien un rango, generalmente de al menos 1° o 2°C de amplitud. Esta condición debe ser considerada en los cálculos de la capacidad de almacenamiento de calor útil y en el flujo del mismo dado que es proporcional a la diferencia de temperatura entre el aire y el PCM.
- La temperatura no fluctúa de manera igual alrededor de la temperatura de cambio de fase. Por lo tanto, el PCM frena el aumento o disminuye la temperatura más allá de temperatura de cambio de fase, lo cual significa que corta los picos de temperatura (ver figura 59b). Esto significa que es necesario conocer cuánto calor el PCM puede almacenar o liberar en el intervalo de temperatura entre la temperatura regular o de inicio y la temperatura crítica.

**Figura 59 Implementación de un PCM como control de temperatura.**



a. Un PCM con una temperatura de fusión en el promedio de la temperatura que amortigua la fluctuación de temperatura

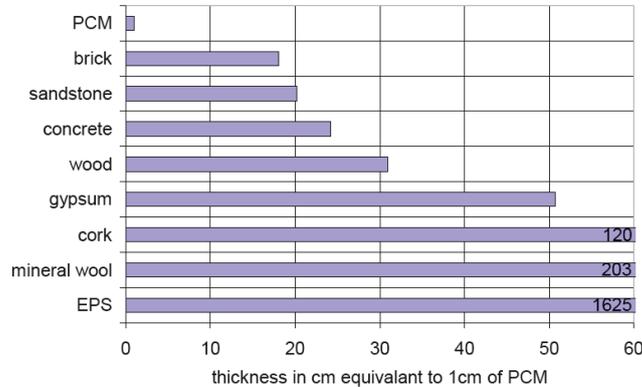
b. Un PCM con una temperatura de fusión más alta que corta los picos de temperatura.

**Fuente: H. Mehling. Heat and cold storage with PCM.**

<sup>30</sup> MEHLING, Herald y CABEZA, Luisa. Heat and cold storage with PCM. Berlín: Springer, 2008. p. 217-295.

En la figura 60 puede verse la comparación del espesor de una capa de diferentes materiales de construcción para almacenar tanto calor como un 1 cm de espesor de un PCM.

**Figura 60** Espesor necesario de diferentes materiales de construcción para almacenar la misma cantidad de calor como un 1 cm de una capa PCM. El PCM tiene 130 MJ/m<sup>3</sup> y la diferencia de temperatura es 4°C.



**Fuente:** H. Mehling. Heat and cold storage with PCM.

De esta figura puede observarse que una pequeña cantidad de PCM a la estructura de la construcción puede mejorar significativamente la masa térmica de la misma y puede hacer que una construcción liviana se desempeñe como una construcción masiva con respecto al confort térmico.

La integración del PCM puede ser como parte de componentes de construcción, o como aditivo a materiales ordinarios de construcción (denominados materiales compuestos). En contraste con los materiales ordinarios de construcción que almacenan calor o frío sensiblemente, el PCM estabilizará la temperatura del espacio principalmente usando su calor latente: cuando la temperatura ambiente es más baja que la temperatura de fusión, el PCM liberará calor; y lo almacenará cuando la temperatura aumente más allá de la temperatura de fusión.

Es importante tener presente que aún teniendo la masa térmica (o lo que es lo mismo, capacidad de almacenamiento de calor) necesaria en una pared esto no significa que automáticamente se hará uso de toda su capacidad puesto que se requiere cierto tiempo para fusionar una cantidad del PCM con un espesor dado de capa y si esta es muy gruesa no se fusionará y solidificará completamente con las variaciones diarias de temperatura. De esto, parte del PCM se usará rara vez o nunca, lo cual no es económico. Teniendo en cuenta lo anterior, la cantidad económica que debe usarse debe calcularse a partir de la cantidad de calor que debe ser almacenada y liberada.

Considerando la segunda función del PCM, es decir, almacenamiento de calor o frío con alta densidad de almacenamiento es importante advertir que en este caso la temperatura o rango de temperatura de cambio de fase del PCM es significativamente diferente al rango de temperatura de confort. En este caso el almacenador de frío puede ser conectado a un enfriador (*chiller*), por ejemplo. El almacenador de frío puede producir frío con el enfriador (*chiller*) en la noche y así incrementar la eficiencia de la

producción de frío. El almacenador puede también ser cargado a bajos niveles de demanda y soportar o remplazar el enfriador (*chiller*) completamente en el pico de demanda. Esto permite una reducción en el tamaño del enfriador y operación del mismo en horas de bajo costo. En edificios con alta masa térmica, la ventilación nocturna puede ser utilizada para almacenar frío de la noche en la estructura del edificio para enfriamiento diurno. La diferencia de temperatura entre la temperatura diurna de espacio y la temperatura del aire en la noche en el exterior de la construcción es sólo de aproximadamente 10°C. Un pequeño almacenador de calor latente puede por esto remplazar las paredes masivas de la construcción.

## **4.1 APLICACIONES DE LOS PCMS EN SISTEMAS PASIVOS E HIBRIDOS DE ENFRIAMIENTO**

En el caso del enfriamiento pasivo las estrategias pueden ir encaminadas en dos direcciones: enfriar el edificio o incrementar la velocidad del aire. La segunda opción es más confortable para la gente aún si el edificio no se enfría. Básicamente consisten en dos técnicas en las que es factible la aplicación de los PCMs: enfriamiento con ventilación y enfriamiento radiante. Existen otras técnicas pasivas e híbridas como el enfriamiento evaporativo, enfriamiento con el suelo de la Tierra y deshumidificación disecante pero que no serán considerados porque desde el punto de vista de los PCMs no existe aplicación directa e importante.

**4.1.1 Enfriamiento con ventilación<sup>31</sup>.** Con esta técnica pueden tenerse dos estrategias: enfriamiento con ventilación directa (también llamado enfriamiento con ventilación de confort) y enfriamiento con ventilación nocturna (también llamada enfriamiento libre).

- Ventilación directa

El mecanismo consiste en traer aire del exterior, especialmente durante el día cuando las temperaturas son más altas, y hacerlo pasar directamente sobre las personas para incrementar el enfriamiento evaporativo sobre la piel. Es muy útil en ciertos periodos para la mayoría de los climas pero es especialmente apropiado en climas húmedos y cálidos en donde la temperatura del aire es moderadamente caliente y la ventilación se requiere para el control interior de la humedad, como es el caso de nuestro país.

Esta estrategia rara vez puede ser completamente pasiva porque en la mayoría de los climas los vientos no son siempre suficientes para crear las velocidades del aire interior necesarios. Generalmente se requieren ventanas o ventiladores de techo para toda la construcción para suministrar el aire.

Si el clima es extremadamente húmedo y si un poco o ningún calentamiento se requiere, una construcción ligera es adecuada. En tales climas cualquier masa térmica almacenará el calor durante el día y hará la noche menos confortable. Sin embargo, es recomendable

---

<sup>31</sup> LECHNER, Norbert. Heating, cooling, lighting: design methods for architects. 2a ed. New York: John Wiley, 2001. p. 246-278

tener una cantidad moderada de aislamiento para mantener el interior de las superficies no tan calientes debido a la acción del sol sobre el techo y las paredes. El aislamiento hace que la temperatura media radiante (TMR) no se eleve más arriba de la temperatura interior del aire y podría ser necesario, además, para no perder la energía utilizada para acondicionar el aire.

Algún tipo de control es también posible sobre el aire entrante y es más efectiva si la construcción está rodeada por vegetación que por asfalto.

Para ventilación directa, el área de ventana operativa deberá ser de alrededor del 20% del área del piso con aberturas dividida casi por igual entre las paredes de barlovento\* y sotavento\*\*.

Las ventanas deberán también estar sombreadas en el exterior (ver tabla 18) abajo donde puede observarse algunos mecanismos para este propósito).

La ventilación directa es más apropiada cuando la temperatura y humedad interiores está por arriba del nivel exterior. Esto es frecuente debido a que las fuentes internas de calor y el efecto de calentamiento del sol. Sin embargo, cuando es más caliente el exterior que el interior, las ventanas deben cerrarse para evitar el calentamiento de la construcción con aire caliente exterior. Pueden utilizarse ventiladores de techo para circular el aire interior más frío.

En este caso se puede utilizar el PCM como parte de los materiales utilizados en la estructura de paredes y techos para aumentar la masa térmica. Estos materiales podrían considerarse como almacenadores con transferencia de calor sobre la superficie de almacenamiento. Zhang<sup>32</sup> *et al* desarrollaron un procedimiento para la incorporación de un PCM dentro del agregado de una mezcla ordinaria de concreto con cemento Portland. Al agregado se le adicionó el PCM líquido por impregnación por vacío. Los resultados mostraron que con la incorporación del PCM se pueden obtener mejora en la eficiencia energética de las construcciones. Otro estudio desarrollado por A.G. Entrop, H.J.H. Brouwers, A.H.M.E. Reinders<sup>33</sup> de la aplicación de un PCM microencapsulado (Micronal DS 5008 X) en pisos mostró una reducción en la temperatura del piso hasta de 16±2%.

VAZ SÁ<sup>34</sup> *et al* desarrollaron y caracterizaron de un nueva mezcla de cemento, arena y un 25% en masa de un PCM micro-encapsulado (Micronal DS5008x). Esta nueva mezcla presentó una entalpía de 25 kJ/kg en un rango de fusión de 23 a 25°C y

---

\* Barlovento: término marino que indica el sentido contrario al que siguen los vientos dominantes; la dirección desde la cual llega el viento

\*\* Sotavento: término marino que indica el sentido señalado por los vientos dominantes y que es contrario a barlovento.

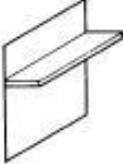
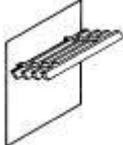
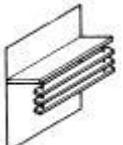
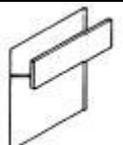
<sup>32</sup> ZHANG, Dong, *et al*. Development of thermal energy storage concrete. *En: Cement and Concrete Research*. Junio, 2004. vol. 34, no. 6, p. 927-934.

<sup>33</sup> ENTROP, A. G.; BROUWERS, H. J. H. y REINDERS, A. H. M. E. Experimental research on the use of micro-encapsulated Phase Change Materials to store solar energy in concrete floors and to save energy in Dutch houses. *En: Solar Energy*. Mayo, 2011. vol. 85, no. 5, p. 1007-1020.

<sup>34</sup> VAZ SÁ, Ana, *et al*. Thermal enhancement of plastering mortars with Phase Change Materials: Experimental and numerical approach. *En: Energy and Buildings*. Marzo, 2012. En proceso.

conductividad térmica de 0,3 W/m.°C. Los resultados mostraron que la incorporación del PCM no compromete las propiedades que son deseables para su aplicación como material para el acabado de paredes y techos.

**Tabla 18 Ejemplo de mecanismos de sombra fijos en construcciones.**

	Imagen	Nombre descriptivo	Mejor orientación	Comentarios
I		Voladizo Panel Horizontal	Sur, este, oeste	Trampas de aire caliente. Puede cargarse con nieve y viento
II		Voladizo Persianas horizontales en el plano horizontal	Sur, este, oeste	Movimiento libre del aire La carga de nieve o viento es pequeña. Pequeña escala. La mejor compra.
III		Voladizo Persianas horizontales en el plano vertical	Sur, este, oeste	Reduce la longitud del voladizo. Vista restringida. También disponible con persianas en miniatura.
IV		Voladizo Panel vertical	Sur, este, oeste	Movimiento libre del aire. No carga nieve. Vista restringida.
V		Aleta vertical	Este, oeste, norte	Vista restringida Para fachadas norte en climas cálidos solamente
VI		Aleta vertical inclinada	Este, oeste	Inclinación hacia el norte. Restringe la vista significativamente
VII		Caja de huevos	Este, oeste	Para climas muy cálidos. Vista muy restringida. Trampas de aire caliente Inclinación hacia el norte..
VIII		Caja de huevos con aletas inclinadas	Este, oeste	Vista muy restringida. Trampas de aire caliente. Para climas muy cálidos.

Fuente: C. Ramsey. Architectural Graphic Standards

En la figura 61 puede observarse una panel de cartón-yeso laminado con parafina microencapsulada con nombre comercial Micronal PCM SmartBoard desarrollada por las compañías Knauf y BASF. La lámina de tamaño estándar de 2 x 1.25m y con un peso 11.5 kg/m<sup>2</sup> tiene 3 kg/m<sup>2</sup> de PCM incorporado y da una capacidad de

almacenamiento de aproximadamente  $330 \text{ kJ/m}^2$ . La lámina tiene un espesor de 15 mm y por esto tiene la capacidad de almacenamiento de calor comparable a 9 cm de espesor de una pared de concreto o 12 cm de una de ladrillo. Dependiendo de la aplicación y del clima local, la temperatura de fusión de la parafina microencapsulada puede ser elegida entre 23 a  $26^\circ\text{C}$ . La manipulación e instalación de la lámina es la misma como cualquier lámina de cartón-yeso convencional.

**Figura 61 Panel Micronal PCM SmartBoard.**



**Fuente: H. Mehling. Heat and cold storage with PCM.**

Otra opción desarrollada es la utilizar un PCM microencapsulado en un material para repellar. Esta alternativa fue investigada por la compañía Maxit y FhG-ISE quienes desarrollaron una mezcla de cemento y arena que contiene cerca de 20% en peso de Micronal (mencionado anteriormente) resultando en una capacidad de almacenamiento de aproximadamente  $18 \text{ kJ/kg}$  en el rango de temperatura de 23 a  $26^\circ\text{C}$ . Investigaciones desarrolladas han mostrado una reducción de la temperatura de las paredes hasta de  $4^\circ\text{C}$  aunque ha sido necesario aumentar el intercambio de aire (hasta 5/hora, en la noche).

También se han realizado investigaciones en torno a la integración de un PCM microencapsulado con concreto como el proyecto MOPCON (EU CRAFT ref. G5ST-CT-2002-50331). Los resultados muestran una reducción de  $4^\circ\text{C}$  en las paredes.

Por otra parte, DuPont comercializa paneles laminados de aluminio que contiene un copolímero y un compuesto de parafina microencapsulado. Los paneles pueden ser aplicados en el interior de paredes y cielo rasos de construcciones, detrás del revestimiento. Pueden ser cortados, clavados, grapados o atornillados. Cuando se cortan, debe utilizarse una cinta de aluminio para sellar los bordes de las hojas y cubrir cualquier agujero o abrasión que pueda ocurrir durante la instalación (ver figura 62). Los paneles miden  $1 \times 1.2 \text{ m}$  y tienen un espesor de 5.2 mm. Su peso es de  $4.5 \text{ kg/m}^2$  y contiene cerca de 60% en peso de una parafina que funde y solidifica cerca de los  $22$  y  $18^\circ\text{C}$  respectivamente. Esto da al panel una capacidad de almacenamiento de calor de más de  $70 \text{ kJ/kg}$  o  $315 \text{ kJ/m}^2$ .

**Figura 62 Panel DuPont Energain.**



**a. Instalación del panel**

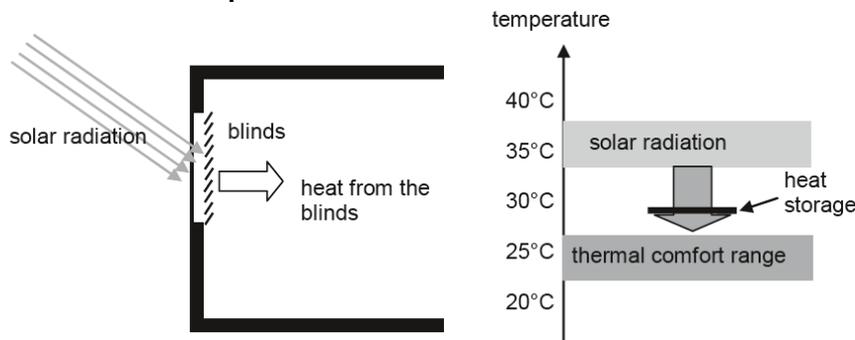
**b. Construcción experimental**

**Fuente: H. Mehling. Heat and cold storage with PCM.**

Como se presentó en la tabla 18, las persianas son un mecanismo para prevenir la radiación solar directa que entra a los espacios interiores de las construcciones. Pueden instalarse en el interior o exterior en frente de la ventana. Sin embargo, las persianas interiores presentan un problema térmico: al absorber la radiación térmica del sol se calientan y liberan el calor al interior del cuarto.

Las persianas exteriores podrían evitar este problema pero presentan dos grandes desventajas. La primera es que son susceptibles a los vientos fuertes y por esto deben ser construidas con suficiente estabilidad mecánica lo que aumenta su costo. Segundo, las persianas externas son difíciles de limpiar en construcciones altas. Por estas razones, en muchos casos se instalan persianas internas. Para evitar el problema de la liberación de calor dentro de los cuartos se utiliza un PCM integrado a la persiana que absorbe la misma cantidad de radiación y retrasa el aumento de temperatura y por consiguiente retrasa la liberación de calor dentro del cuarto (ver figura 63). Investigaciones sobre su uso han mostrado disminuciones de cerca de 10°C en la temperatura de la persiana y retrasos de aproximadamente 3 horas.

**Figura 63 Persianas con PCM que absorben la radiación solar.**



**Fuente: H. Mehling. Heat and cold storage with PCM.**

- Ventilación nocturna

Con esta técnica se toma aire nocturno frío para extraer el calor de la construcción hacia el exterior mientras que durante el día sólo se permite el ingreso de una pequeña cantidad de aire y de este modo se minimiza la ganancia de calor. Esto significa que la

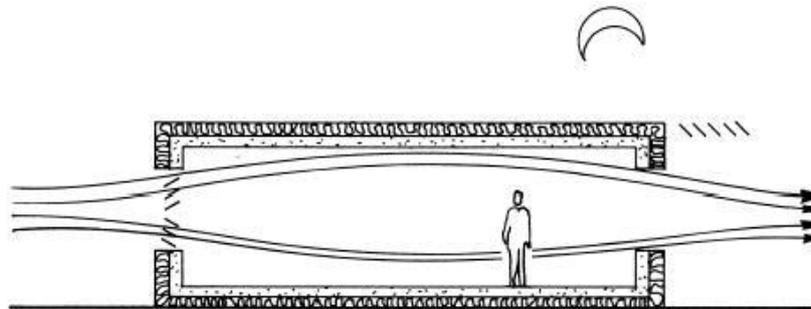


masa de la estructura relativamente fría actúa como un sumidero de calor durante el día para las personas que se encuentran en el interior. Se hace uso de la ventilación natural y ventilación forzada. Esto es muy eficiente desde un punto de vista energético pero no es absolutamente confiable por cuanto no se tiene certeza de que la temperatura del aire nocturno disminuya a una temperatura lo suficientemente baja para descartar todo el calor almacenado durante el día. Sin embargo, en casi todos los climas húmedos el aire nocturno es significativamente más frío que el aire de día.

Esta estrategia trabaja mejor en climas calientes y secos debido al amplio rango de temperatura diurno encontrado allí, por encima de los 17°C. Un rango amplio implica enfriar temperaturas nocturnas de cerca de 21°C aunque las temperaturas de día sean bastante más arriba de los 38°C. Sin embargo, buenos resultados también son posibles en algunos climas húmedos en los cuales se tiene modestos rangos de temperatura diurna cercanos a 11°C.

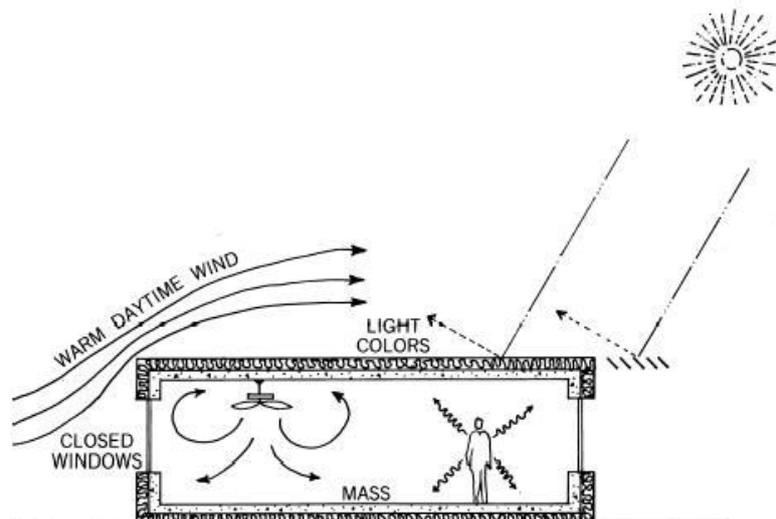
El enfriamiento por ventilación nocturna trabaja en dos etapas. En la noche ventilación natural o ventiladores llevan aire exterior frío en contacto con la masa interior, de esta forma enfriándola (ver figura 64). En la siguiente mañana, las ventanas son cerradas para prevenir el calentamiento de la construcción con aire exterior (ver figura 65).

**Figura 64** Enfriamiento con ventilación nocturna enfriando la construcción en la noche.



Fuente: N. Lechner. Heating, cooling, lighting: design methods for architects.

**Figura 65** Enfriamiento con ventilación nocturna enfriando la construcción en el día.



Fuente: N. Lechner. Heating, cooling, lighting: design methods for architects.

La masa actúa como un sumidero de calor, por esto, mantiene la temperatura del aire interior evitando que se eleve tan rápido como podría suceder de otra forma. Sin embargo, cuando la temperatura del aire interior ha subido por encima de la zona de confort, se requieren ventiladores de circulación internos para mantener el confort por horas adicionales. Con esta estrategia resultará un rango significativo de temperaturas interiores. Aunque más masa térmica reducirá la oscilación, es ventajoso también permitir a la ventilación nocturna enfriar la construcción por debajo de la zona de confort en preparación para el día siguiente.

La masa térmica es crítica debido a que sin ella no hay sumidero de calor para enfriar el edificio durante el día. Idealmente la masa debe ser igual a 80 libras por pie cuadrado ( $390 \text{ kg/m}^2$ ) de área del piso (el concreto pesa alrededor de 150 libras por pie cúbico,  $2400 \text{ kg/m}^3$ ). El área superficial de la masa deberá ser más de dos veces el área del piso. Minimizando la ganancia de calor se minimiza la cantidad de masa requerida. Para esto, es recomendable implementar técnicas para evitar el calor, tales como sombrear ventanas, emplear un recubriendo aislante pesado, colores claros, etc.

Para barrer al exterior el calor en la noche, el área operativa de la venta debe ser cerca del 10 al 15% del área del piso. Cuando la ventilación natural no es suficiente, se debe utilizar extractores. Con la ventilación nocturna, el flujo de aire debe ser dirigido sobre la masa y no sobre los ocupantes.

En construcciones comunes, es difícil barrer completamente el calor de la masa en la noche. Una versión más sofisticada pasa el aire nocturno a través de la masa estructural.

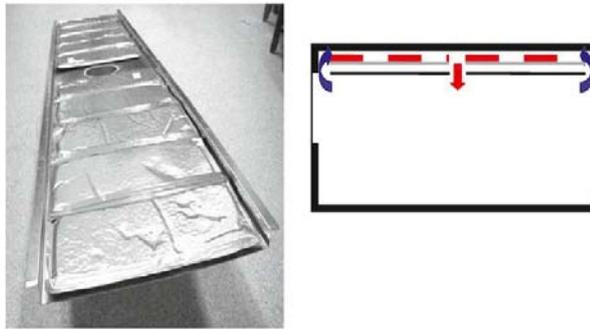
Para esta técnica es posible implementar los mismos materiales de construcción con incorporación de PCM descritos para el caso de ventilación directa. Sin embargo, también se han implementado diversos mecanismos con PCM que se incorporan al sistema de ventilación aumentando la eficacia en la reducción y control de la temperatura.

Uno de tales mecanismos es la integración del PCM dentro de los cielos rasos de las construcciones. El PCM se ubica en un canal de dos dimensiones ubicado encima del cielo raso y a través del cual se direcciona el flujo de aire. En la noche, el aire frío es direccionado primero a través de la superficie del PCM para descargar el calor almacenado y enfriar el PCM. El aire es luego descargado al exterior de la construcción. Para el enfriamiento durante el día, el aire caliente del cuarto es forzado a moverse a través del PCM para que este absorba el calor; el aire es así enfriado y luego suministrado de nuevo al cuarto. Existen diversas modificaciones de este concepto. Por ejemplo, cuando el PCM está en buen contacto térmico con el cielo raso suspendido, es posible un efecto de enfriamiento secundario debido a que la superficie fría del cielo raso también enfriará el aire en el cuarto por convección natural y radiación. La compañía suiza Climator utiliza otra modificación en un sistema llamado “CoolDeck”, “cubierta fría” (ver figura 66).

La cubierta fría consiste de PCM C24, un hidrato de sales con una temperatura de fusión de cerca de  $24^\circ\text{C}$  encapsulado en bolsas, un ventilador y un canal metálico para direccionar el aire. Los resultados muestran que la máxima temperatura del aire en el

cuarto en verano se reduce cerca de 3 a 4°C. El enfriamiento de la construcción se hace sin la ayuda de algún equipo; solo la energía consumida es debida al ventilador. La relación de frío suministrado a energía del ventilador esta en el orden de 10 a 20. El costo del sistema es mucho menor que el de uno convencional. Sistemas similares también han sido implementado por Phase Change Energy Solutions con sus láminas de BioPCM mat.

**Figura 66 Cielo raso con PCM y ventiladores utilizando CoolDeck de Climator.**



**Fuente: H. Mehling. Heat and cold storage with PCM.**

También es posible implementar el mismo concepto en la construcción de una pared, por ejemplo si la pared consiste de un marco de vigas de madera con placas sobre ambos lados. El sistema de enfriamiento es instalado en el espacio entre las placas de cubierta (ver figura 67).

**Figura 67 Sistema de enfriamiento integrado a una pared.**



**Fuente: H. Mehling. Heat and cold storage with PCM.**

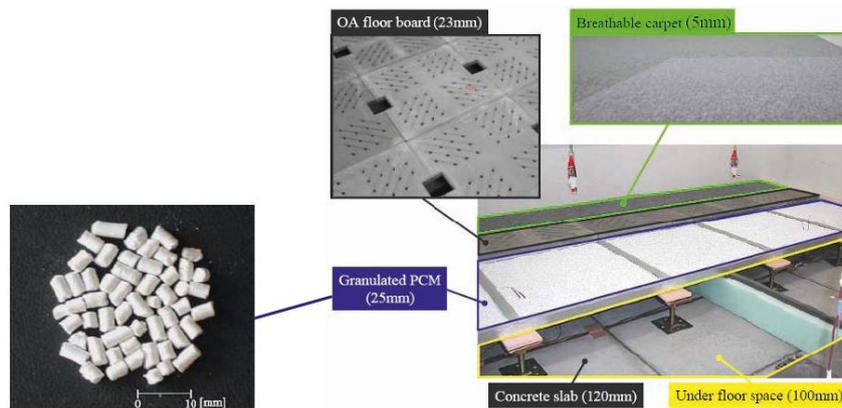
Se colocan bolsas llenas con PCM sobre una estructura tipo estante y se instala un ventilador en la parte inferior para mover el aire. La entrada y salida del aire desde el cuarto es a través de las aperturas en la parte inferior y superior. A la salida es necesario asegurar que el caudal de aire, el cual es necesario para alcanzar una potencia de enfriamiento significativa, no lleve velocidades del aire no confortables. Para la entrada directa de aire frío nocturno, opcionalmente se debe usar una entrada hacia el exterior de la pared.

Una posible modificación de este concepto es que durante el enfriamiento, el aire caliente del cuarto es enviado al exterior y reemplazado por aire fresco que es enfriado por el PCM antes de entrar al cuarto. Sin embargo, bajo este aspecto el sistema sería más una implementación por enfriamiento mecánico (tercer enfoque).

Adicional a lo anterior también es posible integrar un sistema similar debajo del piso. El PCM se coloca directamente debajo del entarimado. Durante el día, el enfriamiento puede alcanzarse por extracción del aire caliente del cuarto, enfriando mientras funde el PCM, y luego llevado de nuevo al cuarto. Para esto, se usan entarimados permeables. En la noche, aire frío nocturno puede ser circulado bajo el espacio del piso para enfriar el PCM y retirar el calor almacenado.

Un ejemplo de un sistema de este tipo ha sido estudiado en la universidad de Hokkaido (Japón) en el cual el aire es suministrado al cuarto a través de un entarimado poroso y una cubierta porosa como muestra la figura 68. En este sistema, el calor latente es almacenado en un PCM que es integrado directamente debajo del entarimado en la forma de gránulos. Los gránulos con diferentes milímetros en diámetro forman un lecho compacto, el cual es permeable al aire, de modo que el aire puede circular en el piso. Durante la noche, la circulación de aire frío a través del espacio debajo del piso permite enfriar la placa de concreto, el entarimado, y el lecho de PCM. Durante el día, el frío almacenado es usado para remover el exceso de calor del cuarto. Debido a la existencia de un sistema de aire acondicionado, es posible artificialmente enfriar el aire nocturno para disminuir la temperatura si es necesario enfriar aún más el PCM. El PCM empleado tiene un rango de fusión cerca de 18 a 21.5°C y almacena 110 kJ/kg.

**Figura 68 Sistema de enfriamiento integrado a un piso desarrollado por la universidad de Hokkaido.**



**Fuente: H. Mehling. Heat and cold storage with PCM.**

La compañía Climator ha implementado el uso de almacenadores con PCM directamente en el ducto del sistema de ventilación a bajo costo de instalación y usando frío del aire nocturno para cargarlo (ver figura 69).

Por su parte en forma similar la compañía Rubitherm Technologies GMBH ha incorporado en el ducto de ventilación un almacenador con módulos de PCM macroencapsulados en láminas de metal (ver figura 70). Con el objetivo de evitar

cualquier peligro de incendio, se utilizan diferentes hidratos de sales con temperaturas de fusión en el rango de 20 a 30°C.

**Figura 69 Sistema de enfriamiento integrado al canal de ventilación desarrollado por Climator.**



Fuente: H. Mehling. Heat and cold storage with PCM.

**Figura 70 Sistema de almacenamiento con PCM desarrollado por Rubitherm.**



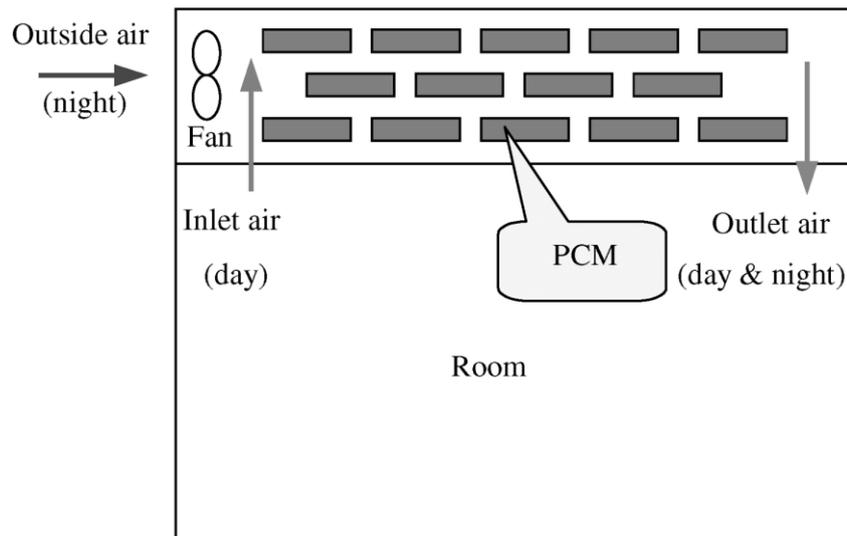
Fuente: H. Mehling. Heat and cold storage with PCM.

Existen otros estudios experimentales<sup>35</sup> desarrollados sobre el enfriamiento por ventilación nocturna. Uno de ellos fue el desarrollado por K. Yanbing *et al.*<sup>36</sup> (ver figura 71). Durante la noche el aire frío del exterior es soplado a través de un sistema *LHTES* (*Latent Heat Thermal Energy Storage*, almacenador de energía térmica de calor latente) el cual carga el sistema con frío. Durante el día, el frío almacenado en el PCM es liberado al aire el cual hace ciclos entre el sistema *LHTES* y el cuarto. Los resultados mostraron que con este sistema la temperatura del cuarto disminuye y se incrementa el confort térmico.

<sup>35</sup> OSTERMAN, E., *et al.* Review of PCM based cooling technologies for buildings. *En: Energy and Buildings*. Marzo, 2012. En proceso.

<sup>36</sup> YANBING, Kang; YI, Jiang y YINPING, Zhang. Modeling and experimental study on an innovative passive cooling system—NVP system. *En: Energy and Buildings*. Mayo, 2003. vol. 35, no. 4, p. 417-425.

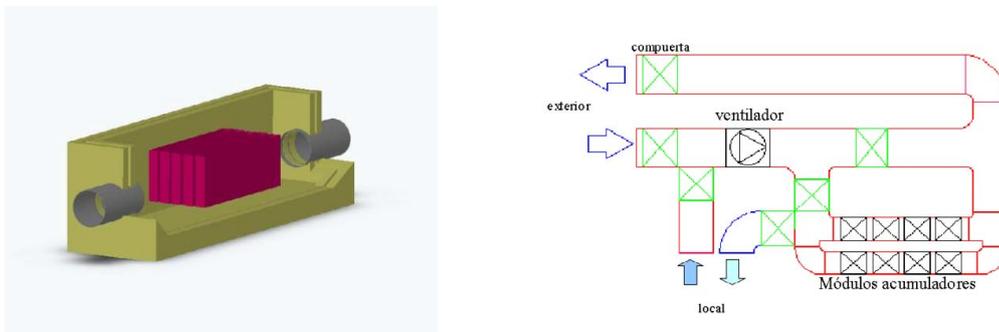
**Figura 71 Sistema de ventilación nocturno propuesto K. Yanbing *et al.***



**Fuente: K. Yanging. Modeling and experimental study on an innovative passive cooling system.**

Zalba *et al.*<sup>37</sup>. desarrollaron un sistema para verificar el rendimiento de un PCM dentro de un sistema de enfriamiento por ventilación nocturna (enfriamiento libre) (ver figura 72). El montaje incluyó un intercambiador de placa plana con 3 kg de un PCM encapsulado (RT25 de Rubitherm GMBH) con una densidad de almacenamiento de calor latente de 28 kWh/m<sup>3</sup>. Los resultados mostraron que el espesor de encapsulación, la temperatura de entrada del aire, el flujo de aire y la interacción entre el espesor y la temperatura ejercen una significativa influencia en el proceso de solidificación y de fusión del PCM. Un trabajo posterior de estos mismos autores<sup>38</sup> propuso un sistema mejorado usando una matriz de grafito en una placa plana encapsulada para superar las bajas velocidades de transferencia de calor. Una comparación de ambos sistemas permite establecer que con el mismo espesor para las placas, el tiempo de respuesta fue mucho menor (50% en tiempo) con poca reducción en la energía almacenada.

**Figura 72 Sistema de ventilación nocturno propuesto B. Zalba *et al.***



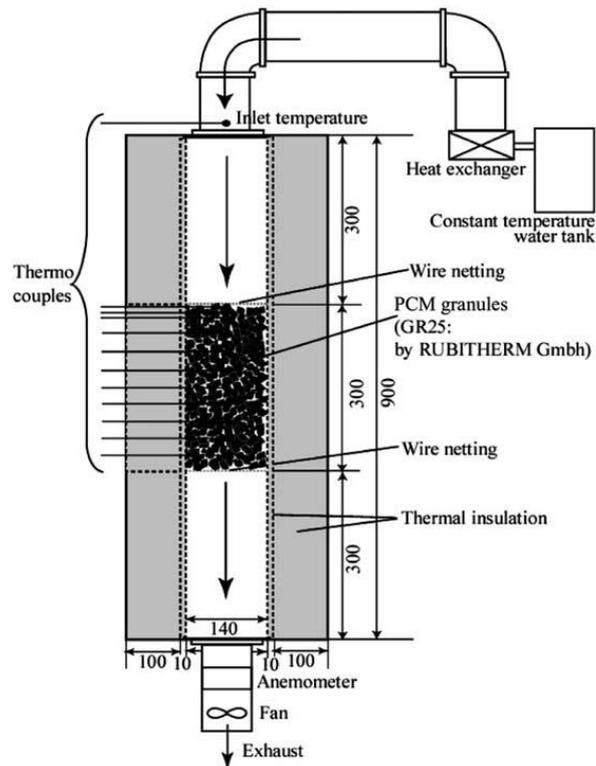
**Fuente: B. Zalba. Free-cooling of buildings with phase change materials.**

<sup>37</sup> ZALBA, Belén, *et al.* Free-cooling of buildings with phase change materials. *En: International Journal of Refrigeration*. Diciembre, 2004. vol. 27, no. 8, p. 839–849

<sup>38</sup> ZALBA, Belén, *et al.* Improvement of a thermal energy storage using plates with paraffin–graphite composite. *En: International Journal of Heat and Mass Transfer*. Junio, 2005. vol. 48, no. 12, p. 2561-2570

Takeda *et al.*<sup>39</sup> presentaron un sistema usando un intercambiador de calor entre gránulos de PCM (4,59 kg de una mezcla de 65% de materiales cerámicos y 35% de un hidrocarburo parafínico) y aire (ver figura 73). El lecho de gránulos de PCM (de 38 kJ/kg de calor latente) fue instalado verticalmente dentro de un ducto a través del cual se hacía pasar un flujo de aire. Los resultados mostraron una reducción en la carga de ventilación de hasta 62,8% (para la ciudad de Kyoto, Japón).

Figura 73 Sistema de ventilación nocturno propuesto S. Takeda *et al.*



Fuente: S. Takeda. Development of a ventilation system utilizing thermal energy storage for granules containing phase change material.

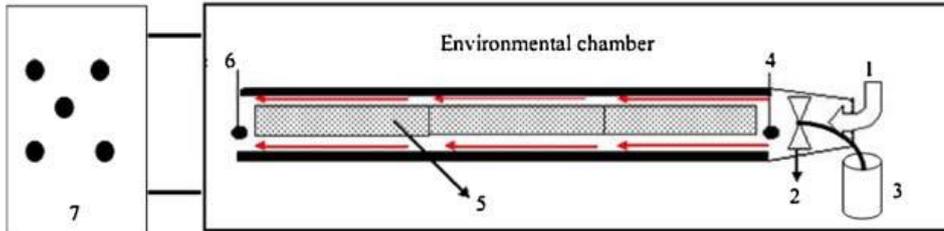
Waqas y Kumar<sup>40</sup> llevaron a cabo un estudio experimental utilizando una unidad de almacenamiento con PCM (con un circuito de aire abierto) instalado en un cámara de ambiente controlado que simulaba las condiciones de un clima cálido y seco (ver figura 74). Se utilizaron 13 kg de PCM (SP29 de Rubitherm GMBH) encapsulado en un contenedor de acero galvanizado. Los autores encontraron que la solidificación del PCM fue más sensible a la temperatura del aire en proceso de cargue comparado con el flujo de aire. Cuando la temperatura del aire durante el cargue se redujo de 22 a 20°C, se necesitó 33% menos del tiempo para solidificar totalmente el PCM. En el caso cuando el flujo de aire cambió de 4 m<sup>3</sup>/h a 5 m<sup>3</sup>/h el tiempo de solidificación se redujo hasta el 16%. Observaciones experimentales también mostraron que menores

<sup>39</sup> TAKEDA, S. Development of a ventilation system utilizing thermal energy storage for granules containing phase change material. *En*: Solar Energy. Septiembre, 2004. vol. 77, no. 3, p. 329-338.

<sup>40</sup> WAQAS, Adeel y KUMAR, S. Thermal performance of latent heat storage for free cooling of buildings in a dry and hot climate: An experimental study. *En*: Energy and Buildings. Octubre, 2011. vol. 43, no. 10, p. 2621-2630

temperaturas del ambiente y más altos flujos de aire son ventajosos para completar la solidificación.

**Figura 74 Sistema de ventilación nocturno propuesto A. Waqas y S. Kumar.**

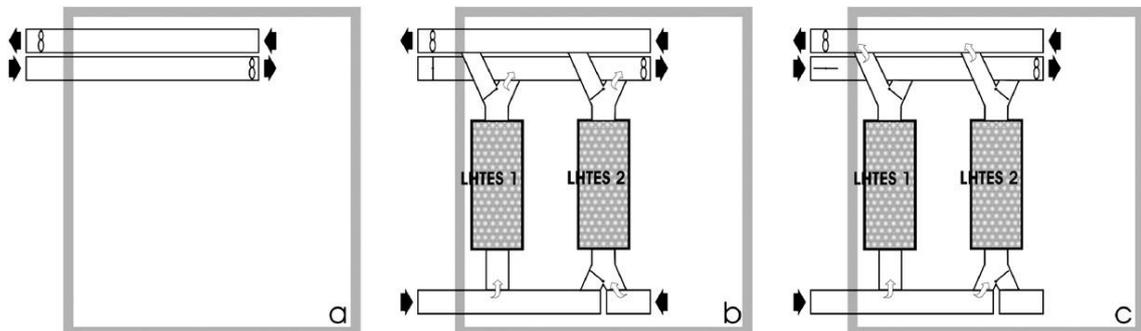


1: Air inlet to storage unit. 2: Fan. 3: Fan speed controller. 4: Air inlet temperature sensor. 5: storage material (PCM). 6: Air outlet temperature sensor. 7: Control panel for chamber AC, heater and fan.

**Fuente:** A. Waqas. Thermal performance of latent heat storage for free cooling of buildings in a dry and hot climate: An experimental study

Arkar *et al.*<sup>41</sup> llevaron a cabo investigaciones en torno a la eficiencia del enfriamiento libre en construcciones de baja energía livianas y pesadas. Se instalaron dos unidades de almacenamiento térmico de calor latente *LTHES* dentro de un sistema de ventilación vertical (ver figura 75), una para el enfriamiento de aire fresco de suministro y otra para el enfriamiento del aire de recirculación interior. Ambos *LTHES* fueron llenado con PCM (RT20, Rubitherm GMBH) encapsulado en esferas. Los resultados muestran que la masa total de PCM en *LTHES1* y *LTHES2* es  $6,75 \text{ kg/m}^2$  del área del piso en la construcción pesada y  $13,50 \text{ kg/m}^2$  en la construcción liviana. Además, el enfriamiento libre permite una reducción en el tamaño del sistema de ventilación mecánico y provee temperaturas más favorables.

**Figura 75 Modos de ventilación mecánica de la propuesta de C. Arkar *et al.***



**a.** Ventilación mecánica o enfriamiento nocturno. **b.** Enfriamiento libre durante la operación diurna. **c.** Enfriamiento libre durante la noche.

**Fuente:** C. Arkar. Efficiency of free cooling using latent heat storage integrated into the ventilation system of a low energy building

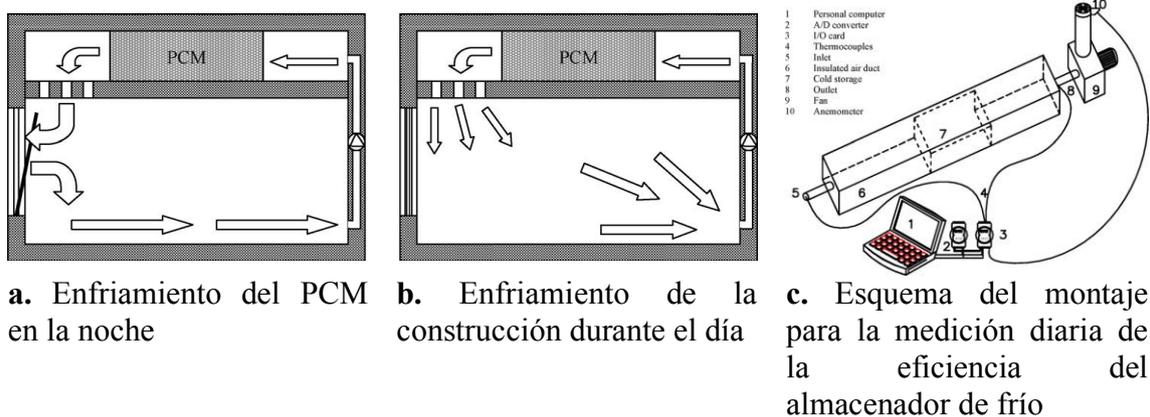
<sup>41</sup>. ARKAR, C.;VIDRIH, B. y MEDVED, S. Efficiency of free cooling using latent heat storage integrated into the ventilation system of a low energy building. *En: International Journal of Refrigeration*. Enero, 2007. vol. 30, no. 1, p. 134-143.



Arkar *et al.*<sup>42</sup> propusieron también otro sistema pero con un *LTHES*. Analizaron la temperatura pico óptima, optimizaron el tamaño del *LHTES* y la eficiencia del enfriamiento libre. Encontraron que la temperatura pico debería estar entre 20 y 22°C (clima continental) y que las esferas deberían tener un diámetro de 25 mm y el tamaño óptimo debería ser 6,4 kg/m<sup>2</sup> del área del piso.

Stritih y Butala<sup>43</sup> llevaron a cabo un experimento usando 3.6 kg de parafina con un punto de fusión de 22°C (RT20 de Rubitherm GmbH) y una capacidad de almacenamiento de calor de 172 kJ/kg (ver figura 76). Llenaron con el PCM una caja metálica con aletas internas y externas y soplaron aire a través de él. Encontraron que el almacenador de frío puede enfriar el aire a la temperatura por debajo de 24°C por más de 2,5 horas cuando la velocidad del aire es 1 m/s y la temperatura del aire de entrada es 26°C.

**Figura 76 Sistema propuesto por V. Butala y U. Stritih.**



**Fuente: V. Butala. Experimental investigation of PCM cold storage.**

Existen otros estudios basados en simulaciones como por ejemplo el desarrollado por Raj y Velraj<sup>44</sup> que utiliza un intercambiador de calor de carcasa y tubo con PCM en la porción del módulo y paso del flujo de aire a través de los tubos. Los módulos del intercambiador de calor son apilados uno sobre otro con espacios de aire entre ellos permitiendo su uso en aplicaciones de enfriamiento libre donde las variaciones de temperaturas diurnas son bajas. Por otra parte, realizaron análisis *CFD* (Computational Fluid Dynamics, dinámica computacional de fluidos) en estado estable y transiente para un módulo simple y dos espacios de aire. Con el análisis *CFD* en estado estable determinaron la caída de presión a través del módulo, el flujo y la variación de temperatura con el objetivo de seleccionar los parámetros geométricos y de flujo correctos. Con el análisis *CFD* en transientes determinaron las características de solidificación y verificaron la conveniencia de las dimensiones geométricas seleccionadas.

<sup>42</sup> ARKAR, C. y MEDVED, S. Free cooling of a building using PCM heat storage integrated into the ventilation system. *En: Solar Energy*. Septiembre, 2007. vol. 81, no. 9, p. 1078-1087

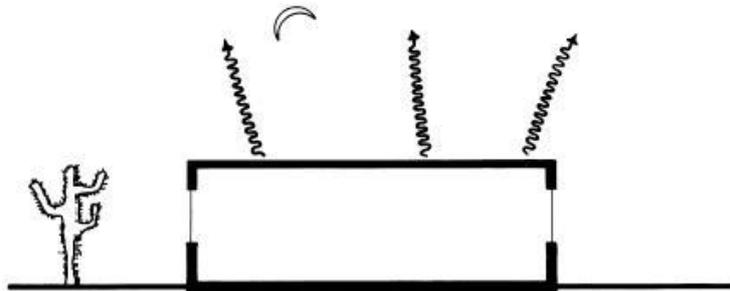
<sup>43</sup> BUTALA, Vincenc y STRITIH, Uros. Experimental investigation of PCM cold storage. *En: Energy and Buildings*. Marzo, 2009. vol. 41, no. 3, p. 354-359.

<sup>44</sup> RAJ, V. Antony Aroul y VELRAJ, R. Heat transfer and pressure drop studies on a PCM-heat exchanger module for free cooling applications. *En: International Journal of Thermal Sciences*. Agosto, 2011. vol. 50, no. 8, p. 1573-1582.

Similarmente Hed y Bellander<sup>45</sup> desarrollaron un modelo matemático de un intercambiador de calor de aire-PCM el cual fue verificado con las mediciones de un prototipo del intercambiador de calor. El modelo está basado en el método de diferencias finitas y considera las propiedades térmicas de los materiales. Establecieron un coeficiente de transferencia que incluye aspectos de la geometría y del flujo de aire así como las propiedades del PCM. Los resultados mostraron que debe prestarse especial atención al comportamiento dependiente del tiempo del equipo, en donde hay una gran diferencia entre el material ideal y comercial disponible.

**4.1.2 Enfriamiento radiante.** Todos los objetos emiten y absorben energía radiante, y un objeto se enfriará por radiación si el flujo neto es hacia afuera. En la noche la radiación infrarroja de onda larga proveniente del cielo claro es mucho menor que la radiación infrarroja de onda larga emitida de un edificio, y por esto, hay un flujo neto hacia el firmamento (ver figura 77).

**Figura 77** Enfriamiento radiante en una noche clara con poca humedad.



Fuente . N. Lechner. *Heating, cooling, lighting: design methods for architects.*

Como el techo tiene la mayor exposición al firmamento, es la mejor localización para un radiador de onda larga. Como sólo las superficies metálicas brillantes son pobres emisores, cualquier otra superficie será una buena elección para un radiador de onda larga. Metales pintados (cualquier color) son especialmente buenos porque el metal conduce calor rápidamente a la superficie pintada, que luego fácilmente emite la energía. Un radiador como estos en una noche clara enfriará tanto como 7°C por debajo de la temperatura del aire nocturno. En noches húmedas, el enfriamiento radiante es menos eficiente pero una caída de temperatura de cerca de 4° es todavía posible. Las nubes, por otra parte, casi bloquean por completo el efecto de enfriamiento radiante (ver figura 78).

- Enfriamiento radiante directo

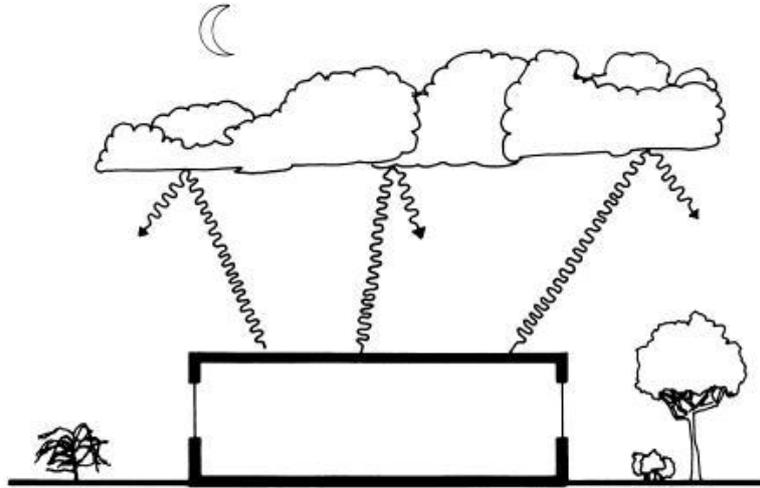
Potencialmente la aproximación más eficiente al enfriamiento radiante es hacer el techo por si mismo el radiador. El techo, sin embargo, debe ser protegido del calor del sol y del aire caliente. Por consiguiente, debe añadirse aislamiento al techo cada mañana y removerlo en la tarde. Es posible utilizar bolsas llenas con PCM o agua para que sirva de sumidero de calor en vez del concreto o estructura del edificio. En las noches, las

---

<sup>45</sup> HED, G. y BELLANDER, R. Mathematical modelling of PCM air heat exchanger. *En: Energy and Buildings*. Febrero, 2006. vol. 38, no. 2, p. 82-89.

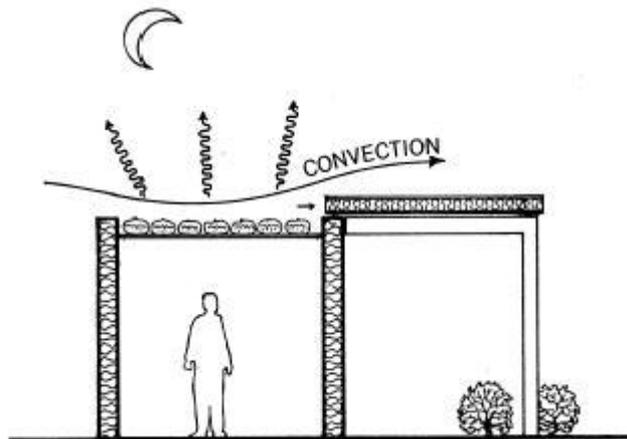
bolsas con PCM o agua son expuestas al firmamento nocturno al remover el aislamiento que las cubre durante el día (ver figura 79).

**Figura 78** La humedad reduce el enfriamiento radiante y las nubes prácticamente lo paran.



Fuente . N. Lechner. Heating, cooling, lighting: design methods for architects.

**Figura 79** Con el enfriamiento radiante directo, en la noche debe mantenerse descubierto el techo.



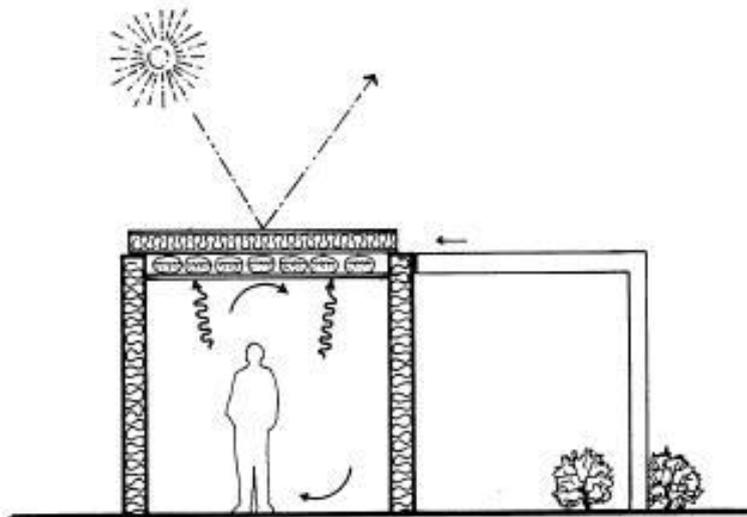
Fuente . N. Lechner. Heating, cooling, lighting: design methods for architects.

Cuando el sol aparece al día siguiente, las bolsas con PCM o agua son cubiertas por un aislamiento móvil. Durante el día, las bolsas con PCM o agua, que están soportadas por una cubierta metálica robusta, enfría el interior actuando como un sumidero de calor (ver figura 80).

Este sistema es especialmente atractivo debido a que puede también trabajar en un modo calentamiento pasivo.

Aunque este concepto ha sido probado y mostrado ser muy efectivo, poco costoso, y confiable, todavía no se ha desarrollado un aislamiento móvil conveniente.

**Figura 80** Con el enfriamiento radiante directo, en el día debe mantenerse cubierto el techo.



**Fuente . N. Lechner. Heating, cooling, lighting: design methods for architects.**

Las bolsas con PCM pueden ser del tipo desarrollado por la compañía Dörken que las vende bajo el nombre comercial DELTA-COOL (ver figura 81). El PCM es un hidrato de sal llamado DELTA-COOL 24, el cual funde en el rango de temperatura de 22 a 28°C y cristaliza a 22°C. Tiene una entalpía de fusión de 158 kJ/kg (44 Wh/kg) y una densidad de 1.6 a 1.5 g/cm<sup>3</sup> para la fase sólida/líquida. El PCM es empacado en un bolsa práctica de aluminio de 30 x 15 cm. Es importante tener presente que el DELTA-COOL 24 no puede absorber las cargas de calor extremos tales como los causados por la irradiación solar.

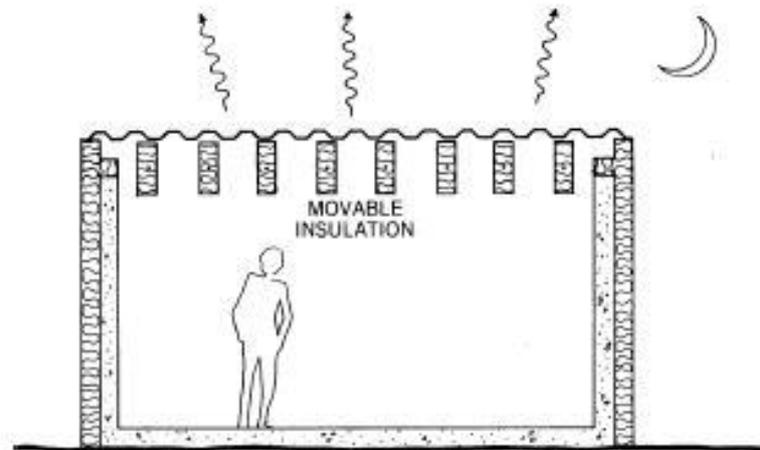
**Figura 81** Bolsas con PCM para un techo radiante.



**Fuente: H. Mehling. Heat and cold storage with PCM.**

Otra estrategia de enfriamiento directo usa un radiador liviano con aislamiento móvil en el interior. Esto elimina dos de los problemas asociados con el concepto de arriba: estructura del techo robusta y un sistema de aislamiento móvil expuesto al clima. Con este sistema, un radiador de hoja de metal pintada, la cual también es el techo, cubre un aislamiento removible (ver figura 82).

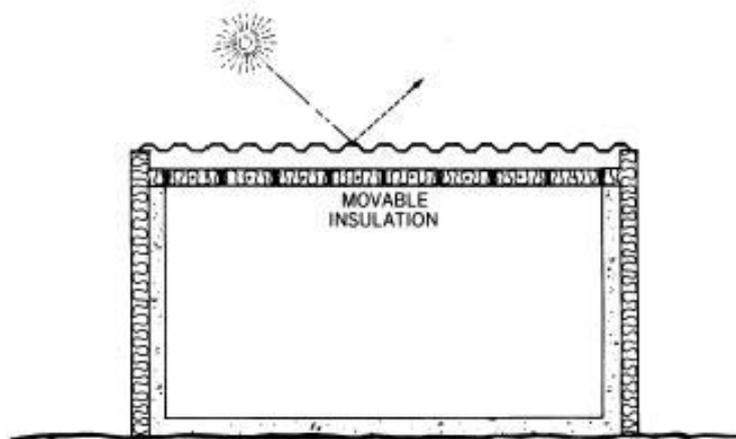
**Figura 82 Enfriamiento radiante directo con aislamiento móvil en el interior operando en la noche.**



Fuente: N. Lechner. Heating, cooling, lighting: design methods for architects.

En la noche, este aislamiento está en la posición de apertura de modo que el calor del edificio puede migrar hacia arriba y ser emitido por el radiador. Para que el efecto de enfriamiento sea útil durante el día, debe haber suficiente masa presente en el edificio para actuar como un sumidero. Para este propósito puede utilizarse PCM incorporados con las estrategias descritas para la ventilación directa. También, durante el día, el aislamiento es movido a la posición cerrada para bloquear el calor ganado por el techo (ver figura 83).

**Figura 83 Enfriamiento radiante directo con aislamiento móvil en el interior operando en el día.**

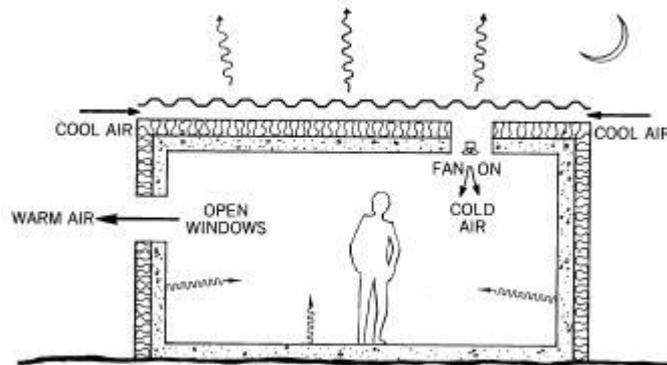


Fuente . N. Lechner. Heating, cooling, lighting: design methods for architects.

- Enfriamiento indirecto radiante

Se utiliza para superar la dificultad de un aislamiento móvil al emplear un radiador que utiliza un fluido de transferencia de calor (ver figura 84). El radiador metálico pintado enfría aire en la noche, el cual es inyectado dentro del edificio para enfriar la masa interior. A la mañana siguiente el ventilador es apagado y el edificio es sellado. La masa interior enfriada ahora actúa como un sumidero de calor.

**Figura 84 Enfriamiento radiante directo indirecto operando en la noche.**

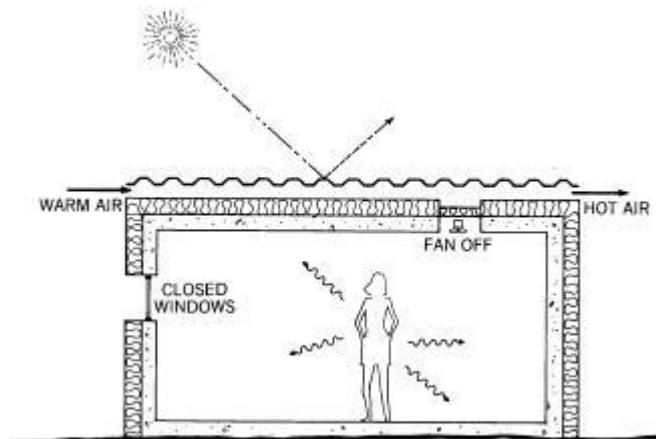


**Fuente: N. Lechner. Heating, cooling, lighting: design methods for architects.**

El radiador es ventilado durante el día para reducir la carga de calor al edificio (ver figura 85). A menos que el radiador sea usado para calentamiento pasivo, deberá ser pintado de blanco ya que este color es buen emisor de radiación de onda larga y un pésimo receptor de radiación de onda corta (solar).

Para mejorar la masa térmica expuesta en la construcción debe usarse cualquiera de los mecanismos que incorporan PCM descritos para el enfriamiento por ventilación. En la noche, el aire frío es inyectado a través de la masa térmica con PCM para barrer hacia el exterior el calor. Durante el día, el aire interior inyectado a través de la masa térmica es enfriado dando su calor a este mecanismo.

**Figura 85 Enfriamiento radiante directo indirecto operando en la noche.**



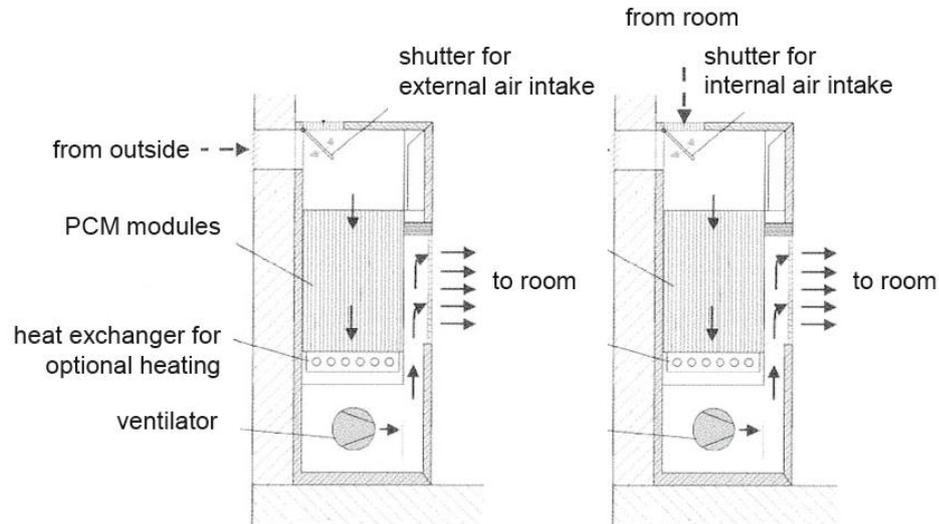
**Fuente: N. Lechner. Heating, cooling, lighting: design methods for architects.**

## **4.2 APLICACIONES DE LOS PCM EN SISTEMAS MECÁNICOS DE ENFRIAMIENTO**

En muchas construcciones se requiere el equipo mecánico (estrategia 3) para balancear las cargas térmicas que todavía quedan después de aplicar las estrategias de evitar el calor (estrategia 1) y de enfriamiento pasivo (estrategia 2). Con el diseño apropiado de la construcción, el tamaño y demandas de energía del equipo deben ser muy pequeños.

Existen diferentes formas de implementar sistemas mecánicos de enfriamiento con PCMs. Por ejemplo utilizando un intercambiador de calor líquido-aire en una pequeña cámara o canal para suministrar enfriamiento adicional en caso de que el frío proveniente del aire nocturno no sea suficiente en un sistema como el descrito en la figura 86. Debido a que el lado de demanda de frío y el lado de la fuente tienen fluidos de transferencia de calor separados, es posible adicionalmente para cargar y descargar al mismo tiempo.

**Figura 86 Unidad de ventilación y enfriamiento con PCM.**



- a.** Enfriamiento de la unidad con aire nocturno      **b.** Enfriamiento del aire proveniente del cuarto

**Fuente:** H. Mehling. *Heat and cold storage with PCM.*

En las instalaciones centralizadas típicas de aire acondicionado es posible hacer una modificación para integrar un LHTS (del inglés *Latent Heat Thermal Storage*) dentro del canal de aire para dar al sistema capacidad de almacenamiento adicional para soportar enfriamiento en los picos de demanda, o cuando agua fría no sea liberada desde la fuente de frío.

La integración de un intercambiador de calor aire-líquido dentro del sistema tiene comparativa poca influencia en el diseño del almacenador de calor latente (LHTS). El foco está sobre el sistema que directamente usa un líquido de transferencia de calor para retirar el calor, generalmente agua o salmuera (mezcla de agua y sal), con el líquido fluyendo a través del almacenador. Usando un líquido como fluido de transferencia de calor para retirar el calor permite el uso de más fuentes frías naturales como agua o artificiales como enfriadores (*chillers*) por absorción o compresión, directamente. Estas fuentes tienen una cosa en común: pueden liberar el frío con un medio de transferencia de calor líquido.

**4.2.1 Enfriamiento con almacenadores de frío con un fluido de transferencia de calor líquido en una cara.** Desde el lado de la demanda de transferencia de calor, esto es, el recinto a ser enfriado, hay dos opciones básicas. La primera opción es que la transferencia de calor es en una superficie dentro del almacenador, usualmente con un

ventilador causando convección forzada. La segunda opción es que la transferencia de calor es en la superficie del almacenador, la cual es idéntica con cualquier superficie del recinto, por convección natural y radiación. En estos sistemas el líquido de transferencia de calor para la remoción de calor fluye a través de tubos que son incorporados por debajo de la superficie interna de un recinto o cuarto, o en paneles que son suspendidos del cielo raso. A continuación se presentan dos ejemplos.

- Enlucido con PCM con hojas capilares

Una muy común aproximación para la activación térmica de las paredes concretas es integrar hojas capilares como un intercambiador de calor dentro de la pared. Opcionalmente, las hojas capilares puede ser fijadas a la superficie de la pared de concreto y luego cubiertas por una capa de enlucido con PCM microencapsulado (ver figura 87). Este tipo e aplicaciones han sido desarrollados por compañías como BASF.

**Figura 87** Aplicación de un enlucido con PCM sobre hojas capilares.



**Fuente:** H. Mehling. Heat and cold storage with PCM.

- Cielo raso con panel cartón-yeso con PCM

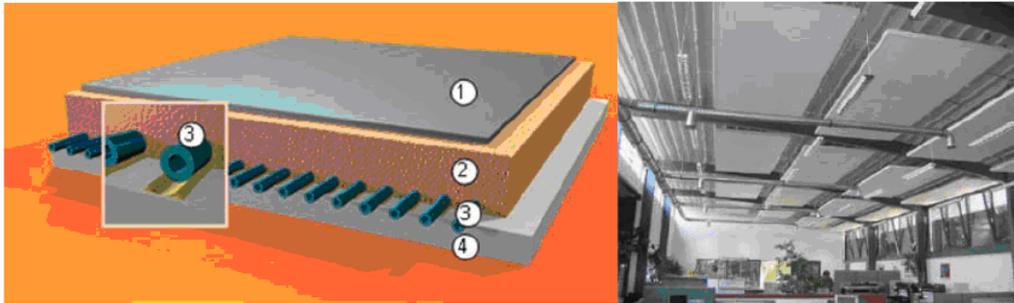
Consiste de una espuma de poliuretano con una capa de aislamiento intercalada entre dos recubrimientos hechos uno con metal, plástico, panel cartón-yeso, madera u otros y el otro con una lámina de panel yeso con un PCM (ver figura 88), aplicación desarrollada por la compañía ILKATHERM). Puede utilizarse como pared o cielo raso. Diferentes fuentes de frío pueden ser conectadas a los tubos capilares como agua subterránea y agua enfriada.

**4.2.2 Enfriamiento con almacenadores de frío con un fluido de transferencia de calor líquido en ambas caras.** Como anteriormente, desde el lado de suministro del frío, donde el calor es retirado, se puede usar agua para conectar el almacenador a muchas fuentes de frío. Desde el lado de la demanda de frío, donde el calor es suministrado al almacenador, el uso de un medio de transferencia de calor líquido permite una mejor transferencia de calor dentro del almacenador y un transporte más fácil y energéticamente más eficiente del calor en los sistemas de distribución. Sin embargo, para conseguir finalmente aire frío es necesario un intercambiador de calor aire-líquido. Sistemas convencionales de aire acondicionado usan un enfriador (*chiller*) para enfriar un fluido de transferencia de calor líquido que es luego usado para enfriar



aire mediante un intercambiador de calor aire-líquido. En tales sistemas, un almacenador con un fluido de transferencia de calor líquido para almacenar calor y para descargarlo puede ser fácilmente instalado en el circuito del fluido de transferencia de calor líquido.

**Figura 88** Cielo raso con PCM y enfriado con tubos capilares.



Left: Sketch of the cooling ceiling with PCM plasterboard developed by ILKAZELL: 1 metal sheet, 2 PU-foam, 3 capillary tubes, 4 Micronal<sup>®</sup> PCM SmartBoard<sup>™</sup>. Right: real installation (pictures: ILKAZELL)

**1.** Hoja de metal. **2.** Espuma de poliuretano. **3.** Tubos capilares. **4.** Micronal PCM SmartBoard

**Fuente:** H. Mehling. Heat and cold storage with PCM.

Almacenadores de frío son muy comunes en sistemas convencionales de aire acondicionado y refrigeración industrial. Los sistemas de aire acondicionado que producen frío artificial con enfriadores (*chillers*) eléctricos o accionados térmicamente, rara vez operan a plena capacidad. Usualmente operan durante el día para coincidir con demanda de enfriamiento y son diseñados para satisfacer la máxima demanda de enfriamiento, lo cual ocurre solo unos pocos días en el año. La integración de un almacenador de frío en tales sistemas para suministrar frío puede tener diferentes ventajas:

- Energéticos:
  - Reducir la carga pico del enfriador (*chiller*).
  - Mejorar la eficiencia energética del enfriador (*chiller*).
  - El enfriador (*chiller*) puede operar en un punto de operación con la mayor eficiencia energética y carga constante.
- Económicos:
  - Reduce los costos al mejorar la eficiencia energética
  - Reduce los costos de inversión por un enfriador (*chiller*) más pequeño, no dimensionado para ajustarse al pico de carga.
  - Tiempos de operación más largos del enfriador (*chiller*).
  - Posibilidad de usar una tarifa baja de electricidad para la producción de frío.
  - El descargue de calor residual en la noche a las más bajas temperaturas ambientales reduce el consumo de agua para las torres de enfriamiento, o permite el uso de torres de enfriamiento seco.
- Técnicos:
  - Operación del sistema más flexible

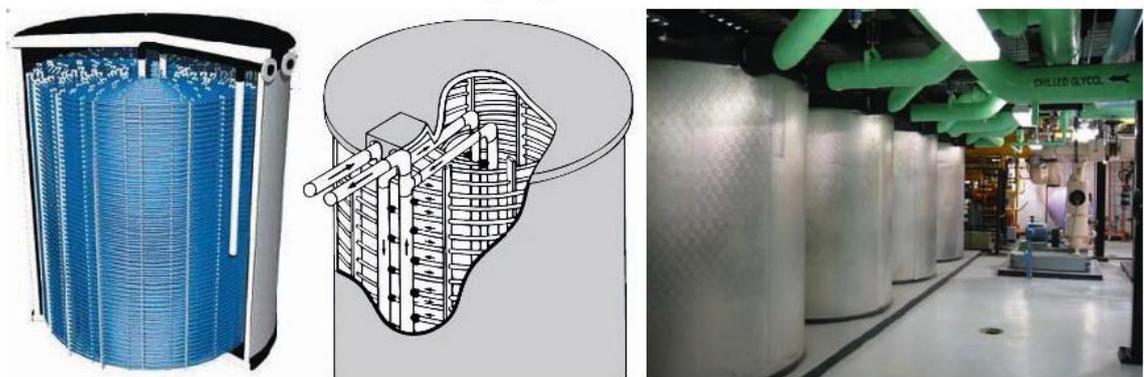
- Suministro de frío de respaldo en casos de falla de energía.
- Reducción de cargas pico de electricidad en la red eléctrica, si se usa un enfriador (*chiller*) por compresión.
- Un enfriador (*chiller*) más pequeño significa más poca cantidad de refrigerante y por esto menos restricciones de seguridad.

Debido a su disponibilidad, alta densidad de almacenamiento, y bajo costo, el hielo natural es todavía el más amplio PCM utilizado. Para el enfriamiento de edificios o en procesos de enfriamiento industrial, el uso de almacenadores con hielo es muy común. Debido a su alta entalpía de fusión de cerca de 330 kJ/kg a 0°C el almacenador con hielo alcanza una mucha mayor densidad que un almacenador de frío a base de agua usando calor sensible.

- Almacenadores tipo modular e intercambiadores de calor usando hielo artificial

Son almacenadores con intercambio de calor indirecto, son unos de los más comunes en enfriamiento de confort. El tipo almacenador, el cual es usado para los mayores tiempos, hace hielo directamente en las espiras del intercambiador de calor del evaporador del enfriador (*chiller*). Para esto, las espirales del intercambiador de calor que llevan el refrigerante son sumergidas en un tanque lleno con agua y se forma el hielo sobre la superficie de esas espirales. Para reducir la cantidad de refrigerante, es posible conectar el enfriador (*chiller*) al tanque almacenador mediante un circuito secundario que lleva una salmuera. En cualquier caso, los sistemas que forman hielo en la superficie de las espirales son llamados almacenadores de hielo sobre espirales. Debido a que el hielo está fijo dentro del almacenador, también son llamados almacenadores estáticos. Un sistema típico desarrollado por CALMAC se muestra en la figura 89.

**Figura 89 Sistema de almacenamiento de calor usando hielo artificial desarrollado por CALMAC.**



**Fuente: H. Mehling. Heat and cold storage with PCM.**

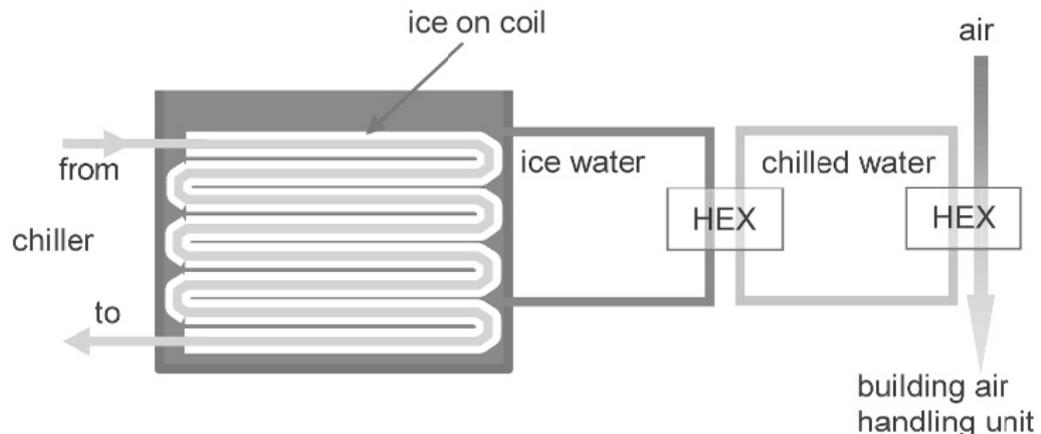
El tanque almacenador esta hecho de polietileno, bien aislado, y contiene un intercambiador de calor de tubo en polietileno, en espiral, sumergido en agua. Distintos almacenadores pueden ser combinados; por eso, el sistema es modular.

Durante la carga, un enfriador (*chiller*) enfría el fluido de transferencia de calor (agua que contiene 25% de etilen o propilen glicol) a una temperatura de varios °C por debajo del punto de congelamiento del agua. Este luego circula a través del intercambiador de

calor en el interior del almacenador y congela el agua alrededor del intercambiador de calor hasta aproximadamente el 95%. Para la descarga, también se usa el intercambiador. Los almacenadores con hielo con el intercambiador usado para cargar y descargar son llamados bancos de hielo.

En la figura 90 puede observarse otro almacenador de hielo con un diseño típico de intercambiador de calor desarrollador por EVAPCO y comercializado por CALMAC. En este tipo de almacenador, cilindros de hielo son formados sobre la superficie de las espirales de acero por lo cual también son llamados sistemas de hielo sobre la espiral. Típicamente, múltiples bancos de espirales son sumergidos bajo agua en tanques de concreto. Durante los periodos no pico, el enfriador (*chiller*) es operado y el fluido de transferencia de calor de frío circula a través de los tubos de las espirales. Esto causa que el agua alrededor de las espirales se congele. Para usar el frío almacenado, lo que significa derretir el hielo, hay dos opciones. La primera es que el fluido de transferencia de calor que circula en las espirales es usado de nuevo. La segunda, mostrada en la figura 90, es que el agua es circulada sobre el hielo sobre las espirales para extraer el frío del hielo por contacto directo. El frío extraído es luego alimentado mediante un intercambiador de calor hacia el circuito de agua enfriado que suministra frío a la unidad de manejo de aire.

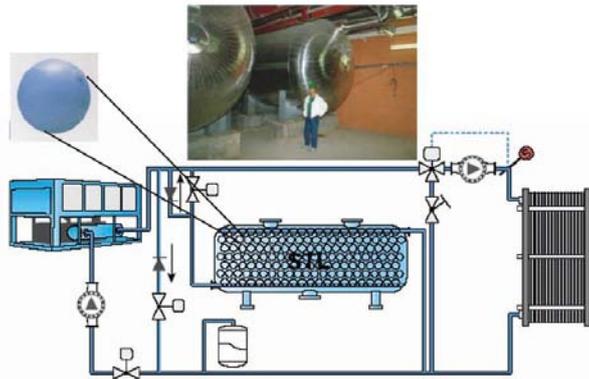
**Figura 90 Sistema de almacenamiento de calor usando hielo artificial desarrollado por EVAPCO.**



**Fuente: H. Mehling. Heat and cold storage with PCM.**

El sistema tipo modular más común es el sistema desarrollado y comercializado por Cristopia (ver figura 91). Los módulos esféricos consisten de una macroencapsulación esférica hecha de un polímero, llenada con el PCM. El almacenador es instalado en paralelo al enfriador (*chiller*). Esto permite diferentes modos de operación: cargar solamente el almacenador, enfriar solamente con el almacenador, enfriar con el enfriador (*chiller*) solamente, enfriar con el enfriador (*chiller*) soportado por el almacenador, y enfriar con el enfriador (*chiller*) mientras se carga el almacenador. Operando unas pocas válvulas permite suministrar y demandar frío con superposición en tiempo así como almacenar en derivación, lo que significa que se puede cargar y descargar separadamente o al mismo tiempo.

**Figura 91 Sistema de almacenamiento de calor usando hielo artificial desarrollado por Cristopia.**



**Fuente:** H. Mehling. Heat and cold storage with PCM.

- Almacenadores tipo modular e intercambiadores de calor usando otro PCM en vez de hielo

Actualmente no existe mucho interés en desarrollar almacenadores usando un intercambiador de calor o módulo diseñado con PCM que tenga una temperatura de cambio de fase en el rango conveniente para el enfriamiento de espacios. Comparado con el agua/hielo, una gran desventaja es el alto costo del material almacenador. Por otra parte, las más alta temperaturas de cambio de fase promete una más alta eficiencia en la producción de frío. Esta promesa, sin embargo, podría ser difícil de cumplir teniendo en cuenta la diferencia de temperatura necesaria entre el PCM y el fluido de transferencia de calor en este tipo de almacenadores.

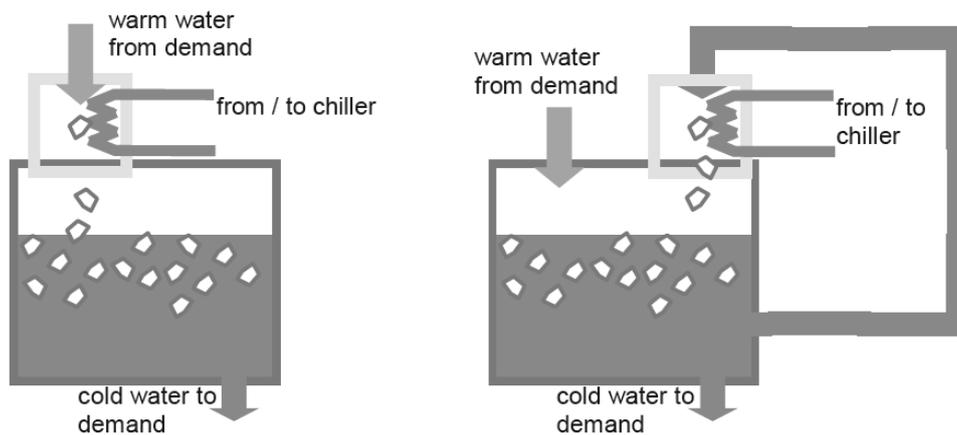
- Almacenadores de contacto directo usando hielo artificial

Utilizan hielo como medio de almacenamiento y el ciclo de demanda de la aplicación emplea agua como fluido de transferencia de calor. El hielo es generado en un intercambiador de calor localizado en el tanque de almacenamiento y puede ser descargado directamente en contacto con el agua utilizada como fluido de transferencia de calor. La superficie disponible para la transferencia de calor por contacto directo es ilimitada, y podría llegar a ser cero si el agua en el tanque se congelara completamente. Para evitar estos problemas, una aproximación más común es generar el hielo fuera del almacenador, almacenarlo como hojas de hielo más pequeñas en el tanque almacenador, y descargar el frío por contacto directo del agua con el hielo. En esta aproximación, la superficie de contacto entre el hielo y el agua es mucho mayor y no puede llegar nunca a cero. Tales sistemas, que consisten de una sección de producción de hielo y una sección de almacenamiento de hielo/agua son comúnmente llamados sistemas cosechadores de hielo (del inglés *ice-harvesting systems*, ver figura 92). La sección de producción de hielo, también llamada máquina de hielo, cosechadora de hielo, o generador de hielo, consiste de la fuente hielo, generalmente un enfriador (*chiller*) de compresión, y un evaporador plano o cilíndrico donde el hielo se forma en la superficie exterior.

Para cargar el almacenador, el agua es bombeada desde la demanda (figura 92a) o desde el tanque de almacenamiento (figura 92b) al sistema de distribución por encima de la máquina de hielo. Desde allí es distribuida, y entonces fluye al exterior del intercambiador de calor del evaporador del enfriador (*chiller*) como una película

descendente. Durante este proceso, el agua es enfriada y una fracción de esta forma hielo sobre la superficie del intercambiador de calor. Después de un cierto tiempo, las hojas de hielo con un espesor de 5 a 10 mm cubren la superficie del intercambiador de calor. Para liberar el hielo, se usa gas caliente para calentar intermitentemente. Las hojas de hielo entonces caen dentro del tanque de almacenamiento inferior, el cual esta en parte llenado con agua. Esto termina el proceso de cargue. Para la descarga, se bombea agua con una temperatura por encima de 0° dentro del almacenador y entonces se enfría por contacto directo con las hojas de hielo. Debido a la gran superficie de las hojas de hielo, es posible alcanzar temperaturas de agua tan bajas como 0.5°C. El agua fría es entonces separada del hielo empleando la diferencia de densidad y bombeada a la demanda.

**Figura 92 Sistema “cosechador de hielo” con dos opciones de integración con el productor de hielo.**



a. Conectado al agua caliente de retorno

a. Integrado en un lazo cerrado del almacenador

**Fuente: H. Mehling. Heat and cold storage with PCM.**

Existen sistemas similares que en vez de hielo artificial utilizan hielo y nieve naturales. Sin embargo, por no ser una posibilidad viable desde el punto de vista de disponibilidad del recurso en nuestro país no serán presentados en esta sección.

- Almacenadores de contacto directo usando otros PCM

Los sistemas de contacto directo han sido también investigados con parafinas e hidratos de sales como PCM. Para emplear el método de transferencia de calor por contacto directo, tales sistemas usan un medio de transferencia de calor que no se mezcla con el material de almacenamiento. En el caso de hidratos de sales, este es usualmente alguna clase de aceite. Sin embargo, por ahora no existen aplicaciones para enfriamiento de construcciones por este sistema principalmente porque sólo existen pocos hidratos de sales con temperaturas de fusión en el rango de 0 a 20°C, casi todos con significativas desventajas. En el caso de las parafinas, la situación es diferente. Existen diferentes ejemplos de parafinas y mezclas de parafinas que funde en el rango de 0 a 20°C y existen diferentes investigaciones con aplicación en acondicionamiento del aire.

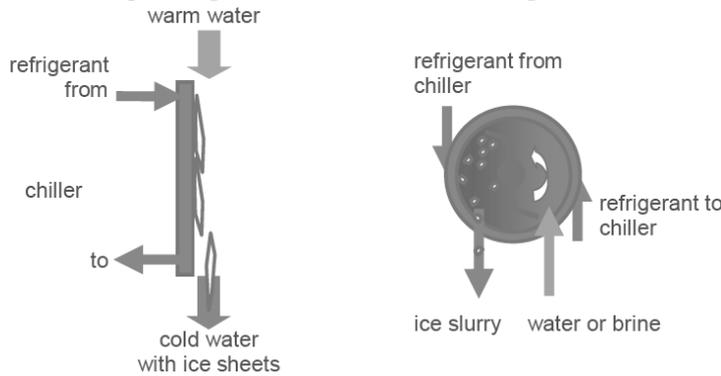
- Almacenadores tipo lechada usando hielo artificial

El interés en lechadas de cambio de fase (PCS por sus siglas en inglés, *phase change slurries*) para aplicación en enfriamiento de espacios se origina en su uso dual como medio de almacenamiento y como medio de transferencia de calor. Como medio de almacenamiento, la fracción sometida a cambio de fase puede ayudar a alcanzar una mayor densidad de almacenamiento comparada con los almacenadores que solo usan agua fría. Como medio de transferencia de calor, transportan más frío con el mismo volumen y esto se traduce en mayores coeficientes de transferencia de calor. Desde el lado de inversión de costos, estos sistemas utilizan almacenadores más pequeños, enfriadores (*chillers*) de menor capacidad debido al recorte de los picos, intercambiadores de menor tamaño debido a la mejor transferencia de calor y menor diámetro de tubería debido a que un menor flujo es suficiente para transportar una cierta cantidad de frío. Desde el lado del ahorro de energía y reducción de los costos de operación, se reduce el consumo de energía por bombeo, las pérdidas de calor debido al almacenamiento isotérmico, y un menor incremento de temperatura. En el caso de una actualización de una instalación existente, el desempeño puede también significativamente ser mejorado: con solo cambiar el fluido de transferencia de calor, la capacidad de transporte y almacenamiento pueden ser mejorados. Aún en sistemas sin contenedores, el uso de una lechada de cambio de fase como fluido de transferencia de calor puede ser una ventaja significativa. Si el evaporador del enfriador (*chiller*) está directamente contactado a la demanda de enfriamiento, esto puede conducir a grandes cantidades de refrigerante en el sistema de tubería. Cuando se usa  $\text{NH}_3$  como refrigerante esto puede ser un problema de seguridad, cuando se usa CFCs (clorofluorocarbonos o clorofluorocarbonados) es un problema ambiental. Para reducir la cantidad de refrigerante, el circuito primario que usa el refrigerante es frecuentemente restringido a la producción de frío. El transporte del frío entre el circuito del enfriador (*chiller*) y la demanda es entonces por un circuito secundario. Este último puede ser llenado con un fluido de transferencia de calor ordinario; sin embargo, cuando una lechada de cambio de fase se utiliza en cambio se tiene una ventaja: el cambio de la fase sólida-líquida permite tanto velocidades similares de transferencia de calor como el cambio de fase del líquido-gas de refrigerante primario. En tales sistemas, la lechada de cambio de fase es también llamada refrigerante secundario.

Las lechadas más comunes son la de hielo. La producción de una lechada de hielo puede ser hecha usando una máquina de hielo como la descrita anteriormente. Sin embargo, en contraste a la producción de hojas de hielo, en la lechada se deben producir finos cristales con un diámetro de menos de 1 mm para asegurar que la lechada pueda ser bombeada. Esto puede hacerse usando cualquier salmuera tradicional, como soluciones de agua sal o glicol-agua. Generalmente las lechadas de hielo pueden ser aplicadas a cualquier temperatura en el rango de  $-2$  a  $-50^\circ\text{C}$  eligiendo la salmuera adecuada; sin embargo, en enfriamiento de espacios las más bajas temperaturas resultan en una reducción de la eficiencia del enfriador (*chiller*). De acuerdo a *ASHRAE 1991*, el uso de una salmuera en la máquina de hielo automáticamente conducirá a la formación de unas partículas de hielo pequeñas. La figura 93 muestra la más común tecnología de fabricación de hielo en donde el hielo se obtiene de la superficie de intercambiador de calor. Estas máquinas son clasificadas por la forma para liberar el hielo desde el intercambiador de calor. En el caso de hojas de hielo, las cuales son producidas de agua pura enfriada sobre la

superficie exterior de los intercambiadores de calor cilíndricos (tubería) o placas; se utiliza calentamiento intermedio para liberar las hojas de hielo.

**Figura 93 Tecnologías de producción de hielo en la superficie de un intercambiador de calor.**



**a. Producción de hojas de hielo**

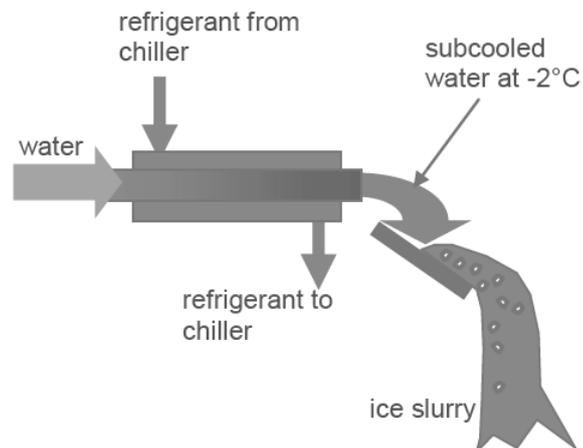
**b. Producción de lechadas de hielo**

**Fuente: H. Mehling. Heat and cold storage with PCM.**

En el caso de lechadas de hielo, usualmente producidas por enfriamiento de una salmuera, se utilizan diferentes clases de raspadores mecánicos como cuchillas rotatorias, bloques cilíndricos rotatorios, brochas rotatorias, o tornillos para remover el hielo. Por esto, el intercambiador de calor usualmente tiene una forma cilíndrica y el hielo se forma en la superficie interior del cilindro en donde puede ser removido por los raspadores mecánicos rotatorios. Para la producción de una lechada de hielo, existen también otros métodos de fabricación en donde el hielo no es obtenido por crecimiento sobre la superficie del intercambiador de calor. La figura 94 muestra un ejemplo: se produce agua subenfriada en el interior del intercambiador de calor y luego es lanzada contra una placa para causar la nucleación.

Las lechadas de hielo son por lejos la clase más común de lechadas para aplicaciones de enfriamiento, especialmente para procesos de frío industrial como para el enfriamiento de comida.

**Figura 94 Producción de lechada de hielo a partir de agua subenfriada.**



**Fuente: H. Mehling. Heat and cold storage with PCM.**

- Almacenadores tipo lechada usando otro PCM en vez de agua/hielo

La generación de una lechada de hielo para enfriamiento de espacios nos es la mejor solución con respecto a la eficiencia energética del sistema. La razón está en que la temperatura de cambio de fase es mucho más baja que la temperatura que es necesaria para el enfriamiento de espacios; esto reduce la eficiencia del enfriador (*chiller*). Por esta razón es conveniente encontrar un PCM para una lechada que almacene frío entre temperaturas de 5 a 18°C. Principalmente han sido tres las aproximaciones que se han investigado para esta aplicación:

- Lechada basada en PCM microencapsulado: en este caso el PCM es generalmente una parafina
- Lechada basada en una emulsión: en este caso el PCM es también una parafina
- Lechada basada en un clatrato

Probablemente la aproximación mejor investigada es la lechada basada en un PCM microencapsulado, que es más un fluido portador, por ejemplo agua o una mezcla de agua/glicol, y parafina microencapsulada dentro de un cascarón usualmente hecho de PMMA (polimetilmetacrilato). El tamaño de las capsulas varía entre 1 a 20  $\mu\text{m}$ . Debido a la microencapsulación, estas lechadas pueden ser bombeadas, no importa si la parafina está sólida o líquida. Sin embargo, un problema potencial es la posibilidad de destrucción de la encapsulación debido a las fuerzas cortantes en la bomba. Esto podría liberar la parafina y por consiguiente ésta podría separarse y bloquear los canales o tuberías. Esto puede evitarse cuando la lechada es solo usada dentro de un contenedor almacenador y la entrada de calor y salida es mediante un intercambiador de calor. No obstante, se pierden muchas de las ventajas discutidas arriba.

Aunque existe una variedad de diferentes lechadas además de la de hielo que han sido investigadas para su uso en aplicaciones de enfriamiento, solo la lechada de parafina microencapsulada tiene una gran escala de aplicaciones.

**4.2.3 Otras implementaciones.** Se han realizado otros estudios experimentales de aplicaciones de PCM en sistema de aire acondicionado<sup>46</sup> como por ejemplo el trabajo desarrollado por Fang *et al.*<sup>47</sup>. Este equipo consiste de un sistema recirculante de refrigeración, un sistema de circulación de carga y descarga en donde se utiliza una solución de 25% (concentración en masa) de etilen glicol como refrigerante, y un sistema de circulación de refrigeración de suministro en donde se usó agua como refrigerante secundario el cual alimenta la unidad de bobina del ventilador del recinto (ver figura 95). El tanque de almacenamiento de frío en el experimento tenía 1,2 m en altura y un diámetro interior de 0,5 m y estaba lleno con 183 capsulas esféricas con agua como PCM. Los autores encontraron que en el proceso de carga, la velocidad de almacenamiento de frío en el tanque de almacenamiento disminuía de 12,3 kW a 6,07 kW durante el periodo de almacenamiento de calor sensible del agua y gradualmente se reduce a 2,2 kW durante el periodo de almacenamiento de calor latente del hielo. La

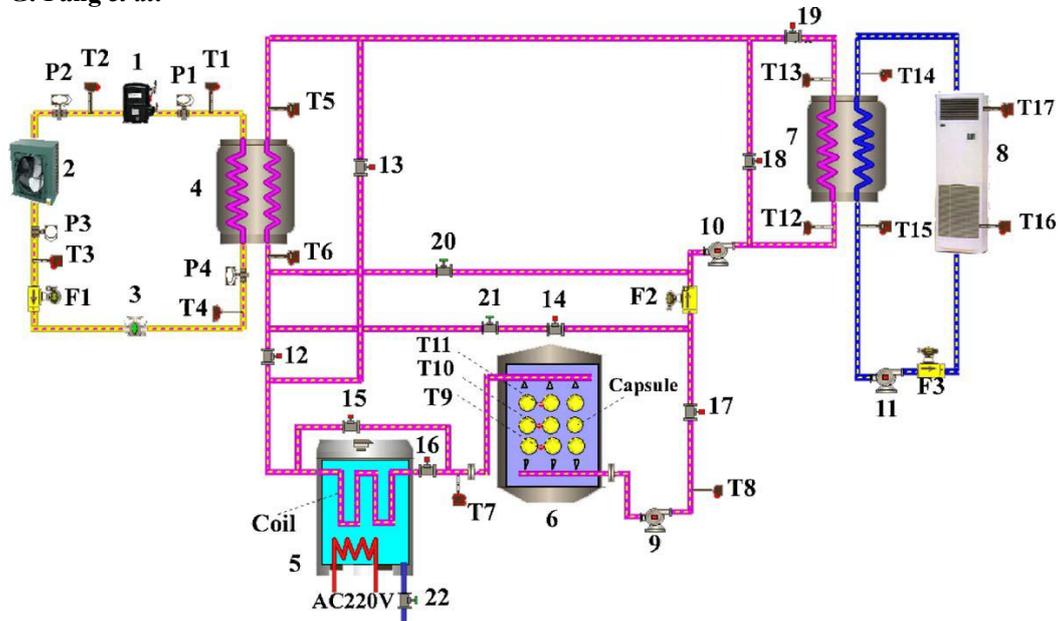
<sup>46</sup> OSTERMAN, E., *et al.* Op cit., en proceso.

<sup>47</sup> FANG, Guiyin; WU, Shuangmao y LIU, Xu. Experimental study on cool storage air-conditioning system with spherical capsules packed bed. *En: Energy and Buildings*. Julio, 2010. vol. 42, no. 7, p. 1056-1062.



capacidad de almacenamiento del frío en el caso del proceso de carga fue de 59,7 MJ, mientras que en el caso de descarga fue 45 MJ. Las temperaturas del aire exterior fueron estabilizadas entre 20,7 y 24,4 °C.

**Figura 95** Propuesta de implementación de un PCM en un sistema de aire acondicionado propuesto por G. Fang *et al.*



**Fuente:** G. Fang. Experimental study on cool storage air-conditioning system with spherical capsules packed bed.

Turnpenny *et al.*<sup>48</sup> desarrollaron y probaron una unidad de almacenamiento de calor latente que incorpora tubos de calor embebidos en un PCM (ver figura 96). El modelo teórico desarrollado proporciona un almacenamiento de calor de casi 270 W·h sobre un día laboral de 8 horas. Asumiendo ganancias de calor de 30 W/m<sup>2</sup> en un área de oficina de 15 m<sup>2</sup>, sobre 8 horas se requieren 3600 W·h de almacenamiento, por ejemplo, 13 unidades. Las medidas del modelo mostraron que se necesitó una gran diferencia de temperatura entre el aire y el PCM (15°C o más) para fundir y solidificar el material en escalas de tiempo prácticas de 7±10 horas. A diferencias de temperaturas más razonables y de flujos (por ejemplo, 5°C, 0,18 m<sup>3</sup>/s) la transferencia de calor cae por debajo de 40W y el tiempo de fusión se incrementa significativamente.

Otro trabajo experimental fue el desarrollado por Wang *et al.*<sup>49</sup> quienes incorporaron el uso de intercambiadores de calor con PCM en un sistema de refrigeración convencional, en contacto con las líneas de succión y líquido (ver figura 97).

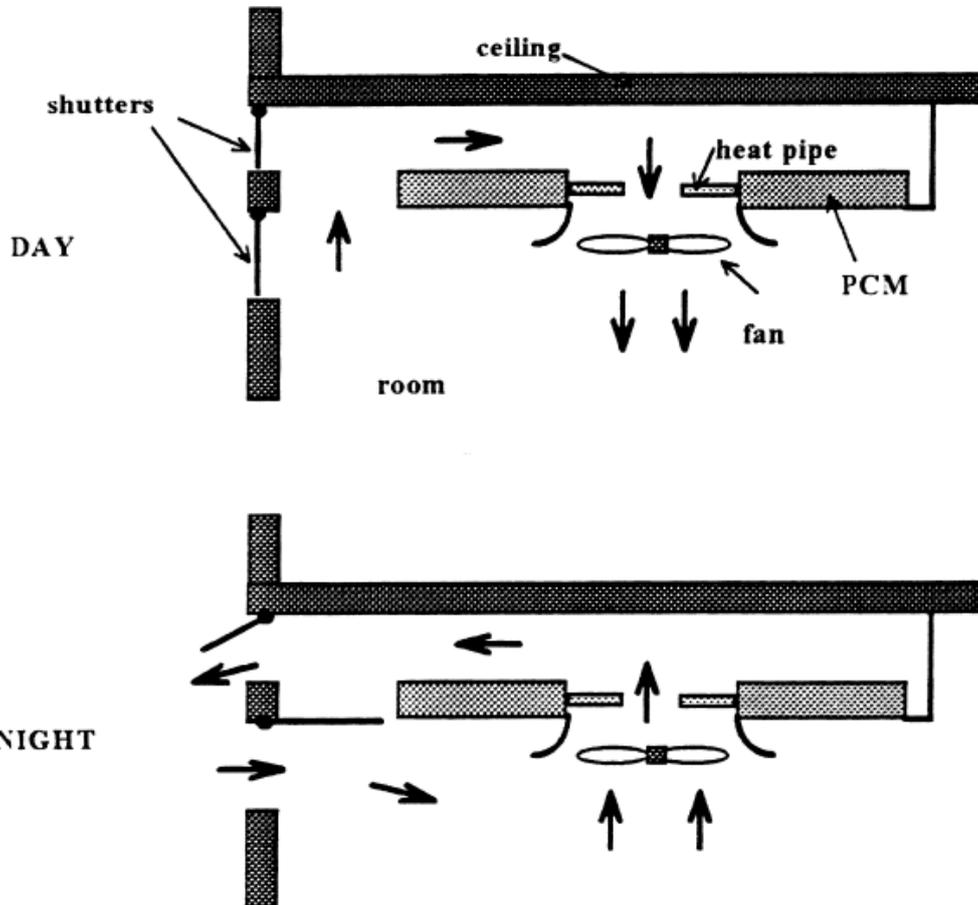
Los resultados mostraron que disminuyendo la temperatura del refrigerante subenfriado, se obtiene hasta un 8% de ahorro en energía. Usando un intercambiador de

<sup>48</sup> TUMPENNY, J.R.; ETHERIDE, D.W. y REAY, D.A. Novel ventilation system for reducing air conditioning in buildings. Part I: testing and theoretical modeling. *En:* Applied Thermal Engineering. Agosto, 2000. vol. 20, no. 11, p. 1019-1037.

<sup>49</sup> WANG, F., *et al.* The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 1: Experimental investigation. *En:* Applied Thermal Engineering. Diciembre, 2007. vol. 27, no. 17-18, p. 2911-2918.

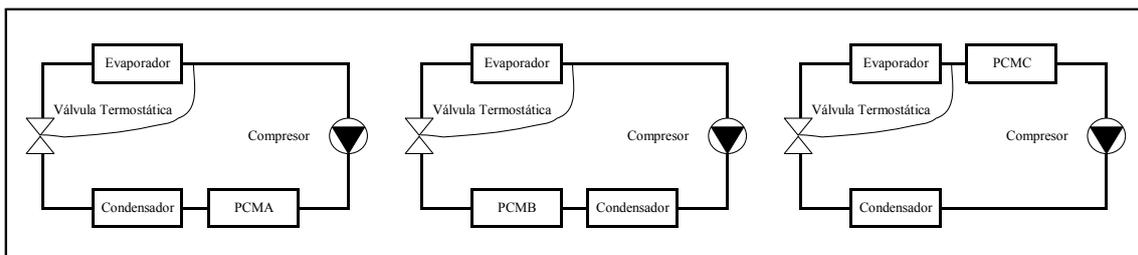
calor como un pre-condensador en el sistema de refrigeración, el COP\* del sistema puede mejorar un 6%. El beneficio alcanzado por la reducción de sobrecalentamiento es de alguna manera compensado por la caída de presión extra.

Figura 96 Sistema de aire acondicionado propuesto por Turnpenny *et al.*



Fuente: J.R. Tumpenny. Novel ventilation system for reducing air conditioning in buildings.

Figura 97 Disposición de intercambiadores de calor con PCM dentro de un sistema de aire acondicionado.

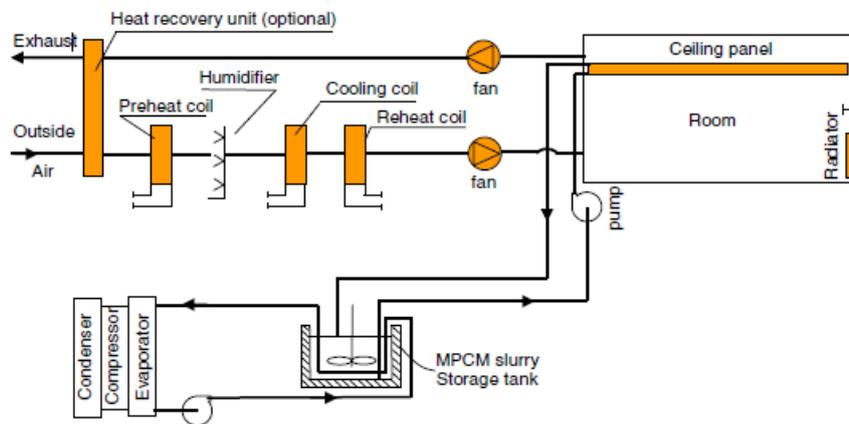


Fuente: F. Wang. The novel use of phase change materials in refrigeration plant.

\* Por sus siglas en inglés (*coefficient of performance*) COP=efecto refrigerante útil/entrada de energía.

Existen otros estudios desarrollados basados en simulaciones. Wang y Niu<sup>50</sup> propusieron un sistema de aire acondicionado que era una combinación de cielo raso y un tanque de almacenamiento de lechada con un PCM microencapsulado (ver figura 98). Los autores desarrollaron un modelo matemático para predecir el rendimiento del sistema en un cuarto de oficina bajo las condiciones climáticas de Hong Kong. Se utilizó hexadecano ( $C_{16}H_{24}$ ) como PCM, con una temperatura de fusión de  $18^{\circ}C$  y calor latente de  $224 \text{ kJ/kg}$ . Se instalaron paneles de cielo raso del tipo de agua al nivel del techo y se enfrió y deshumidificó aire através de una unidad manejadora convencional. Durante las horas de trabajo se envió la lechada de PCM directamente a los paneles de cielo raso en donde las micro cápsulas completaron el proceso de cambio de fase y liberaron el frío. Luego esta lechada retornó al tanque de almacenamiento y se mezcló con el resto de la lechada. Las simulaciones mostraron que para un cuarto de  $18,4 \text{ m}^2$  con la pared dando hacia el sur podría ser suficiente un tanque de  $0,52 \text{ m}^3$  de volumen para mantener un ambiente interior confortable. Por otra parte un sistema como éste podría disminuir la demanda de electricidad diurna en casi 33% comparado con un sistema de cielo raso enfriado por agua. El consumo anual de energía fue de  $1148 \text{ kW}\cdot\text{h}$  y para el caso del almacenador de hielo fue significativamente más alta, por ejemplo  $1980 \text{ kW}\cdot\text{h}$ .

Figura 98 Diagrama esquemático para el sistema propuesto por Wang, X. y Niu, J.



Fuente: X. Wang. Performance of cooled-ceiling operating with MPCM slurry.

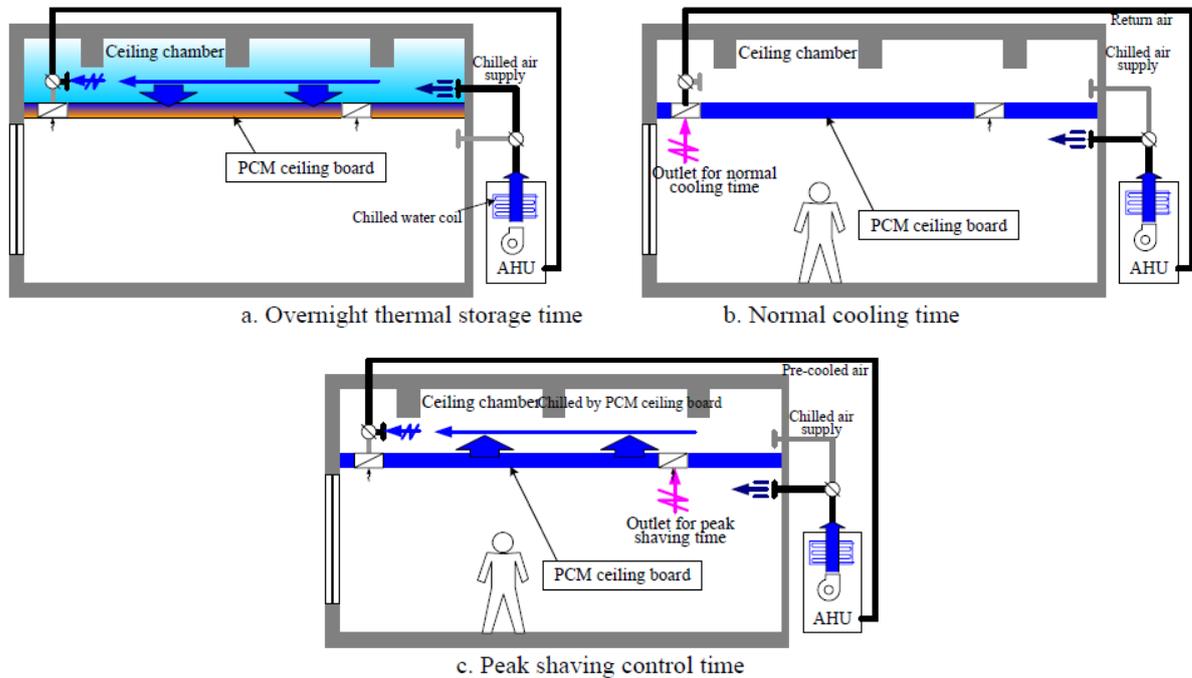
Kondo y Ibamoto<sup>51</sup> examinaron los efectos de un control recortador de picos de un sistema de aire acondicionado usando PCM para paneles de cielo raso en un edificio de oficinas (ver figura 99). Los paneles de cielo raso con PCM de lana de roca fueron mejorados adicionado micro cápsulas de PCM con un punto de fusión de alrededor de  $25^{\circ}C$ , el piso fue aproximadamente  $16 \text{ m}^2$ . El experimento fue diseñado de modo que durante la noche (de 4 a.m. a 8 a.m.) se soplara aire frío desde la unidad manejadora hacia el espacio de la cámara del cielo raso y pasar a través de los paneles de cielo raso con PCM. El frío es luego almacenado para las horas picos (de 1 p.m. a 8 p.m.) cuando

<sup>50</sup> WANG, Xichun y NIU, Jianlei. Performance of cooled-ceiling operating with MPCM slurry. *En: Energy Conversion and Management*. Marzo, 2009. vol. 50, no. 3, p. 583-591.

<sup>51</sup> KONDO, T. y IBAMOTO, T. Research on Thermal Storage using Rock Wool PCM Ceiling Board. *En: ASHRAE Transactions*. 2006. vol. 112, no. 1, p. 526-534.

el aire desde el cuarto fluye a través de la cámara del cielo raso a la unidad manejadora. Con tal arreglo el aire es pre-enfriado resultando que la carga térmica máxima usando el panel del cielo raso con PCM fue de 85,2% que usando los paneles de cielo raso de lana de roca. Los resultados también revelaron que la velocidad de transición de la carga térmica a la noche fue 25,1% y así disminuyendo los costos de operación en 91,6% comparado con el panel de cielo raso de lana de roca (para Japón).

Figura 99 Diagrama esquemático para el sistema propuesto por .T. Kondo y T. Ibamoto.

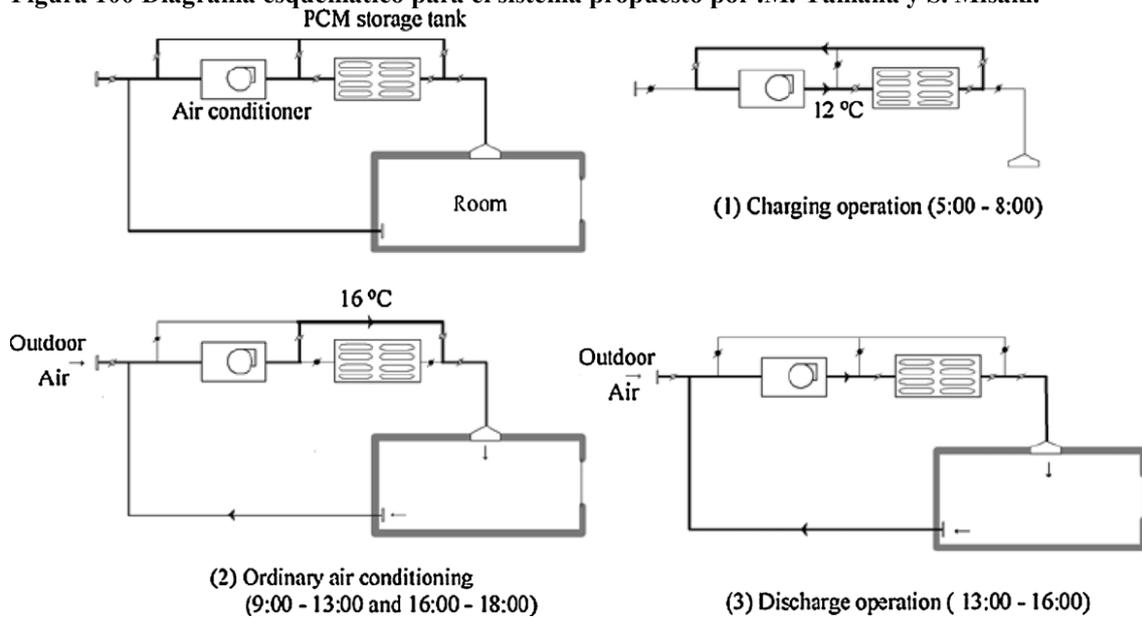


Fuente: T. Kondo. Research on Thermal Storage using Rock Wool PCM Ceiling Board.

Yamaha y Misaki<sup>52</sup> estudiaron un sistema de distribución de aire equipado con un equipo almacenador que utiliza PCM para recortar el pico. Se seleccionaron mezclas de PCM de ceras de parafinas en diferentes cantidades que tenían el calor de fusión de alrededor de 90 kJ/kg (ver figura 100). Durante el periodo de cargue (de 5 a 8 a.m.) el aire fue soplado desde el aire acondicionado a través del tanque de almacenamiento del PCM y de regreso al acondicionador de aire creando un lazo cerrado. La operación de cargue fue llevada a cabo por aire acondicionado ordinario que fue suministrado al cuarto y retornado al acondicionador de aire mezclado con algo de aire exterior. Durante la operación de descargue (de 1 a 4 p.m.) el aire fluyó a través del tanque de almacenamiento del PCM al cuarto. Los resultados mostraron que para un edificio de oficinas ordinario en Nagoya se requieren 400 kg de PCM para 73,8 m<sup>2</sup> de la superficie de cuarto o 5,4 kg/m<sup>2</sup> para mantener una temperatura del cuarto constante sin ninguna operación de la fuente de frío. La temperatura de fusión conveniente para el sistema fue de aproximadamente 19°C.

<sup>52</sup> YAMAHA, M. y MISAKI, S. The evaluation of Peak shaving by a thermal storage system using phase-change materials in air distribution Systems. *En: HVAC&R Research*. 2006. vol. 12, no. 3C, p. 861-869.

Figura 100 Diagrama esquemático para el sistema propuesto por .M. Yamaha y S. Misaki.



Fuente: M. The evaluation of Peak shaving by a thermal storage system using phase-change materials in air distribution Systems.

Zhou *et al.*<sup>53</sup> investigaron los efectos de materiales de cambio de fase de forma estabilizada y diferentes estrategias de control en el consumo de energía y demanda de carga pico así como los costos de la electricidad de sistemas de acondicionamiento de aire de edificios bajo condiciones de verano en dos climas: subtropical y continental seco. Propusieron una construcción de referencia usando un sistema de aire acondicionado de volumen variable típico el cual fue mejorado adicionando placas de PCM de forma estabilizada al interior de superficies de todas las paredes exteriores. El área del piso simulado fue 1200 m<sup>2</sup>, el área total de las placas de PCM de forma estabilizada fue de 296,4 m<sup>2</sup> y el volumen de las mismas placas fue de 2,96 m<sup>3</sup>. Las placas de PCM de forma estabilizada fueron de parafina dispersa y polietileno de alta densidad, teniendo temperaturas de fusión de 23°C y calor de fusión de 160 kJ/kg. En el estudio se investigaron tres estrategias de control diferentes con dos políticas de precio de electricidad. Los resultados mostraron que los costos de electricidad del edificio y la carga pico podrían ser reducidos a más de 11% y 20% respectivamente.

<sup>53</sup> ZHOU, G.; YANG, Y. y XU, H. Energy performance of a hybrid space-cooling system in an office building using SSPCM thermal storage and night ventilation. *En: Solar Energy*. 2011. vol. 85, no. 3, p. 477-485.



## 5. EVALUACIÓN DE LAS POSIBLES APLICACIONES DE LOS PCMS EN COLOMBIA

Colombia es un país tropical con una diversidad de climas y rangos de temperatura pero predominantemente cálido y húmedo. Por esta razón el análisis de las aplicaciones de los PCM se hará principalmente para enfriamiento de espacios interiores en establecimientos comerciales y residenciales. Sin embargo, muchos de los aspectos tratados son igualmente aplicables a los requerimientos de calentamiento.

### 5.1 ENFRIAMIENTO EN SISTEMAS PASIVOS E HÍBRIDOS

**5.1.1 Implementación de PCM en enfriamiento en sistemas pasivos.** Como se mencionó en el capítulo 4, el enfriamiento pasivo corresponde al segundo aspecto que debería considerarse en el proceso de enfriamiento de una edificación comercial o residencial.

De acuerdo al estándar *ASHRAE 55*<sup>54</sup> un espacio acondicionado naturalmente (de forma pasiva) es aquel en que las condiciones térmicas son primeramente controladas por aberturas operadas por los ocupantes. Estas aberturas pueden ser ventanas u orificios operados manualmente o mediante el uso de actuadores mecánicos o eléctricos. Adicionalmente se debe cumplir con lo siguiente:

- No existe un sistema de enfriamiento como aire acondicionado, enfriamiento radiante o enfriamiento disecante.
- No está en operación un sistema de calentamiento.
- Los ocupantes están en actividades físicas cerca al sedentarismo, con metabolismos entre 1.0 a 1.3 met.
- Los ocupantes son libres de adaptar su ropa a las condiciones térmicas interiores o exteriores dentro de un rango de al menos entre 0.5 a 1.0 clo.
- La temperatura promedio exterior que prevalece es mayor a 10°C y menor a 33.5°C.

Las temperaturas interiores permitidas se pueden obtener a partir la figura 101. El límite de aceptabilidad del 80% es el estándar de los diseñadores arquitectónicos de aplicaciones típicas y de sistemas de ventilación y aire acondicionado. En esta figura ya se han tenido en cuenta los efectos de no confort térmico local, nivel de ropa, rata de metabolismo, humedad y velocidad del aire, y por esto, no deben ser evaluados por separado.

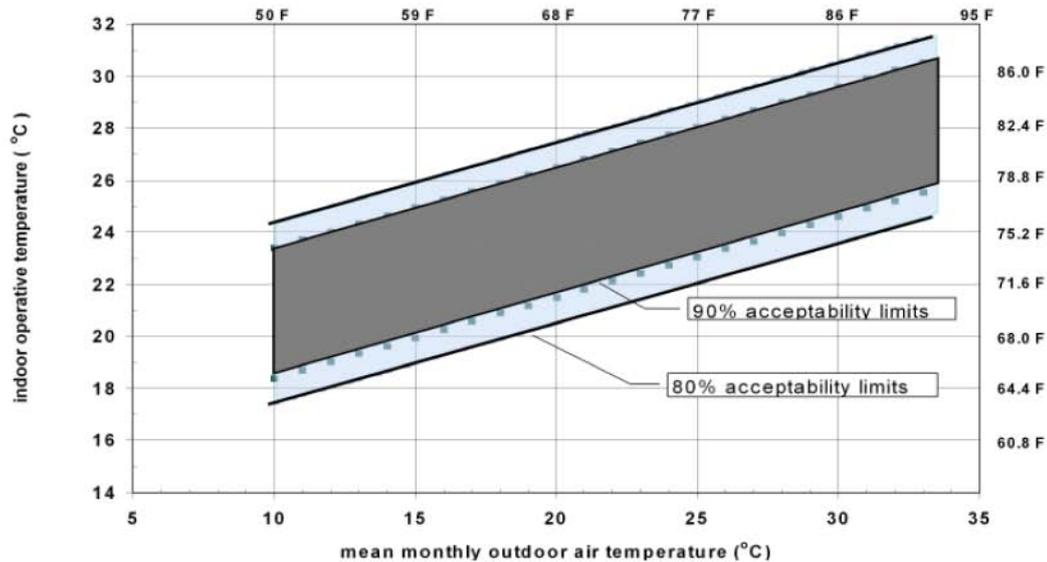
Esta figura incluye además los efectos de la adaptación de las personas de la velocidad del aire interior en climas cálidos, hasta 0.3 m/s en temperaturas operativas más altas que 25°C. En espacios naturalmente acondicionados en donde la velocidad del aire dentro de la zona ocupada exceda 0.3 m/s, el límite superior de temperatura de

---

<sup>54</sup> AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING. ASHRAE Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. BSR/ASHRAE Standard 55P. Atlanta, GA-USA: ASHRAE, 2003. 50p.

aceptabilidad se puede aumentar por el correspondiente  $\Delta t_0$  de la tabla 19, siempre y cuando la temperatura exterior sea mayor a 25° y los ocupantes están en actividades físicas cerca al sedentarismo, con metabolismos entre 1.0 a 1.3 met.

**Figura 101 Rangos de temperatura operativos aceptados para espacios acondicionados naturalmente (80% es el valor mínimo obligatorio, el 90% es deseable).**



Fuente: *ASHRAE Standard 55*

**Tabla 19 Incrementos en los límites de temperatura operativa aceptados ( $\Delta t_0$ ) en espacios acondicionados naturalmente del estándar de confort de la figura 90.**

Air Speed 0.6 m/s (118 fpm)	Air Speed 0.9 m/s (177 fpm)	Air Speed 1.2 m/s (236 fpm)
1.2°C (2.2°F)	1.8°C (3.2°F)	2.2°C (4.0°F)

Fuente: *ASHRAE Standard 55*.

En la tabla 20 puede observarse el rango de temperaturas del aire atmosférico para diferentes ciudades del país en donde los colores más oscuros indican que es el rango de mayor frecuencia en el año. Fue elaborada a partir de los datos de temperatura máxima y mínimos para varias ciudades del país publicados por el IDEAM<sup>55</sup>. Al revisar la tabla puede concluirse que la mayoría de las ciudades del país presentan un rango de temperaturas (encerradas entre líneas rojas verticales) favorables para el acondicionamiento de espacios naturalmente de acuerdo al estándar *ASHRAE 55*. Esto significa, a su vez, que puede utilizarse PCM como parte de estrategias pasivas de acondicionamiento del aire tal como se describió en el capítulo 4.

<sup>55</sup>IDEAM. Promedios Meteorológicos [online]. Disponible en: <http://institucional.ideam.gov.co/descargas?com=institucional&name=pubFile77&downloadname=D%3A%5Cpromedios%20met%5CPromedios%2071-00.xls>



Tabla 20 Rangos de temperatura del aire ambiental en Colombia.

ESTACIÓN DE MEDICIÓN	Temperatura del aire (°C)													
	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
Anorí, Antioquia-Est. Anorí (1610 m s.n.m.)						0,7%	21,4%	17,8%	17,8%	21,8%	0,6%			
Ciudad Bolívar, Antioquia-Est. Mansa La (1870 m s.n.m.)						9,8%	18,5%	18,5%	17,7%	5,5%				
La Unión, Antioquia-Est. Mesopotamia (2250 m s.n.m.)				4,2%	16,0%	24,0%	24,0%	21,2%						
San Francisco, Antioquia-Est. San Francisco (3500 m s.n.m.)						0,7%	16,3%	18,0%	18,0%	16,4%	0,6%			
Canagórdas, Antioquia-Est. Canagórdas (1200 m s.n.m.)						0,6%	17,2%	22,0%	22,0%	22,0%	15,7%	0,8%		
Tamesí, Antioquia-Est. Nacional Gía La (1100 m s.n.m.)							5,8%	20,0%	25,0%	25,0%	17,7%	0,9%		
Caucasia, Antioquia-Est. Cacaóteras del DÍ (55 m s.n.m.)								6,8%	25,0%	25,0%	25,0%	15,4%		
Valdivia, Antioquia-Est. Sta Isabel (1200 m s.n.m.)							9,5%	17,0%	21,0%	25,0%	1,0%			
Fredonia, Antioquia-Est. Tunez Hda (565 m s.n.m.)							1,8%	18,8%	20,6%	20,6%	20,6%	16,9%	0,7%	
Carepa, Antioquia-Est. Tulenapa (30 m s.n.m.)							0,9%	10,0%	30,3%	30,3%	26,0%	1,2%		
Sonson, Antioquia-Est. Río Claro (423 m s.n.m.)							3,1%	18,2%	33,8%	28,8%	23,4%	9,0%		
Santa Rosa de Osos, Antioquia-Est. Aragon (2600 m s.n.m.)										15,0%	0,5%			
Santa Rosa de Osos, Antioquia-Est. Apto Pio Berrio (590 m s.n.m.)	4,0%	16,2%	20,6%			0,3%	6,3%	17,1%	17,1%	17,1%	17,1%	13,2%		
Medellín, Antioquia-Est. Apto Olaya Herrera (1490 m s.n.m.)							2,9%	18,8%	18,8%	18,8%	18,8%	18,2%	3,8%	
Barbosa, Antioquia-Est. Progreso Hda El (1390 m s.n.m.)							0,1%	16,5%	22,2%	22,2%	22,2%	16,0%	0,8%	
Caldas, Antioquia-Est. Salada La (1770 m s.n.m.)							4,9%	24,6%	24,6%	24,6%	19,2%	1,6%	0,4%	
Bello, Antioquia-Est. Tulio Ospina (1438 m s.n.m.)							1,5%	19,0%	21,6%	21,6%	21,6%	13,0%	0,9%	
Necoclí, Antioquia-Est. Mellito El (10 m s.n.m.)									3,9%	17,1%	17,1%	10,0%	3,6%	
Frontino, Antioquia-Est. Mudinga (330 m s.n.m.)							0,1%	17,8%	20,9%	25,0%	24,1%	6,1%		
Nechí, Antioquia-Est. Nechí (200 m s.n.m.)									3,5%	22,2%	22,2%	17,0%	13,0%	
Rionegro, Antioquia-Est. Selva La (2090 m s.n.m.)	6,8%	20,8%	21,0%	21,0%	21,0%	9,6%								
San Roque, Antioquia-Est. Nus Gía Exp El (872 m s.n.m.)							1,5%	19,1%	21,4%	21,4%	21,4%	14,7%	0,4%	
Remedios, Antioquia-Est. Apto Otu (630 m s.n.m.)							0,4%	21,8%	26,1%	26,1%	24,8%	0,8%		
Urroá, Antioquia-Est. Urroá (1810 m s.n.m.)														
Concordia, Antioquia-Est. Concordia (2032 m s.n.m.)							1,7%	24,9%	25,3%	25,3%	21,2%	1,3%		
Venezia, Antioquia-Est. Rosario El (1600 m s.n.m.)														
Arboletes, Antioquia-Est. Arboletes (4 m s.n.m.)														
Buriticá, Antioquia-Est. Pluini Hda (1540 m s.n.m.)														
Rionegro, Antioquia-Est. Apto J M Cordova (2140 m s.n.m.)														
San Vicente, Antioquia-Est. Corientes (1890 m s.n.m.)	0,1%	20,1%	25,9%	25,9%	24,2%	3,7%								
Penol, Antioquia-Est. Penol El (1915 m s.n.m.)							7,7%	29,9%	25,0%	25,0%	14,5%			
Santa Domingo, Antioquia-Est. Guayabal (1790 m s.n.m.)														
San Carlos, Antioquia-Est. San Carlos (1085 m s.n.m.)														
Andes, Antioquia-Est. Ita Andes (1250 m s.n.m.)							0,7%	19,5%	20,2%	20,2%	20,2%	18,2%	1,1%	
Jardín, Antioquia-Est. Miguel Valencia (1570 m s.n.m.)							0,8%	22,6%	24,8%	24,8%	24,3%	2,8%		
San Rafael, Antioquia-Est. Violetas Las (952 m s.n.m.)							0,3%	16,3%	21,8%	21,8%	21,8%	17,5%	0,6%	
Santafé de Antioquia, Antioquia-Est. Cotove Hda (530 m s.n.m.)							0,2%	8,0%	16,8%	17,6%	17,6%	17,6%	4,8%	
Turbo, Antioquia-Est. Turbo (4 m s.n.m.)														
Carepa, Antioquia-Est. Apto Los Cedros (20 m s.n.m.)														
Mutata, Antioquia-Est. Villareaga (152 m s.n.m.)														
Vegachi, Antioquia-Est. Vegachi (965 m s.n.m.)														
Apartado, Antioquia-Est. Uniban (23 m s.n.m.)														
Arauca, Arauca-Est. Apto Arauca (128 m s.n.m.)							0,7%	1,2%	1,2%	18,1%	20,8%	20,8%	16,3%	
Saravena, Arauca-Est. Saravena (148 m s.n.m.)														
Santa Lucía, Atlántico-Est. Sta Lucía Gía (5 m s.n.m.)														
Manatí, Atlántico-Est. Limón El (7 m s.n.m.)														
Manatí, Atlántico-Est. Normal Manatí (10 m s.n.m.)														
Repelón, Atlántico-Est. Repelón (10 m s.n.m.)														
Soledad, Atlántico-Est. Apto E Cortissoz (14 m s.n.m.)						0,6%	1,2%	1,2%	6,6%	23,5%	24,2%	24,2%	18,4%	
Barranquilla, Atlántico-Est. Flores Las (3 m s.n.m.)														
Juan de Acosta, Atlántico-Est. Juan de Acosta (20 m s.n.m.)														
Bogotá, Bogotá D.C.-Est. Apto Eldorado Pto 3 (541 m s.n.m.)														
Bogotá, Bogotá D.C.-Est. Apto Guaymaral (2560 m s.n.m.)														
Bogotá, Bogotá D.C.-Est. Eldorado Dialecta (2546 m s.n.m.)														
Bogotá, Bogotá D.C.-Est. Jardín Botánico (2552 m s.n.m.)														
Bogotá, Bogotá D.C.-Est. Obs Met Nacional (2556 m s.n.m.)														
Bogotá, Bogotá D.C.-Est. Venado Oro Vivero (2725 m s.n.m.)														
Bogotá, Bogotá D.C.-Est. Bocanarema (2455 m s.n.m.)														
Bogotá, Bogotá D.C.-Est. Velelma (2800 m s.n.m.)														
El Carmen de Bolívar, Bolívar-Est. Carmen de Bolívar (152 m s.n.m.)														
Maria La Baja, Bolívar-Est. Nueva Florida (13 m s.n.m.)														
El Guamo, Bolívar-Est. Guamo El (75 m s.n.m.)														
Maria La Baja, Bolívar-Est. San Pablo (20 m s.n.m.)														
Alpina, Bolívar-Est. Sincermi (1 m s.n.m.)														
Magangué, Bolívar-Est. Apto Baraca (18 m s.n.m.)														
Pinillos, Bolívar-Est. Pinillos (10 m s.n.m.)														
Morales, Bolívar-Est. Morales La Cruz (110 m s.n.m.)														
San Pablo, Bolívar-Est. Col Cooperativo (166 m s.n.m.)														
Cartagena, Bolívar-Est. Apto Rafael Núñez (2 m s.n.m.)														
Cartagena, Bolívar-Est. Esc Naval COH (1 m s.n.m.)														
Santa Catalina, Bolívar-Est. Calazaramba (60 m s.n.m.)														
Maria La Baja, Bolívar-Est. Presa Av Grande (60 m s.n.m.)														
Santa Rosa del Sur, Bolívar-Est. Canelos (1000 m s.n.m.)														
Santa Rosa del Sur, Bolívar-Est. Sta Rosa D Simiti (650 m s.n.m.)														
Montecristo, Bolívar-Est. Montecristo (100 m s.n.m.)														
Río Viejo, Bolívar-Est. Norozi (160 m s.n.m.)														
Maracaná, Boyacá-Est. Inst Agr Macaná (1920 m s.n.m.)														
Sogamoso, Boyacá-Est. Apto A Heras (2900 m s.n.m.)	3,1%	9,0%	17,1%	17,1%	17,1%	17,1%	17,1%	16,2%	3,1%					
Nobsa, Boyacá-Est. Belencito (2530 m s.n.m.)														
Socha, Boyacá-Est. Chapa La (2680 m s.n.m.)														
La Uvita, Boyacá-Est. Cusagui (2950 m s.n.m.)														
Tibasosa, Boyacá-Est. San Rafael (2548 m s.n.m.)														
Duitama, Boyacá-Est. Surbata Bona (2486 m s.n.m.)														
Chicota, Boyacá-Est. Chicota (2350 m s.n.m.)														
Tunja, Boyacá-Est. U P T C (2690 m s.n.m.)														
Cubara, Boyacá-Est. Tunebio (370 m s.n.m.)														
Pajarito, Boyacá-Est. Corinto (1550 m s.n.m.)														
Samaca, Boyacá-Est. Villa Carmen (2600 m s.n.m.)														
Sutatenza, Boyacá-Est. Sutatenza (1930 m s.n.m.)														
Duitama, Boyacá-Est. Sierra La (2700 m s.n.m.)														
Cúmbita, Boyacá-Est. Tunel El (2000 m s.n.m.)														
Puerto Boyacá, Boyacá-Est. Pto Boyacá (350 m s.n.m.)														
Rondon, Boyacá-Est. Rondon (2120 m s.n.m.)														
Sogamoso, Boyacá-Est. Venecia Hda (2500 m s.n.m.)														
Socotá, Boyacá-Est. Cardón El (3590 m s.n.m.)														
Culicán, Boyacá-Est. Sierra Nevad Cocuy (2716 m s.n.m.)														
Sativanorte, Boyacá-Est. Sativanorte (2594 m s.n.m.)														
Boavita, Boyacá-Est. Boavita (2150 m s.n.m.)														
Chita, Boyacá-Est. Chita (2888 m s.n.m.)														
Otanche, Boyacá-Est. Otanche (1070 m s.n.m.)														
Villa de Leyva, Boyacá-Est. Villa de Leyva (2215 m s.n.m.)														
Paipa, Boyacá-Est. Tunguavita (2470 m s.n.m.)														
Moriquirá, Boyacá-Est. Bertha (1700 m s.n.m.)														
Chiquinquirá, Boyacá-Est. Esclusa Tolón (2145 m s.n.m.)														
Ramiriquí, Boyacá-Est. Villa Luisa (2200 m s.n.m.)														
Nuevo Colon, Boyacá-Est. Nuevo Colon (2438 m s.n.m.)														
Manizales, Caldas-Est. Agronomía (2150 m s.n.m.)														
Manizales, Caldas-Est. Apto La Nubia (2062 m s.n.m.)														
Chinchina, Caldas-Est. Cenitafe (1910 m s.n.m.)														



Tabla 20. Rangos de temperatura del aire ambiental en Colombia (continuación).

ESTACIÓN DE MEDICIÓN	Temperatura del aire (°C)													
	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
Palestina, Caldas-Est. Luker Gja (1020 m s.n.m.)						7,6%	24,5%	24,5%	24,5%	18,0%	0,1%			
Chinchina, Caldas-Est. Naranjal (1400 m s.n.m.)						13,5%	26,2%	26,2%	26,1%	8,0%				
Palestina, Caldas-Est. Santaguada (1000 m s.n.m.)						9,4%	23,3%	23,3%	23,3%	19,0%	1,3%			
Manzanaras, Caldas-Est. Llanadas (1420 m s.n.m.)						16,0%	27,0%	27,0%	27,0%	3,0%				
Willamaría, Caldas-Est. Brisas Las (4150 m s.n.m.)		7,2%	20,4%	24,0%	24,4%	19,9%	2,9%							
Samana, Caldas-Est. Samana (1475 m s.n.m.)					3,2%	25,4%	25,4%	25,4%	19,2%	0,6%				
Viterbo, Caldas-Est. Samaria La (1020 m s.n.m.)						8,9%	20,9%	20,9%	20,9%	20,9%	7,6%			
Supia, Caldas-Est. Rafael Escobar (1320 m s.n.m.)						10,2%	25,7%	25,7%	25,7%	12,7%	0,1%			
San Vicente del Caguán, Cauqueta-Est. San Vicente Caguán (300 m s.n.m.)						0,1%	19,7%	24,1%	24,1%	23,0%	8,2%			
San Vicente del Caguán, Cauqueta-Est. Sta Rosa Caguán (240 m s.n.m.)						12,7%	27,4%	27,4%	27,4%	20,3%	6,4%			
Solano, Cauqueta-Est. Aracuaeta (150 m s.n.m.)						16,2%	24,7%	24,7%	24,7%	23,5%	16,7%			
San Jose del Fraguá, Cauqueta-Est. San Jose de Fraguá (320 m s.n.m.)						0,3%	18,8%	25,0%	25,0%	23,3%	7,6%			
El Doncello, Cauqueta-Est. Maguare (270 m s.n.m.)						2,6%	19,7%	23,6%	23,6%	22,6%	7,9%			
Puerto Rico, Cauqueta-Est. Pto Rico (285 m s.n.m.)						1,6%	16,3%	27,4%	27,4%	24,2%	2,8%			
Florencia, Cauqueta-Est. Apto G Artundajaga (244 m s.n.m.)							14,2%	25,0%	25,0%	25,8%	8,3%			
Florencia, Cauqueta-Est. Macagual (280 m s.n.m.)							17,4%	23,9%	23,9%	23,4%	11,3%			
Belen de los Andes, Cauqueta-Est. Mono La (300 m s.n.m.)						0,7%	17,0%	25,8%	25,8%	24,6%	6,7%			
Valparaiso, Cauqueta-Est. Valparaiso (270 m s.n.m.)							14,2%	25,0%	25,0%	25,0%	10,0%			
Orocue, Casanare-Est. Modulos (130 m s.n.m.)						0,7%	20,3%	23,6%	23,6%	23,3%	8,5%			
Yopal, Casanare-Est. Apto Yopal (325 m s.n.m.)						2,2%	13,6%	27,1%	27,1%	24,6%	5,2%			
Tauramena, Casanare-Est. Tauramena (460 m s.n.m.)						2,0%	23,1%	24,8%	24,8%	21,0%	4,3%			
Aguazul, Casanare-Est. Aguazul (180 m s.n.m.)						3,7%	20,5%	21,6%	21,6%	21,0%	8,5%			
Cajibo, Cauca-Est. Viento de Galibó (873 m s.n.m.)					3,6%	20,2%	24,2%	24,2%	24,2%	20,8%	0,8%			
San Sebastián, Cauca-Est. Valencia (2971 m s.n.m.)		9,1%	19,7%	19,8%	19,8%	19,8%	11,7%							
Popayán, Cauca-Est. Apto G Valencia (1757 m s.n.m.)						14,0%	20,7%	20,7%	20,7%	20,2%	3,6%			
Popayán, Cauca-Est. Florida La (1850 m s.n.m.)						4,7%	24,2%	24,2%	24,2%	21,9%	0,7%			
Santander de Quilichao, Cauca-Est. Japio (1040 m s.n.m.)						0,6%	11,4%	21,9%	21,9%	21,9%	19,8%	2,5%		
El Tambo, Cauca-Est. Manuel Mejía (1700 m s.n.m.)						6,5%	24,7%	25,0%	25,0%	18,6%	0,3%			
Puracé, Cauca-Est. Palera (1000 m s.n.m.)							2,0%	21,5%	21,5%	6,6%				
Suárez, Cauca-Est. Salvajina La (1100 m s.n.m.)			8,0%	20,8%	21,9%	21,9%	7,0%	14,0%	24,0%	24,0%	18,2%	1,8%		
Miranda, Cauca-Est. Ing Cauca (1009 m s.n.m.)						11,4%	21,9%	22,2%	22,2%	20,5%	1,7%			
Miranda, Cauca-Est. Miranda (1156 m s.n.m.)						5,1%	23,2%	23,2%	23,2%	21,3%	3,4%			
La Sierra, Cauca-Est. Sierra La (1870 m s.n.m.)						5,2%	24,0%	25,0%	25,0%	18,4%	1,5%			
Guapi, Cauca-Est. Bonanza (10 m s.n.m.)						1,9%	11,7%	27,9%	27,9%	25,2%	2,1%			
Puracé, Cauca-Est. Sta Leticia (2085 m s.n.m.)						15,0%	20,0%	20,0%	21,1%	2,4%				
Paseo, Cauca-Est. Toer (1860 m s.n.m.)					1,0%	18,3%	23,4%	23,4%	24,8%	10,3%				
Tototo, Cauca-Est. Gabriel Lopez (2655 m s.n.m.)		0,5%	15,0%	20,4%	20,6%	20,6%	19,8%	3,1%						
Puerto Tejada, Cauca-Est. Ing Bengala (1003 m s.n.m.)						0,3%	10,1%	22,5%	22,5%	22,5%	30,4%	1,9%		
Patía, Cauca-Est. Fonda La Citec (677 m s.n.m.)						0,3%	6,3%	17,2%	20,0%	20,0%	20,0%	15,8%	0,5%	
Bolívar, Cauca-Est. Bolívar (1431 m s.n.m.)						8,9%	26,4%	26,4%	26,4%	10,4%	1,3%			
Mercaderes, Cauca-Est. Mercaderes (286 m s.n.m.)						6,0%	23,1%	23,0%	23,0%	21,0%	2,0%			
Bolívar, Cauca-Est. Mitigao Luz (945 m s.n.m.)						3,2%	24,9%	24,9%	24,9%	16,6%				
El Tambo, Cauca-Est. Munchique (2012 m s.n.m.)		0,8%	2,8%	19,9%	24,8%	24,8%	24,5%	23,5%	4,0%					
Valledupar, Cesar-Est. Pueblo Bello (1000 m s.n.m.)						2,1%	17,0%	23,5%	23,5%	23,5%	10,3%			
Chiriguana, Cesar-Est. Chiriguana (40 m s.n.m.)						9,7%	22,8%	22,8%	22,8%	22,8%	18,6%	3,3%		
Valledupar, Cesar-Est. Callao El (110 m s.n.m.)						0,2%	16,7%	20,8%	20,8%	20,8%	19,4%	1,3%		
Aguachica, Cesar-Est. Aguas Claras (208 m s.n.m.)						7,8%	25,0%	25,0%	25,0%	25,0%	17,1%			
Agustín Codazzi, Cesar-Est. Centenario Hda (100 m s.n.m.)						17,8%	21,8%	21,8%	21,8%	21,8%	20,4%	2,4%		
La Paz, Cesar-Est. San Jose D Oriente (850 m s.n.m.)						0,7%	18,0%	20,8%	20,8%	20,8%	17,6%	1,1%		
Becerra, Cesar-Est. Socomba (170 m s.n.m.)						0,4%	17,2%	22,7%	22,7%	20,2%	14,4%			
Valledupar, Cesar-Est. Villa Rosa (70 m s.n.m.)						0,5%	9,2%	23,7%	23,7%	23,1%	20,1%	1,1%		
Valledupar, Cesar-Est. Guaymaral (50 m s.n.m.)						7,8%	23,1%	23,5%	23,5%	20,8%	1,2%			
Valledupar, Cesar-Est. Apto Alfonso Lopez (198 m s.n.m.)						3,3%	23,6%	24,6%	24,6%	21,8%	2,2%			
San Diego, Cesar-Est. Rincon El (130 m s.n.m.)						5,1%	20,3%	20,4%	20,4%	20,4%	13,5%			
Agustín Codazzi, Cesar-Est. Mercedes Codazzi (80 m s.n.m.)						0,4%	9,9%	22,1%	22,1%	22,1%	20,3%	3,2%		
La Gloria, Cesar-Est. Mata La (103 m s.n.m.)						10,0%	20,0%	20,0%	20,0%	20,0%	13,8%			
Quibdó, Choco-Est. Apto El Carano (53 m s.n.m.)						1,4%	9,7%	27,4%	27,4%	27,4%	6,9%			
Lloro, Choco-Est. Lloro (90 m s.n.m.)						0,4%	13,8%	25,3%	25,3%	26,0%	4,6%			
Riosucio, Choco-Est. Sautata (2 m s.n.m.)						0,3%	18,6%	25,4%	25,4%	25,4%	4,8%			
Bojaya, Choco-Est. Loma La (20 m s.n.m.)						1,5%	20,9%	24,0%	24,0%	20,7%	3,3%			
Condoto, Choco-Est. Apto Condoto (105 m s.n.m.)						9,3%	20,2%	20,2%	20,2%	18,4%	2,3%			
San Jose del Palmar, Choco-Est. San Jose Palmar (1000 m s.n.m.)					1,1%	19,3%	20,0%	20,0%	20,0%	0,6%				
Bahía Solano, Choco-Est. Panamericana (4 m s.n.m.)						11,6%	26,4%	26,4%	26,4%	16,0%	8,8%			
Rio Quito, Choco-Est. San Isidro (45 m s.n.m.)						0,6%	11,8%	27,5%	27,5%	25,0%	6,8%			
Istmina, Choco-Est. Noanama (40 m s.n.m.)						9,7%	20,3%	20,3%	20,3%	18,8%	1,0%			
Riosucio, Choco-Est. Teresita La (50 m s.n.m.)						5,6%	20,4%	22,1%	22,1%	28,3%	1,8%			
China, Córdoba-Est. China (20 m s.n.m.)						11,0%	25,8%	25,8%	25,8%	25,8%	11,7%			
Ciénaga de Oro, Córdoba-Est. Salado El (131 m s.n.m.)						0,6%	17,8%	20,7%	20,7%	20,7%	18,1%	1,4%		
Montería, Córdoba-Est. Manzanillo (15 m s.n.m.)						1,6%	19,5%	25,6%	25,6%	25,6%	10,4%			
Planeta Rica, Córdoba-Est. Centro Alegre (90 m s.n.m.)						1,1%	15,9%	23,1%	23,1%	23,1%	15,8%			
Planeta Rica, Córdoba-Est. Planeta Rica (102 m s.n.m.)			0,5%	1,2%	11,0%	26,0%	26,0%	26,0%	25,5%	8,6%				
Sahagún, Córdoba-Est. Colomboy (170 m s.n.m.)						8,2%	26,7%	26,7%	26,7%	11,4%	0,1%			
Ayapel, Córdoba-Est. Ayapel (133 m s.n.m.)						5,1%	26,1%	26,2%	26,2%	16,4%				
Montaña, Córdoba-Est. Apto Los Garzones (16 m s.n.m.)						2,1%	27,8%	28,3%	28,3%	13,3%	0,4%			
Cereté, Córdoba-Est. Trujana (24 m s.n.m.)						14,1%	24,1%	24,1%	24,1%	19,0%	0,9%			
San Bernardo del Viento, Córdoba-Est. San Bernardo del V (22 m s.n.m.)						14,9%	27,0%	27,0%	27,0%	27,0%	1,9%			
Puerto Escondido, Córdoba-Est. Cristo Rey (15 m s.n.m.)						7,8%	26,4%	26,4%	26,4%	16,6%	6,6%			
Valencia, Córdoba-Est. Jaraguay (70 m s.n.m.)						13,9%	24,9%	24,9%	24,9%	24,9%	10,9%	0,4%		
Montelíbano, Córdoba-Est. Cuba Hda (50 m s.n.m.)						7,6%	25,6%	25,6%	25,6%	15,7%				
Lorica, Córdoba-Est. Doctrina La (20 m s.n.m.)						11,6%	24,9%	24,9%	24,9%	24,9%	13,7%			
Montaña, Córdoba-Est. Galán (30 m s.n.m.)						9,0%	24,0%	24,0%	24,0%	18,0%	0,3%			
Lorica, Córdoba-Est. Lorica (30 m s.n.m.)						10,2%	23,4%	23,4%	23,4%	19,4%	0,3%			
Tierralta, Córdoba-Est. Pto Nuevo (145 m s.n.m.)						9,4%	27,4%	27,5%	27,5%	27,9%				
Montería, Córdoba-Est. Univ de Córdoba (15 m s.n.m.)						11,8%	26,2%	26,2%	26,2%	26,4%	9,7%			
Anolaima, Cundinamarca-Est. Florida La (915 m s.n.m.)						2,2%	18,1%	18,6%	18,6%	12,0%	0,2%			
Mosquera, Cundinamarca-Est. Tibaitata (2543 m s.n.m.)		0,1%	8,5%	18,4%	18,4%	18,4%	18,4%	16,3%	1,3%					
Madrid, Cundinamarca-Est. Base Aerea Madrid (2550 m s.n.m.)						8,3%	19,4%	19,6%	19,6%	12,0%	0,5%			
Soacha, Cundinamarca-Est. Fute (1607 m s.n.m.)						0,3%	5,9%	18,9%	20,0%	20,0%	13,6%	1,2%		
Anapoima, Cundinamarca-Est. Mercedes Las (810 m s.n.m.)						0,7%	2,7%	17,5%	19,5%	19,5%	18,2%	1,9%		
Sibaté, Cundinamarca-Est. Muna (2565 m s.n.m.)						0,6%	15,7%	21,9%	21,9%	17,4%	0,6%			
Tenjo, Cundinamarca-Est. Providencia Gja (1560 m s.n.m.)						1,1%	10,6%	18,4%	18,4%	18,4%	14,6%	0,2%		
Funza, Cundinamarca-Est. Ramada La (2545 m s.n.m.)						0,2%	8,0%	17,6%	17,6%	17,6%	17,4%	4,2%		
Nemocón, Cundinamarca-Est. Cheuca-Nemocón (2580 m s.n.m.)						5,2%	18,0%	19,2%	19,2%	16,0%	2,4%			
Tabló, Cundinamarca-Est. Tabló (2620 m s.n.m.)						1,1%	16,7%	20,0%	20,0%	19,0%	2,5%			
Fomeque, Cundinamarca-Est. Chingaza (2999 m s.n.m.)						6,8%	19,0%	18,4%	18,4%	17,6%	5,2%			
Guasca, Cundinamarca-Est. Guasca (2750 m s.n.m.)						0,4%	2,4%	17,5%	20,6%	20,6%	15,8%	2,4%		
Fomeque, Cundinamarca-Est. Chuza (1800 m s.n.m.)						0,3%	7,5%	21,0%	21,0%	20,7%	6,3%	0,4%		
Pasca, Cundinamarca-Est. Pasca (2256 m s.n.m.)						10,3%	21,4%	21,4%	21,4%	20,4%	5,1%			
Gacheta, Cundinamarca-Est. Gacheta (1752 m s.n.m.)						2,1%	15,7%	20,8%	20,8%	20,8%	16,9%	2,8%		
Paratebueno, Cundinamarca-Est. Japon El (280 m s.n.m.)						0,4%	18,0%	23,7%	23,7%	23,6%	10,6%			
Puqueno, Cundinamarca-Est. Isla del Santuario (2580 m s.n.m.)						13,4%	19,1%	19,1%	19,1%	19,1%</				

Tabla 20. Rangos de temperatura del aire ambiental en Colombia (continuación).

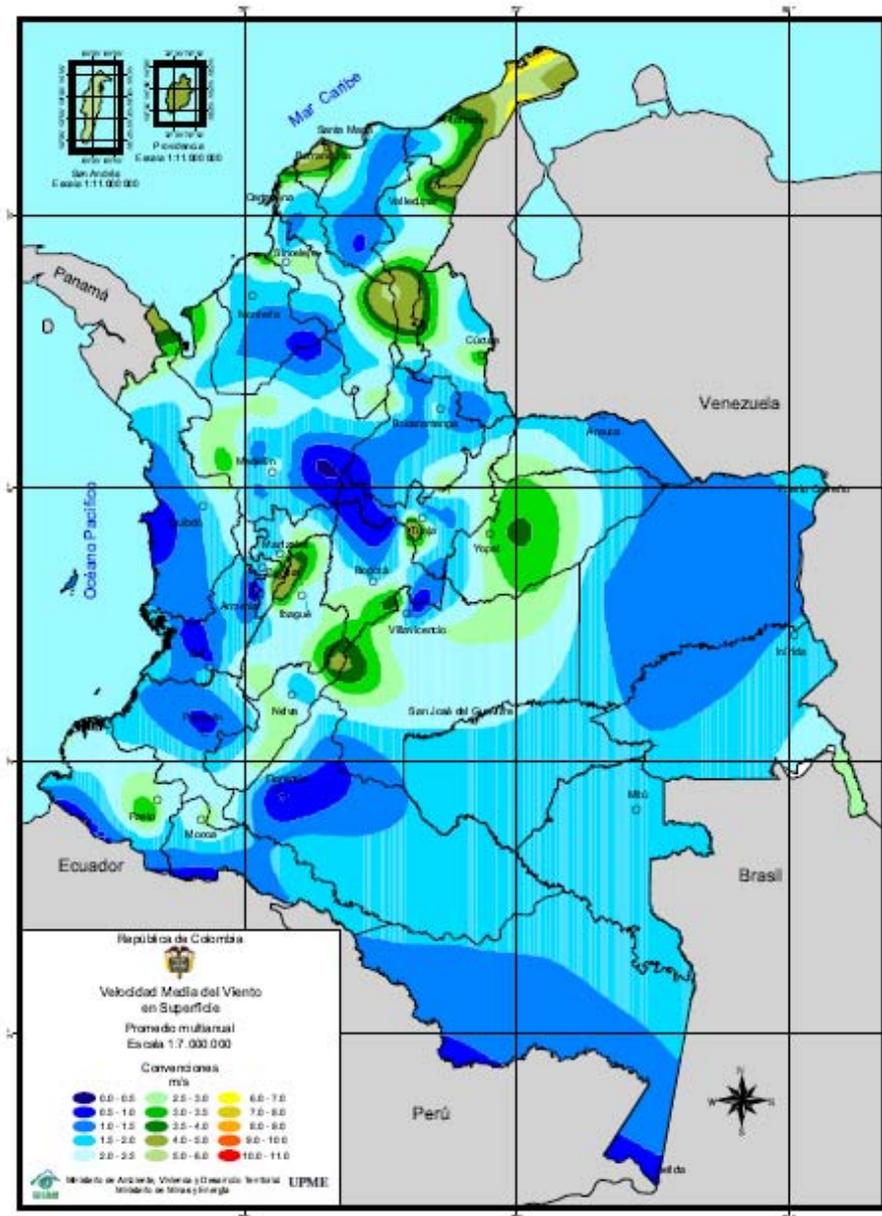
ESTACIÓN DE MEDICIÓN	Temperatura del aire (°C)													
	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
Jerusalén, Cundinamarca-Est. Jerusalén (300 m s.n.m.)						0,1%	14,3%	22,1%	22,1%	22,1%	19,1%	0,1%		
Chocontá, Cundinamarca-Est. Iberia La (2760 m s.n.m.)			2,9%	19,4%	21,2%	21,2%	13,8%	0,1%						
Chocontá, Cundinamarca-Est. Represa Sigá (2675 m s.n.m.)			0,3%	17,0%	24,8%	24,8%	23,5%	9,5%						
Chocontá, Cundinamarca-Est. Silos (2709 m s.n.m.)			5,8%	20,3%	21,5%	21,5%	8,8%							
Sosocha, Cundinamarca-Est. San Jorge Gja (2900 m s.n.m.)	1,0%					21,8%	26,1%	24,0%						
Sutatausa, Cundinamarca-Est. Sutatausa (2700 m s.n.m.)		1,9%	16,5%	20,1%	20,1%	20,1%	18,0%	3,0%						
Subachoque, Cundinamarca-Est. Primavera La (2590 m s.n.m.)	1,0%					12,2%	17,0%	17,0%	17,0%	14,2%	0,8%			
Pandi, Cundinamarca-Est. Pandi (950 m s.n.m.)				1,6%	2,6%		5,1%	21,3%	24,4%	24,4%	19,6%	1,0%		
Tibacuy, Cundinamarca-Est. Tibacuy Gja (950 m s.n.m.)						18,1%	20,0%	20,0%						
Guatavita, Cundinamarca-Est. Guatavita (2625 m s.n.m.)					0,1%	11,7%	22,4%	22,4%	19,2%	1,7%				
Villa de San Diego de Ub, Cundinamarca-Est. Novilleros (2590 m s.n.m.)		0,1%	8,6%	17,7%	17,7%	17,7%	10,4%	25,0%	25,0%	3,1%				
Irindá, Guaviare-Est. San Fernando D'Ata (90 m s.n.m.)														
San José del Guaviare, Guaviare-Est. Trueno El (150 m s.n.m.)						0,8%	20,5%	23,5%	23,5%	23,4%	7,2%			
Colombia, Huila-Est. Legiosa La (1475 m s.n.m.)						16,2%	17,1%	17,1%	19,3%	0,9%				
Santa María, Huila-Est. Sta María (1300 m s.n.m.)						16,4%	26,4%	26,4%	25,3%	4,6%	1,0%			
Villavieja, Huila-Est. San Alfonso (440 m s.n.m.)						0,1%	14,3%	20,5%	20,5%	20,5%	20,4%	3,8%		
Neiva, Huila-Est. Palacio-Vegalarga (1100 m s.n.m.)						4,2%	25,5%	25,2%	25,2%	18,2%	0,6%			
Pitalito, Huila-Est. Sevilla (1100 m s.n.m.)						2,0%	22,0%	24,1%	24,1%	1,6%				
Iguirá, Huila-Est. Iguirá (1095 m s.n.m.)						5,2%	26,6%	26,2%	26,2%	14,9%	2,9%			
La Plata, Huila-Est. Esc Agr La Plata (1070 m s.n.m.)						14,0%	22,0%	22,0%	22,0%	16,0%	0,3%			
Neiva, Huila-Est. Apto Benito Salas (439 m s.n.m.)							10,2%	23,3%	23,3%	23,3%	19,2%	0,7%		
Garzón, Huila-Est. Zulagua (1305 m s.n.m.)					0,9%	21,0%	25,2%	25,2%	24,7%	2,5%				
Agrado, Huila-Est. Betulia La (80 m s.n.m.)						3,4%	21,0%	22,4%	22,4%	22,4%	8,3%			
Palermo, Huila-Est. Juncal El (460 m s.n.m.)						0,3%	18,1%	22,0%	22,0%	22,0%	12,7%	0,2%		
Villavieja, Huila-Est. San José (400 m s.n.m.)						2,0%	15,3%	21,6%	21,6%	21,6%	17,8%			
Villavieja, Huila-Est. Villavieja Fccc (430 m s.n.m.)						1,6%	16,8%	20,0%	20,0%	20,0%	18,6%	0,3%		
San Agustín, Huila-Est. Parque Arqueológico (1800 m s.n.m.)					2,2%	25,7%	27,2%	27,2%	16,0%					
Algeciras, Huila-Est. Algeciras (155 m s.n.m.)						14,1%	20,8%	20,8%	20,8%	19,8%	3,9%			
Campoalegre, Huila-Est. Rosales Los (553 m s.n.m.)							15,4%	22,0%	22,0%	22,0%	16,0%			
Gigante, Huila-Est. Jorge Villamil (1500 m s.n.m.)						14,0%	29,3%	29,3%	26,2%	1,1%				
Altamira, Huila-Est. Altamira El Grifo (1500 m s.n.m.)						8,8%	29,3%	29,3%	26,1%	2,0%	16,8%	0,2%		
Suzúa, Huila-Est. Ibbano El (1045 m s.n.m.)						11,3%	24,0%	24,0%	24,0%	12,7%	1,4%			
Guadalupe, Huila-Est. Resina (2035 m s.n.m.)					6,7%	27,2%	27,2%	16,0%	11,6%	0,1%				
Baraya, Huila-Est. Laureles Los (2100 m s.n.m.)						10,6%	17,4%	17,4%	25,3%	5,3%				
Baraya, Huila-Est. Manila Hda La (600 m s.n.m.)						2,6%	18,6%	22,3%	22,3%	22,3%	12,0%			
Tello, Huila-Est. Portal El (1500 m s.n.m.)						0,6%	14,7%	26,0%	26,0%	25,0%	6,8%			
Maicao, La Guajira-Est. Apto Maicao (53 m s.n.m.)							8,4%	24,8%	26,1%	16,1%	13,6%			
Uribia, La Guajira-Est. Rancho Grande (60 m s.n.m.)							9,5%	25,2%	26,0%	14,2%	14,2%			
Uribia, La Guajira-Est. Nazareth (85 m s.n.m.)					1,1%	1,1%	1,2%	10,9%	16,2%	16,0%	5,9%			
Riohacha, La Guajira-Est. Apto Alm Padilla (4 m s.n.m.)							7,5%	24,7%	25,1%	25,1%	17,6%			
Maicao, La Guajira-Est. Esc Agr Carrapiá (118 m s.n.m.)					1,2%	2,3%	3,3%	15,7%	21,4%	21,4%	21,4%	13,2%	0,3%	
Manaure, La Guajira-Est. Manaure (1 m s.n.m.)							17,4%	22,4%	22,4%	22,4%	15,5%			
Urumita, La Guajira-Est. Urumita (265 m s.n.m.)							11,5%	23,2%	23,2%	23,2%	19,1%	0,4%		
Albania, La Guajira-Est. Camp Interior (122 m s.n.m.)					0,6%	1,1%	1,1%	14,0%	21,0%	21,0%	21,0%	16,9%	0,6%	
Fonseca, La Guajira-Est. Pailina La (170 m s.n.m.)						0,8%	15,3%	22,5%	22,5%	22,5%	17,8%	0,1%		
Riohacha, La Guajira-Est. Matitas (20 m s.n.m.)						3,2%	17,2%	21,6%	21,6%	21,6%	13,9%	0,4%		
San Sebastián de Buenaví, Magdalena-Est. Seis El (90 m s.n.m.)							14,5%	21,7%	21,7%	21,7%	19,1%	1,2%		
Pivijay, Magdalena-Est. Media Luna (20 m s.n.m.)						0,1%	12,9%	20,1%	20,1%	20,1%	19,6%	7,0%		
Ciénaga, Magdalena-Est. Ye La (20 m s.n.m.)							13,4%	23,6%	23,6%	23,6%	14,1%	0,7%		
El Reten, Magdalena-Est. Zacaba (40 m s.n.m.)						1,0%	19,4%	23,2%	23,2%	23,2%	14,9%	1,0%		
El Banco, Magdalena-Est. Apto Las Flores (44 m s.n.m.)							9,5%	22,9%	23,0%	23,0%	20,0%	1,0%		
Santa Marta, Magdalena-Est. Univ Tec Magdalena (7 m s.n.m.)							9,0%	27,4%	27,4%	27,4%	8,1%			
Santa Marta, Magdalena-Est. Apto Simón Bolívar (4 m s.n.m.)							9,8%	25,4%	25,0%	25,0%	12,5%			
Santa Marta, Magdalena-Est. Parque Tayrona (30 m s.n.m.)						0,3%	21,8%	27,0%	27,0%	23,5%	1,4%			
Santa Marta, Magdalena-Est. San Lorenzo (2200 m s.n.m.)					6,2%	27,1%	27,1%	27,1%	12,1%	0,4%				
Zona Bananera, Magdalena-Est. Prado Sevilla (18 m s.n.m.)						0,1%	16,9%	23,0%	23,0%	23,0%	12,1%	0,1%		
Zona Bananera, Magdalena-Est. Padellina (60 m s.n.m.)					0,6%	1,2%	3,2%	17,2%	21,2%	21,2%	17,2%	14,6%		
Granada, Meta-Est. Holanda La (360 m s.n.m.)							12,7%	26,0%	26,0%	23,4%	6,9%			
Cumaral, Meta-Est. Cabana Hda La (395 m s.n.m.)							14,5%	18,1%	18,2%	25,5%	3,6%			
Villavicencio, Meta-Est. Apto Vanguardia (423 m s.n.m.)							18,8%	23,5%	23,5%	23,5%	10,5%			
Restrepo, Meta-Est. Salinas de Upih (450 m s.n.m.)						1,9%	26,4%	29,0%	29,0%	12,7%				
La Macarena, Meta-Est. Macarena La (350 m s.n.m.)						0,2%	18,0%	25,0%	25,2%	24,9%	5,8%			
Mesetas, Meta-Est. Mesetas (600 m s.n.m.)							9,2%	24,0%	24,0%	14,0%	16,8%	0,1%		
Misrahemosá, Meta-Est. Vista Hermosa (325 m s.n.m.)							9,4%	17,0%	26,0%	26,0%	5,3%			
Puerto Galán, Meta-Est. Carimagua (200 m s.n.m.)							0,1%	15,6%	16,1%	16,1%	25,0%	7,3%		
Villavicencio, Meta-Est. Libertad La (336 m s.n.m.)						0,2%	21,1%	24,7%	24,7%	23,8%	5,4%			
Puerto Lopez, Meta-Est. Margaritas Hda Las (150 m s.n.m.)						2,8%	17,4%	23,8%	23,8%	23,0%	8,0%			
Pasto, Narino-Est. Botana (820 m s.n.m.)					8,5%	26,5%	26,0%	26,0%	9,8%	1,7%				
Tumaco, Narino-Est. Apto La Florida (3 m s.n.m.)							19,6%	29,1%	29,1%	21,4%	0,8%			
Tumaco, Narino-Est. Mira El Gja (2 m s.n.m.)							1,0%	12,3%	20,2%	24,8%	1,6%			
Aldana, Narino-Est. Apto San Luis (295 m s.n.m.)			4,3%	21,0%	21,9%	21,9%	8,0%	25,0%	25,0%	25,0%	14,2%			
Consaca, Narino-Est. Bombona (1602 m s.n.m.)					4,1%	21,2%	21,6%	21,6%	21,6%	10,6%				
Consaca, Narino-Est. Ospina Perez (1700 m s.n.m.)						20,5%	25,7%	25,2%	25,2%	1,8%				
Tuquermes, Narino-Est. Paraiso El (3120 m s.n.m.)						16,5%	24,9%	24,9%	24,9%	8,3%	0,7%			
Pasto, Narino-Est. Encano El (2830 m s.n.m.)					0,9%	17,3%	25,7%	25,7%	25,1%	5,4%				
Ricaurte, Narino-Est. Ricaurte (1818 m s.n.m.)						0,3%	17,5%	27,4%	27,4%	24,0%	3,9%			
San Bernardo, Narino-Est. San Bernardo (2325 m s.n.m.)							16,2%	25,0%	25,1%	25,1%	9,6%			
Taminango, Narino-Est. Taminango (1861 m s.n.m.)						1,5%	24,1%	26,3%	26,3%	21,4%	0,3%			
Samaniego, Narino-Est. Tanama (711 m s.n.m.)						6,8%	21,7%	21,7%	21,7%	21,4%	5,8%	0,6%		
Chachagüí, Narino-Est. Apto Antonio Narin (1873 m s.n.m.)						13,6%	21,8%	21,8%	21,8%	20,2%	0,7%			
Pasto, Narino-Est. Obonuco (2871 m s.n.m.)						11,4%	24,4%	24,4%	24,4%	15,3%	0,1%			
Puerres, Narino-Est. Monopamba (1718 m s.n.m.)						2,6%	18,6%	24,0%	24,0%	11,8%				
Barbacoa, Narino-Est. Barbacoas (32 m s.n.m.)							3,9%	23,3%	24,2%	24,2%	21,2%	3,9%		
Abrego, Norte Santander-Est. Abrego Centro Admo (1430 m s.n.m.)					0,2%	7,4%	21,9%	21,9%	21,9%	21,9%	7,4%			
La Playa, Norte Santander-Est. Playa La (1500 m s.n.m.)						3,2%	22,0%	23,3%	23,3%	22,9%	5,2%			
Cachira, Norte Santander-Est. Esc Agr Cachira (1882 m s.n.m.)						1,8%	14,9%	24,3%	24,3%	24,3%	10,3%			
Silos, Norte Santander-Est. Silos (2765 m s.n.m.)						14,1%	22,7%	22,7%	22,7%	16,0%	0,9%			
Tibu, Norte Santander-Est. Petrolea (62 m s.n.m.)						1,6%	20,7%	21,9%	21,9%	21,9%	12,7%			
El Zulia, Norte Santander-Est. Risaralda (90 m s.n.m.)							19,5%	23,4%	23,4%	23,4%	14,2%			
Cucuta, Norte Santander-Est. Apto Camilo Daza (230 m s.n.m.)							10,6%	22,2%	22,2%	22,2%	19,9%	3,0%		
Pampolona, Norte Santander-Est. Iser Pampolona (2340 m s.n.m.)			0,3%	0,8%	21,2%	23,0%	23,3%	19,1%	0,7%					
Cucuta, Norte Santander-Est. Sta Isabel (90 m s.n.m.)						0,9%	20,0%	22,2%	22,2%	22,2%	12,6%			
Ragorvalia, Norte Santander-Est. Esperanza La (1760 m s.n.m.)					0,2%	12,0%	24,3%	24,0%	24,0%	14,0%	0,1%			
Cucuta, Norte Santander-Est. Ciénaga-Villa Olga (100 m s.n.m.)						1,6%	17,8%	22,7%	22,7%	22,7%	12,5%			
Teorama, Norte Santander-Est. Teorama (1160 m s.n.m.)						14,2%	27,0%	27,0%	26,9%	3,9%				
Cucuta, Norte Santander-Est. Carmen de Tonchala (285 m s.n.m.)						1,4%	18,7%	22,0%	22,0%	22,0%	14,0%			
Sardinata, Norte Santander-Est. Sardinata (320 m s.n.m.)						0,2%	16,2%	22,5%	22,5%	22,5%	15,7%			
Salazar, Norte Santander-Est. Francisco Romero (1000 m s.n.m.)						7,4%	25,0%	25,4%	25,0%	15,1%				
Salazar, Norte Santander-Est. Salazar (860 m s.n.m.)						5,2%	25,7%	26,0%	26,0%	15,9%	1,2%			
Chinacota, Norte Santander-Est. Blonay (1235 m s.n.m.)					0,7%	16,2%	24,6%	24,6%	24,6%	9,3%				
El Tarra, Norte Santander-Est. Tarra El (180 m s.n.m.)						0,4%	18,8%	25,2%	25,2%	25,1%	4,8%			
Tibu, Norte Santander-Est. Tibu (50 m s.n.m.)							14,7%	18,7%	22,0%	22,0%	22,0%	18,0%	0,2%	
Leguizamó, Putumayo-Est. Tabaja La (63 m s.n.m.)						2,3%	20,1%	25,1%	25,1%	21,0%	4,6%			
Villagarzón, Putumayo-Est. Villagarzón (405 m s.n.m.)						2,0%	23,8%	25,4%	25,0%	20,8%	1,2%			
Colón, Putumayo-Est. Michoacán (2118 m s.n.m.)						11,1%	20,4%	20,4%	20,4%	19,0%	7,1%	0,8%		

Tabla 20. Rangos de temperatura del aire ambiental en Colombia (continuación).

ESTACIÓN DE MEDICIÓN	Temperatura del aire (°C)													
	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
Armenia, Quindío-Est. Sena El (1550 m s.n.m.)						22,6%	28,4%	28,4%	20,2%	0,4%				
Calarca, Quindío-Est. Bella La (1450 m s.n.m.)						15,8%	25,9%	25,9%	25,0%	6,8%				
Buenavista, Quindío-Est. Paraguaycito (1250 m s.n.m.)						10,7%	24,3%	24,3%	24,3%	16,3%				
Pereira, Risaralda-Est. Biohemía La (990 m s.n.m.)						9,9%	21,7%	21,7%	21,7%	20,2%	4,8%			
Guacata, Risaralda-Est. Bellavista (2024 m s.n.m.)					6,6%	25,6%	25,7%	25,7%	15,0%	1,6%				
Santuario, Risaralda-Est. Camella La (1670 m s.n.m.)						20,1%	27,0%	27,0%	24,3%	1,7%				
Pereira, Risaralda-Est. Apto Matecana (1367 m s.n.m.)						18,6%	20,0%	20,0%	20,0%	18,2%	3,3%			
Pereira, Risaralda-Est. Cedral El (2120 m s.n.m.)						12,3%	20,1%	20,1%	20,1%	0,6%				
Santa Rosa de Cabal, Risaralda-Est. Jazmín El (1600 m s.n.m.)						0,4%	20,7%	20,7%	20,7%	24,2%	1,0%			
Santa Rosa de Cabal, Risaralda-Est. Venecuz (1770 m s.n.m.)					1,8%	11,2%	23,0%	23,0%	23,0%	15,0%				
Pueblo Rico, Risaralda-Est. Pueblo Rico (919 m s.n.m.)						22,2%	22,2%	22,2%	22,2%	17,0%				
Providencia, San Andrés y Pr-Est. Apto El Embrujo (11 m s.n.m.)						3,2%	11,7%	11,7%	11,7%	23,0%	0,1%			
San Andrés, San Andrés y Pr-Est. Apto Sesquicentena (1 m s.n.m.)						0,1%	8,0%	11,4%	11,4%	23,0%	0,2%			
Landazuri, Santander-Est. Landazuri (1085 m s.n.m.)						5,9%	21,1%	23,3%	23,3%	23,3%	3,3%			
Surata, Santander-Est. Cachiri (1850 m s.n.m.)						15,3%	23,2%	23,2%	23,2%	15,0%				
Puerto Parra, Santander-Est. Carare (168 m s.n.m.)							5,7%	20,1%	20,1%	20,1%	10,1%	10,1%		
Capitanego, Santander-Est. Capitanego (160 m s.n.m.)						0,3%	19,4%	19,4%	19,4%	19,4%	13,0%			
Lebrija, Santander-Est. Apto Palonegro (1189 m s.n.m.)						3,3%	10,3%	10,3%	10,3%	1,6%				
Giron, Santander-Est. Llano Grande (777 m s.n.m.)						5,5%	21,0%	23,1%	23,1%	23,6%	3,8%			
Pinchote, Santander-Est. Cucharo El (975 m s.n.m.)						5,3%	21,2%	21,2%	21,2%	21,2%	9,6%			
Tona, Santander-Est. Berlin (3214 m s.n.m.)	0,3%	8,0%	16,6%	20,5%	20,5%	20,5%	13,1%	0,5%						
Sabana de Torres, Santander-Est. Provincia (172 m s.n.m.)				0,4%	1,2%	2,7%	11,1%	24,8%	24,8%	24,8%	10,1%			
Gambita, Santander-Est. Gambita (900 m s.n.m.)						5,9%	20,4%	20,4%	20,4%	17,7%	0,1%			
Barrancabermeja, Santander-Est. Apto Yanaguas (216 m s.n.m.)							15,1%	21,4%	21,4%	21,4%	18,4%	1,4%		
Barrancabermeja, Santander-Est. Centro El (162 m s.n.m.)							9,4%	25,7%	25,7%	25,7%	13,1%			
Mogotes, Santander-Est. Esc Agr Mogotes (1667 m s.n.m.)			0,3%	15,0%	21,4%	21,4%	21,4%	19,3%	3,3%					
El Carmen de Chucurí, Santander-Est. Carmen El (815 m s.n.m.)						0,4%	23,1%	23,1%	23,1%	13,4%				
Charalá, Santander-Est. Charalá (1950 m s.n.m.)						3,0%	21,2%	21,2%	21,2%	19,3%	0,1%			
Albania, Santander-Est. Albania (1690 m s.n.m.)						24,4%	27,7%	27,7%	27,7%	21,2%				
Puerto Parra, Santander-Est. Campo Cajote (180 m s.n.m.)						1,0%	10,0%	25,2%	25,2%	25,2%	12,0%			
Velez, Santander-Est. Velez Gja (2170 m s.n.m.)						14,1%	23,0%	23,0%	23,0%	14,2%				
Sabana de Torres, Santander-Est. Villa Leiva (328 m s.n.m.)						0,8%	18,0%	21,5%	21,5%	21,5%	15,3%	0,7%		
Cimitarra, Santander-Est. Cimitarra (300 m s.n.m.)						17,4%	24,1%	24,1%	24,1%	24,0%	10,5%			
Zapatoca, Santander-Est. Zapatoca (1810 m s.n.m.)							25,7%	29,0%	29,0%	16,3%				
Cerrito, Santander-Est. Tinaga Gja (2698 m s.n.m.)	6,1%	24,9%	29,8%	25,1%	17,5%	1,1%								
Puerto Wilkes, Santander-Est. Brisas Hda Las (128 m s.n.m.)						0,6%	14,4%	23,4%	23,4%	23,4%	14,9%			
China, Santander-Est. China (1090 m s.n.m.)					0,5%	13,0%	21,5%	21,5%	21,5%	19,4%	2,8%			
Guadalupe, Santander-Est. Laja La (1400 m s.n.m.)					0,5%	22,6%	25,7%	25,7%	24,0%	1,3%				
Surata, Santander-Est. Vivero Surata (1725 m s.n.m.)					5,2%	24,2%	24,7%	24,7%	20,4%	0,8%				
Bucaramanga, Santander-Est. Univ Ind Santander (1018 m s.n.m.)						2,3%	26,4%	27,3%	27,3%	16,6%				
Coloso, Sucre-Est. Primates (200 m s.n.m.)						1,3%	19,0%	21,2%	21,2%	21,2%	14,4%	1,6%		
San Marcos, Sucre-Est. Apto La Florida (30 m s.n.m.)						10,6%	23,4%	23,4%	23,4%	13,3%				
San Benito Abad, Sucre-Est. San Benito Abad (20 m s.n.m.)						1,0%	18,8%	24,0%	24,0%	24,0%	14,3%			
Malagual, Sucre-Est. Malagual (20 m s.n.m.)						1,4%	16,3%	22,5%	22,5%	22,5%	15,0%			
Corozal, Sucre-Est. Apto Rafael Barvo (166 m s.n.m.)						10,8%	23,0%	23,0%	23,0%	19,5%	0,7%			
Chaparral, Tolima-Est. Demostración Gja (1040 m s.n.m.)						1,8%	23,2%	23,4%	23,4%	22,1%	6,1%			
Chaparral, Tolima-Est. Limón El (1000 m s.n.m.)						2,3%	24,9%	25,0%	25,0%	22,2%	0,6%			
Natagama, Tolima-Est. Anchiqúe (415 m s.n.m.)						1,1%	13,6%	21,6%	21,6%	21,0%	20,5%	1,9%		
Planadas, Tolima-Est. Apto Mariposa (1555 m s.n.m.)					0,2%	19,5%	23,0%	23,0%	23,0%	11,0%	0,2%			
Lilamarcía, Tolima-Est. Lilamarcía (1910 m s.n.m.)					3,9%	28,4%	29,2%	29,2%	18,4%					
Saldana, Tolima-Est. Jabalcon (425 m s.n.m.)						0,4%	12,7%	22,6%	22,6%	22,6%	19,0%	0,2%		
Coyaima, Tolima-Est. Media Luna (485 m s.n.m.)						1,0%	15,0%	21,5%	21,5%	21,5%	19,1%	0,3%		
Ibagué, Tolima-Est. Chapeton (1900 m s.n.m.)						16,8%	27,0%	27,0%	26,2%	3,5%				
Espinah, Tolima-Est. Chicoral (475 m s.n.m.)						16,8%	23,1%	23,1%	23,1%	23,2%	13,5%			
Manriqueza, Tolima-Est. Apto Mariposa (475 m s.n.m.)						0,3%	12,3%	25,2%	25,2%	24,8%	6,0%			
Lerida, Tolima-Est. Quinta La (600 m s.n.m.)	2,0%	3,1%	5,3%	12,4%	20,2%	20,2%	20,2%	20,2%	10,5%					
Villahermosa, Tolima-Est. Villahermosa (2029 m s.n.m.)	2,9%	13,9%	22,3%	22,3%	25,2%	3,6%								
Guamo, Tolima-Est. Guamo (360 m s.n.m.)					0,2%	18,0%	21,2%	21,2%	21,2%	21,2%	18,1%	0,1%		
Flandes, Tolima-Est. Apto Santiago Vila (286 m s.n.m.)						12,9%	22,1%	22,1%	22,1%	19,2%	1,6%			
Honda, Tolima-Est. Esperanza La (222 m s.n.m.)	0,6%	1,1%	1,1%	12,3%	21,8%	21,8%	21,8%	21,8%	19,3%	0,3%				
Espinah, Tolima-Est. Nataima (431 m s.n.m.)						11,0%	24,1%	24,1%	24,1%	16,8%				
Ambalema, Tolima-Est. Salto El (450 m s.n.m.)	0,6%	1,1%	1,1%	9,7%	21,7%	21,7%	21,7%	21,7%	20,7%	2,2%				
Rovira, Tolima-Est. Romancero (2020 m s.n.m.)	1,1%	9,4%	24,0%	24,0%	23,8%	19,8%								
Ibagué, Tolima-Est. Apto Perales (928 m s.n.m.)					1,7%	23,0%	25,0%	25,0%	25,2%	1,0%				
Ibagué, Tolima-Est. Perales Hato Ojía (750 m s.n.m.)	1,5%	2,5%	9,3%	21,2%	21,2%	21,2%	21,2%	19,4%	3,9%					
Dolores, Tolima-Est. Montana La (1260 m s.n.m.)						10,4%	28,4%	28,4%	27,8%	4,9%				
Purificación, Tolima-Est. Lozania (400 m s.n.m.)	0,8%	1,2%	8,3%	19,2%	19,2%	19,2%	19,2%	19,8%	19,8%	11,1%				
Dolores, Tolima-Est. Dolores Hda Madron (1450 m s.n.m.)						15,1%	29,0%	29,0%	29,0%	1,0%				
Santa Isabel, Tolima-Est. Sta Isabel (917 m s.n.m.)	7,0%	10,0%	20,1%	22,1%	6,4%	1,0%								
Libano, Tolima-Est. Trinidad La (1430 m s.n.m.)						14,3%	21,6%	21,6%	22,6%					
Villarrica, Tolima-Est. Luis Bustamante (1610 m s.n.m.)						14,9%	26,1%	26,1%	24,4%					
Ataco, Tolima-Est. Mesa de Pole (500 m s.n.m.)						2,1%	20,1%	21,6%	21,6%	21,6%	12,8%			
Purificación, Tolima-Est. Sta Helena (300 m s.n.m.)						0,2%	15,4%	23,1%	23,1%	23,1%	15,1%			
San Antonio, Tolima-Est. San Antonio Quinta (1500 m s.n.m.)						33,5%	24,7%	24,7%	24,7%	2,7%				
Santa Isabel, Tolima-Est. Sta Isabel (221 m s.n.m.)					0,1%	21,4%	29,9%	19,4%	14,7%	1,4%				
El Cerrito, Valle-Est. Ing Providencia (1100 m s.n.m.)						5,4%	20,0%	19,8%	19,8%	18,2%				
El Cerrito, Valle-Est. Yenerife (2364 m s.n.m.)	13,0%	23,3%	23,3%	23,3%	16,0%	3,5%	0,6%							
Sevilla, Valle-Est. Barragan (3003 m s.n.m.)	13,3%	25,3%	25,3%	24,9%	7,4%	1,0%	1,0%	1,0%	1,0%	1,0%	0,2%			
Buenaventura, Valle-Est. Bajo Calma (94 m s.n.m.)							16,9%	26,3%	26,3%	25,4%	5,1%			
Cali, Valle-Est. Base Aerea M F S (1002 m s.n.m.)						0,5%	19,5%	27,0%	27,0%	24,0%	1,6%			
La Unión, Valle-Est. Cent Admo La Unión (946 m s.n.m.)						6,0%	21,6%	21,6%	21,6%	21,6%	7,8%			
Rotondillo, Valle-Est. Tierrablanca (90 m s.n.m.)						5,1%	23,0%	23,0%	23,0%	23,0%	3,6%			
Cartago, Valle-Est. Zaragoza (900 m s.n.m.)						21,0%	31,1%	31,1%	31,1%	16,0%				
Restrepo, Valle-Est. Julio Fernandez (1360 m s.n.m.)					1,4%	21,9%	24,0%	24,0%	23,5%	5,4%				
Palmaria, Valle-Est. Apto A Bonilla A (989 m s.n.m.)						2,1%	24,0%	24,0%	24,0%	22,0%	2,6%			
Florida, Valle-Est. Cenicaena (1950 m s.n.m.)						2,1%	25,0%	25,7%	25,7%	19,0%	1,6%			
Jamundi, Valle-Est. Potrerito (1010 m s.n.m.)						9,3%	24,4%	24,4%	24,4%	17,2%	0,2%			
Alcala, Valle-Est. Arturo Gomez (1910 m s.n.m.)						13,6%	26,1%	26,1%	26,1%	19,0%				
Sevilla, Valle-Est. Cumbarco (731 m s.n.m.)					13,3%	23,8%	23,8%	23,8%	15,4%					
Sevilla, Valle-Est. Heracio Uribe (1540 m s.n.m.)						16,4%	29,1%	29,1%	29,1%	0,4%				
El Cairo, Valle-Est. Alban (1400 m s.n.m.)					0,3%	19,0%	26,4%	26,4%	26,0%	2,4%				
Argelia, Valle-Est. Argelia El Recreo (1600 m s.n.m.)						16,0%	25,5%	25,5%	25,5%	7,6%				
Cali, Valle-Est. Univ del Valle (1004 m s.n.m.)						6,2%	23,2%	23,2%	23,2%	22,0%	2,2%			
Trujillo, Valle-Est. Manuel M Mallarino (1380 m s.n.m.)						9,9%	29,3%	29,3%	29,3%	5,0%				
Palmaria, Valle-Est. Ing Manuella Paez (1060 m s.n.m.)	0,4%	11,0%	22,2%	22,2%	22,2%	22,2%	22,2%	22,2%	22,2%	15,3%	1,3%			
Buenaventura, Valle-Est. Apto Buenaventura (14 m s.n.m.)							18,0%	25,2%	25,2%	24,8%	6,9%			
Buenaventura, Valle-Est. Colpuertos (10 m s.n.m.)	0,1%	1,3%	1,8%	7,1%	20,3%	20,1%	20,1%	20,1%	20,1%	2,2%				
Bugalagrande, Valle-Est. San Marcos (1065 m s.n.m.)						13,2%	21,8%	21,8%	21,8%	19,2%	2,3%			
Palmaria, Valle-Est. Palmirica (1041 m s.n.m.)	0,8%	10,7%	21,2%	21,2%	21,2%	21,2%	21,2%	21,2%	21,2%	15,1%				
Buenaventura, Valle-Est. Mision La (5 m s.n.m.)							11,4%	29,8%	29,8%	29,8%	3,1%			
Guadalupe de Buga, Valle-Est. Vnculo El (1070 m s.n.m.)						3,8%	24,0%	25,0%	25,0%	21,2%	1,0%			</

De acuerdo al promedio de velocidades anuales (ver figura 102) se puede observar que existen muchas ciudades están dentro del rango de velocidades recomendados por el mismo estándar. Sin embargo, es importante tener en cuenta que la velocidad del aire en los espacios a acondicionar naturalmente no dependen solamente de la velocidad del viento sino que éste se ve influenciado por variables como la distribución alrededor de la construcción o edificio, localización y características de ventanas, puertas y otro tipo de aberturas en paredes y techos y división del espacio interior. Esto significa que si bien pueden tenerse velocidades del viento adecuadas esto no garantiza una ventilación natural conveniente a menos que se realice un buen diseño arquitectónico de la construcción.

**Figura 102 Velocidad media del viento en Colombia.**



Fuente: Atlas de viento y energía eólica de Colombia

Por otra parte, es necesario tener presente que la ventilación también es esencial en la eliminación de los contaminantes del aire generados por los ocupantes y de los muebles y enseres y debe considerarse que no debe favorecer el crecimiento de hongos, microbios y pudrimiento en general. Además debe proporcionarse una cantidad apropiada de aire limpio, seco y sin contaminantes que llegue a las zonas de los ocupantes. Esto significa que si bien el rango de temperatura puede ser favorable para realizar ventilación natural es necesario evaluar también si es necesario instalar un sistema de ventilación que esté de acuerdo a los estándares internacionales sobre renovación del aire (como por ejemplo, *ASHRAE 62.1-Ventilation for Acceptable Indoor Quality*).

La posibilidad de implementar el enfriamiento pasivo empieza por las por las decisiones funcionales y estéticas tomadas acerca de la orientación de la construcción, sombreado solar de las ventanas y el área total de vidrios instalados. Por esto es muy importante que dichas decisiones sean evaluadas y tomadas desde etapas iniciales en el diseño. Algunos aspectos que deben considerarse antes de la toma de dichas decisiones son (de acuerdo a *The ASHRAE Guide for Buildings in Hot and Humid Climates*<sup>56</sup>):

- Sombreado de ventanas: mejora el confort y reduce el brillo. Adicionalmente, para reducir la carga térmica aún más, reducir el porcentaje de brillo y usar vidrio aislante de baja emisividad. Este admite la luz visible pero provee mejor aislamiento contra ganancia de calor convectiva y conductiva y esto excluye energía térmica infrarroja y alta energía ultravioleta. Reduciendo las cargas solares se mejora el confort térmico en tres formas:
  - Las ventanas pasan menos calor radiante a los ocupantes, de modo que su lado caliente no está tan caliente. Los lados de las personas que dan hacia la venta están más confortables.
  - Con reducción de la ganancia de calor a través de las ventanas, hay menos brillo de las ventanas y de las superficies reflectivas interiores del recinto. Reduciendo la fatiga visual y tensión muscular facial también se mejora la percepción de confort.
  - Debido al menor calor radiante que entra al cuarto, se reduce la opción tener que usar un sistema de aire acondicionado.
- Menos vidrios en las fachadas este y oeste significan mejor confort. Cerca al Ecuador en climas cálidos y húmedos como el de Colombia, el sol está más cerca por encima. De modo que en un día completo, llega más calor a través del techo y a través de cualquier venta en las fachadas este u oeste. El efecto negativo del vidrio es más grande en la fachada oeste. Cargas solares directas se acumulan toda la tarde después de que la construcción entera ha sido calentada durante la mañana. De este modo las cargas del vidrio de la fachada oeste se acumulan en la parte superior de la ya elevada carga de la mañana, conduciendo el pico de carga de calor en la construcción a altos niveles. Si desde el principio del diseño arquitectónico se minimiza el área del vidrio en la cara este y especialmente la oeste se mejorará el confort térmico. Cuando las ventanas deben quedar hacia el este o el oeste, se deberá

---

<sup>56</sup> LSTIBUREK, Joseph. *The ASHRAE Guide for Buildings in Hot & Humid Climates*. 2a ed. Atlanta, GA-USA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2009. 316 p.

planear sombreado de ventanas y vidrios aislantes de baja emisividad para reducir el brillo y la carga de calor tanto como sea posible.

- El confort es inalcanzable por enfriamiento pasivo e incluso con sistemas con aire acondicionado cuando la construcción es una “caja de vidrio”. Los vidrios modernos puede ser, desde un punto de vista térmico, ligeramente mejores que los vidrios viejos, pero todavía conducen cinco veces más calor solar que una pared sólida bien aislada. También, una pared sólida no transmite cualquier calor de la radiación solar, mientras que aún con muy costosos vidrios y sus marcos se transmite entre 30 y 70% de la radiación solar hacia el interior del edificio que se vuelven carga de calor.

En el caso de PCM la implementación puede hacerse desde dos aspectos técnicos: el primero, con el PCM micro-encapsulado en láminas tipo panel cartón-yeso y mezclas de cemento y arena utilizados en paredes y techos y en mezclas de concreto con uso en paredes y pisos. El segundo, con el PCM macro-encapsulado en contenedores que pueden utilizarse en paredes, techos y pisos.

En Colombia se utilizan una gran cantidad de materiales en la construcción de paredes y techos que van desde madera (cedro, pino, eucalipto, cuangare, sajo, sande, sativo, abarco, caracolí, etc. e incluso guadua), concreto, ladrillo, bloque, cemento, panel-yeso y hasta materiales sintéticos. Aunque existe un sinnúmero de configuraciones en que estos materiales pueden estar dispuestos, una pared típica en los centros urbanos puede está construida, desde el exterior al interior, por una capa de pintura (generalmente vinílica) seguida por una capa de cemento, bloque, ladrillo o concreto y luego nuevamente cemento, una capa de estuco y una película de pintura (también vinílica). Teniendo esto en cuenta a continuación se presentan los resultados de la estimación de la resistencia térmica por unidad de área de una pared, techo y piso de una construcción típica urbana colombiana y las posibles configuraciones empleando PCM. Al final se muestran los resultados también para una pared “ideal o perfecta” propuesta por *ASHRAE*<sup>57</sup> y *Building Science Corporation*<sup>58</sup>:

En estos cálculos los datos fueron obtenidos de *ASHRAE Handbook 2009, Fundamentals, Chapter F26*<sup>59</sup>, de los datos de los fabricantes de productos o de la tablas de propiedades preparada por el Prof. Luis Rosales<sup>60</sup>. Para el interior se considera un acabado con pintura blanca, aunque no se estima una resistencia térmica para esta capa teniendo en cuenta su poco espesor (del orden de 0.1 mm). Para el exterior se toma como acabado final el que proporciona superficies como el ladrillo o una capa de pintura sobre cemento. Los espesores y configuraciones se tomaron en base a prácticas conocidas y literatura disponible. Los valores de resistencia térmica por unidad de área se tomaron directamente de las referencias mencionadas (como el caso de la correspondiente a la convección que se tomó de la tabla 1 del *ASHRAE Handbook 2009*,

---

<sup>57</sup> LSTIBUREK, Joseph. Elements of a Perfect Wall. *En*: The ASHRAE Guide for Buildings in Hot & Humid Climates. 2a ed. Atlanta, GA-USA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2009. p.116-121.

<sup>58</sup> LSTIBUREK, Joseph. Insight The Perfect Wall [online]. Building Science Corporation. Disponible en: <http://www.buildingscience.com/documents/insights/bsi-001-the-perfect-wall>.

<sup>59</sup> AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING. ASHRAE Handbook-Fundamentals, 2009 [CD-ROM].

<sup>60</sup> ROSALES, Luis. Propiedades de materiales y cerramientos [online]. Disponible en: <http://red.fau.ucv.ve:8080/static/fisica/files/propiedades%20materiales.pdf>

*Fundamentals, Chapter F26*) o se calcularon, para cada material, a partir de la fórmula  $R\text{-valor}=L/k$  en donde  $L$  es espesor del material considerado y  $k$  su conductividad térmica. Para el aire se tomaron las propiedades de gas ideal a presión atmosférica y una temperatura de 27°C.

Para la barrera contra agua, aire y retardador de vapor se asumió las propiedades del polietileno teniendo en cuenta que muchos de estos materiales disponibles en el mercado son una combinación de lámina de este material con materiales bituminosos con espesores de 1 a 2 mm; además el polietileno presenta la mayor resistencia térmica entre estos materiales.

Para el concreto se tomaron las propiedades para el concreto armado con densidad de 2400 kg/m<sup>3</sup>. Para la madera se tomaron las propiedades de las maderas livianas como el cedro y el pino. Para el recebo, que es una mezcla de arena y piedra fina, se tomaron las propiedades de la arena en general debido a la carencia de datos técnicos sobre el tema.

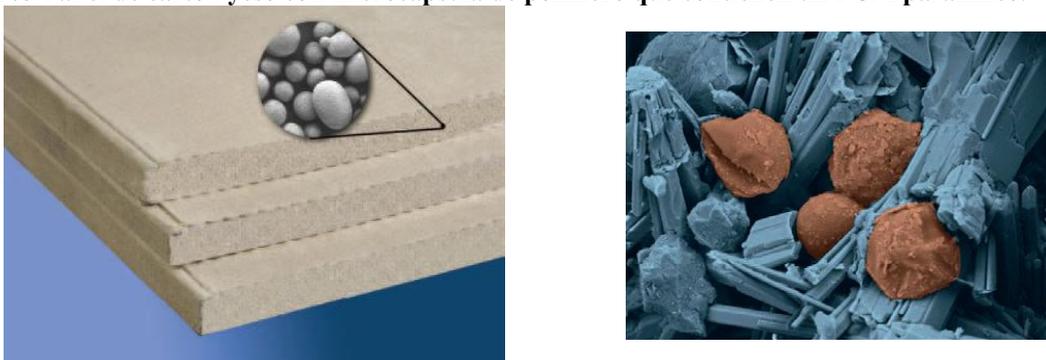
Los valores de resistencia térmica del suelo se obtuvieron del libro de transferencia de calor de Cengel<sup>61</sup>, tabla 14.b.

Para el valor total de la resistencia térmica por unidad de área se utilizó la fórmula  $\sum L_i/k_i A_i = \sum R\text{-valor}_i/x_i A_{total} = R\text{-valor}_{total}/A_{total}$  en donde  $R\text{-valor}$  es la resistencia térmica por unidad de área de la sección  $i$ ,  $A_i$  es el área efectiva para la cual se calculó el  $R\text{-valor}_i$ ,  $x_i$  es el porcentaje de esta área con respecto al área total y  $R\text{-valor}_{total}$  y  $A_{total}$  son los valores totales de la resistencia térmica por unidad de área y área respectivamente.

- **Implementación de PCM micro-encapsulado en paredes, techos y pisos.**
  - **En panel de cartón-yeso**

En el cálculo se utilizó la información disponible en la página de interne de Micronal PCM gypsum wallboard 26 (<http://www.micronal.de>) que contiene, además de la mezcla de yeso, una serie de esferas de polímero acrílico con un tipo de cera parafínica. No tiene ninguna diferencia adicional a la instalación de un panel de cartón yeso convencional. En la figura 103 se muestra la configuración de este tipo de panel.

**Figura 103 Panel de cartón yeso con microcápsula de polímero que contienen un PCM parafínico.**



**Fuente: Micronal, disponible en: <http://www.micronal.de>.**

<sup>61</sup> CENGEL, Yunus. Heat and Mass Transfer. Boston, Massachusetts-USA: McGraw-Hill, 2010.



En la figura 104 se puede observa la presentación del PCM.

**Figura 104 Presentación del PCM Micronal: a. En polvo. b. Como dispersión en agua.**

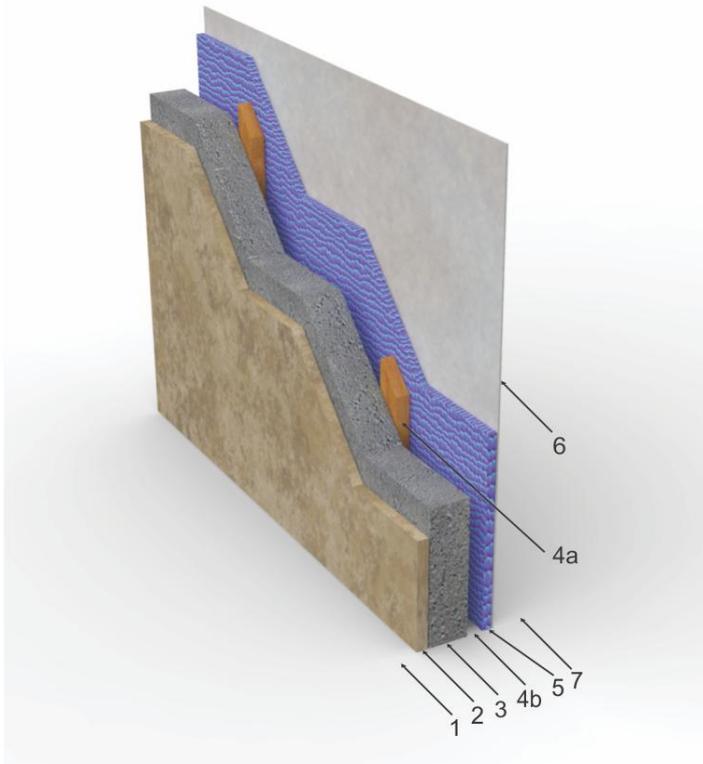


Fuente: Micronal, disponible en: <http://www.micronal.de>.

En pared (figura 105):

**Figura 105 Aplicación de un PCM micro-encapsulado en un panel cartón-yeso en pared.**

Capa	Descripción	Espesor mm	Sin listón de madera		Con listón de madera	
			Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
1	Superficie exterior, aire a 3.4 m/s		0,044	0,044	0,044	0,044
2	Capa de mezcla de cemento arena	10	0,011	0,011	0,011	0,011
3	Concreto	70	0,039	0,039	0,039	0,039
4a	Listón de madera	25			0,179	0,179
4b	Espacio de aire	25	0,962			
5	Micronal® PCM gypsum wallboard 26	15	0,112		0,112	0,112
6	Capa de estuco	3	0,010	0,010	0,010	0,010
7	Superficie interior, aire quieto		0,120	0,120	0,120	0,120
	<b>Total</b>	<b>123</b>	<b>1,298</b>		<b>0,515</b>	

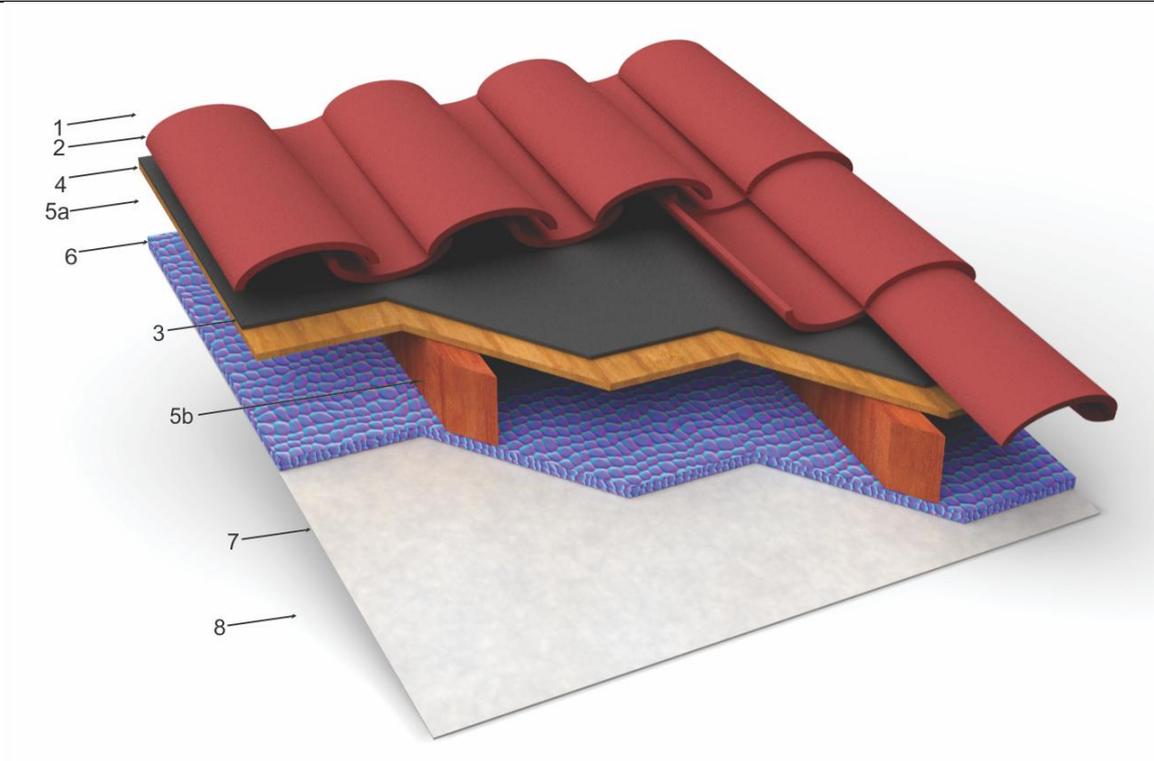


Sin listón de madera		Con listón de madera		Resistencia térmica Total <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Area efectiva %	Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Area efectiva %	
1,298	0,9	0,515	0,1	6,592

En techo (figura 106):

**Figura 106** Aplicación de un PCM micro-encapsulado en un panel cartón-yeso en techo.

Capa	Descripción	Espesor mm	Sin listón de madera Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Con listón de madera Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
1	Superficie exterior, aire a 3.4 m/s		0,044	0,044
2	Teja de arcilla	50	0,060	0,060
3	Tela de asfalto	5	0,010	0,010
4	Lámina de madera	10	0,071	0,071
5a	Espacio de aire	100	3,846	
5b	Listón de madera	100		0,714
6	Micronal® PCM gypsum wallboard 26	15	0,112	0,112
7	Capa de estuco	3	0,010	0,010
8	Superficie interior, aire quieto		0,160	0,160
	<b>Total</b>	<b>183</b>	<b>4,313</b>	<b>1,181</b>



Sin listón de madera		Con listón de madera		Resistencia térmica
Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Área efectiva %	Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Área efectiva %	Total <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
4,313	0,9	1,181	0,1	16,602

○ **En concreto**

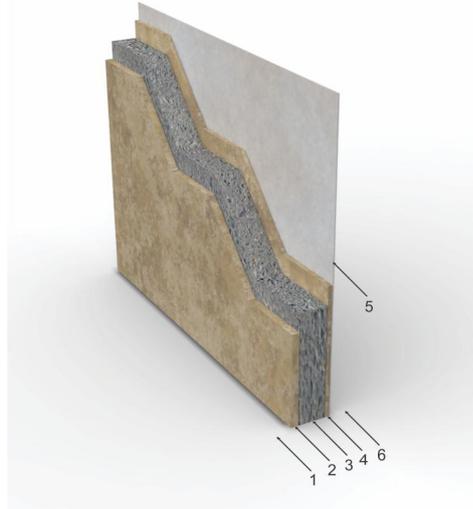
Para la conductividad térmica de una mezcla de concreto con un PCM se tomaron como base los resultados reportados en el trabajo desarrollado por A.G. Entrop, H.J.H. Brouwers y A.H.M.E. Reinders<sup>62</sup>.

En pared (figura 107):

<sup>62</sup> ENTROP, A. G.; BROUWERS, H. J. H. y REINDERS, A. H. M. E. Experimental research on the use of micro-encapsulated Phase Change Materials to store solar energy in concrete floors and to save energy in Dutch houses. En: Solar Energy. Mayo, 2011. vol. 85, no. 5, p. 1007-1020.

**Figura 107 Aplicación de un PCM micro-encapsulado en concreto en pared.**

Capa	Descripción	Espesor mm	Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
1	Superficie exterior, aire a 3.4 m/s		0,044
2	Capa de mezcla de cemento arena	10	0,011
3	Concreto con Micronal DS 5008 X	70	0,033
4	Capa de mezcla de cemento arena	10	0,011
5	Capa de estuco	3	0,010
6	Superficie interior, aire quieto		0,120
<b>Total</b>		<b>93</b>	<b>0,229</b>

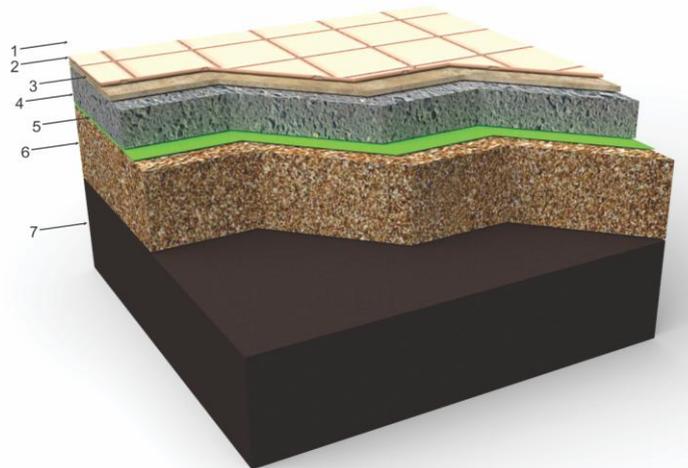


Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Area efectiva %	Resistencia térmica Total <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
0,229	1	0,229

En piso (figura 108):

**Figura 108 Aplicación de un PCM micro-encapsulado en concreto en piso**

Capa	Descripción	Espesor mm	Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
1	Superficie superior, aire quieto		0,160
2	Baldosa de pizarra	7	0,009
3	Capa de mezcla de cemento arena	10	0,011
4	Concreto con Micronal DS 5008 X	70	0,033
5	Película de polietileno	1,8	0,005
6	Recebo	150	0,214
7	Suelo		6,670
<b>Total</b>		<b>238,8</b>	<b>7,102</b>



Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Area efectiva %	Resistencia térmica Total <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
7,102	1	7,102

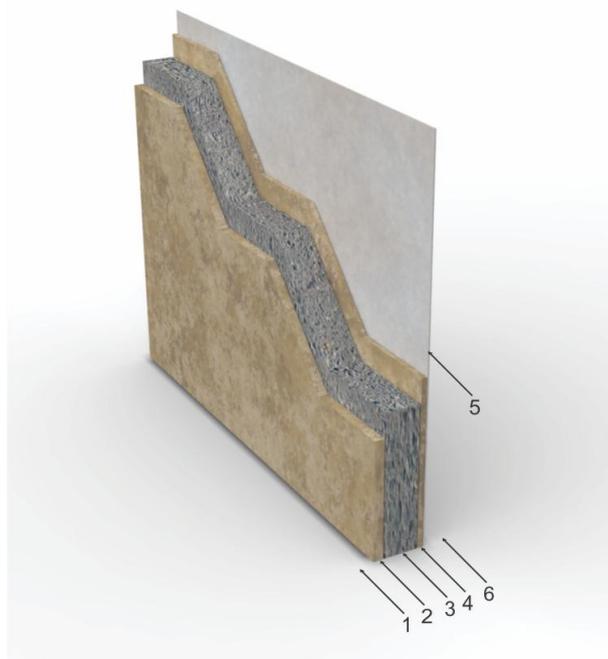
○ **En mezcla de cemento-arena**

Es una mezcla de cemento y arena pero que contiene microcápsulas del Micronal DS 5008 (una parafina de polimetil metacrilato). Para esto el valor de la conductividad térmica reportada en el trabajo desarrollado por A. Vaz, M. Azenha, H. de Sousa y A. Samagaio<sup>63</sup>

En pared (figura 109):

**Figura 109** Aplicación de un PCM micro-encapsulado en mezcla cemento-área en pared.

Capa	Descripción	Espesor mm	Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
1	Superficie exterior, aire a 3.4 m/s		0,044
2	Capa de mezcla de cemento arena	10	0,011
3	Concreto	70	0,039
4	Mezcla de cemento-arena con Micronal DS 5008	10	0,034
5	Capa de estuco	3	0,010
6	Superficie interior, aire quieto		0,120
<b>Total</b>		<b>93</b>	<b>0,258</b>



Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Area efectiva %	Resistencia térmica Total <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
0,258	1	0,258

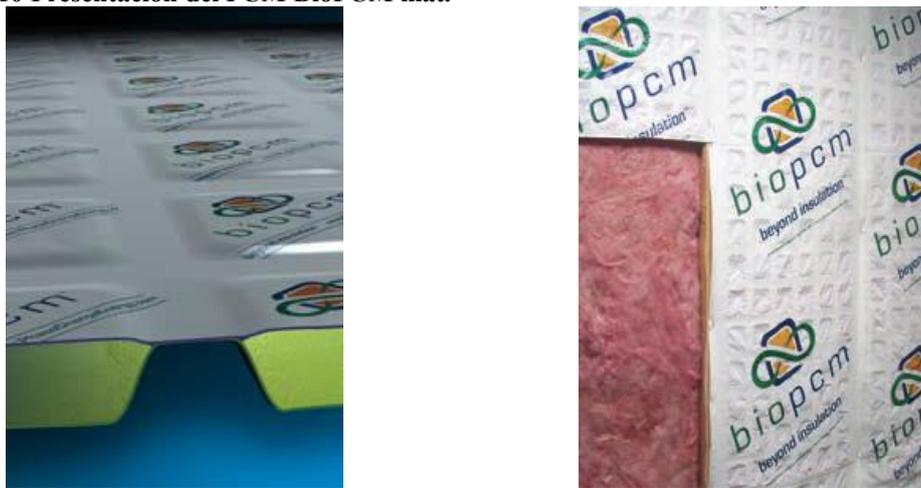
En los ejemplos mostrados se utilizó Micronal DS 5008 teniendo en cuenta que las investigaciones disponibles utilizan este material, el cual tiene una temperatura de cambio de fase de 26°C. Sin embargo, BASF recomienda utilizar en su remplazo la referencia Micronal DS 5000 (26°C) el cual puede suministra en una suspensión de 43% de sólido en agua o también en polvo. Otra recomendación de BASF es que es preferible utilizar el producto en recubrimientos como mezclas de arena-cemento porque es mayor su conductividad térmica (que coincide con el cálculo realizado anteriormente) y ha proporcionado mejores resultados que con respecto al concreto.

<sup>63</sup> VAZ SÁ, Ana, et al. Thermal enhancement of plastering mortars with Phase Change Materials: Experimental and numerical approach. En: Energy and Buildings. Marzo, 2012. En proceso.

- **Implementación de PCMs macro-encapsulado en paredes, techos y pisos.**

Para este cálculo se utilizó el valor de conductividad térmica reportado para un lámina de *BioPCM mat* en el trabajo desarrollado por K. Muruganatham<sup>64</sup>. No es una lámina continua sino que está constituida por 60 bloques cuadrados de 1.3×1.3” distribuidos en 6 columnas y 10 filas dentro de un rectángulo de 16 a 24” (ver figura 110). De acuerdo al fabricante (*Phase Change Energy Solutions*, <http://www.phasechangeenergy.com>) con la implementación de estas láminas pueden lograrse ahorros energéticos de hasta el 25 y 30%. El material con el que se encuentra encapsulado el PCM es tipo polimérico, retardante de llama. Las láminas pueden instalarse fácilmente mediante grapas. En la figura 111 puede observarse un ejemplo de aplicación en paredes y techos de las láminas de *BioPCM mat*.

**Figura 110 Presentación del PCM BioPCM mat.**



Fuente: Phase Change Energy Solutions, disponible en: <http://www.phasechangeenergy.com>

**Figura 111 Aplicación de láminas de BioPCM mat en paredes y techos.**



<sup>64</sup> MURUGANANTHAM, Karthik, et al. Experimental investigation of a bio-based phase-change material to improve building energy performance. *En: 4<sup>th</sup> International Conference on Energy Sustainability* (4: 17-22, mayo 2010: Phoenix, Arizona, USA). *Proceedings of ASME 2010 4<sup>th</sup> International Conference on Energy Sustainability*. p. 1-6.

**Figura 111 Aplicación de láminas de BioPCM mat en paredes y techos (continuación).**

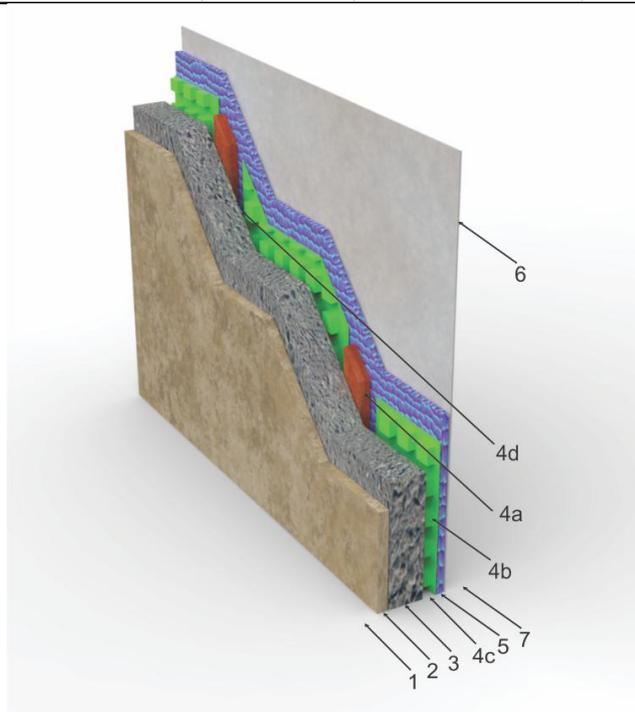


Fuente: Disponible en: <https://sites.google.com/site/trekhauspdx/home/building-progress/building-progress-4-september-2011>

En pared (figura 112):

**Figura 112 Aplicación de un PCM macro-encapsulado en pared.**

Capa	Descripción	Espesor mm	Sin listón ni PCM Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·°K/W	Con listón de madera Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·°K/W	Con PCM Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·°K/W
1	Superficie exterior, aire a 3.4 m/s		0,044	0,044	0,044
2	Capa de mezcla de cemento arena	10	0,011	0,011	0,011
3	Concreto	70	0,039	0,039	0,039
4a	Listón de madera	25		0,179	
4b	Lámina de BioPCM mat	15			0,075
4c	Espacio de aire	10			0,385
4d	Espacio de aire	25	0,962		
5	Panel de cartón yeso	12,7	0,079	0,079	0,079
6	Capa de estuco	3	0,010	0,010	0,010
7	Superficie interior, aire quieto		0,120	0,120	0,120
	<b>Total</b>	<b>120,7</b>	<b>1,265</b>	<b>0,482</b>	<b>0,763</b>

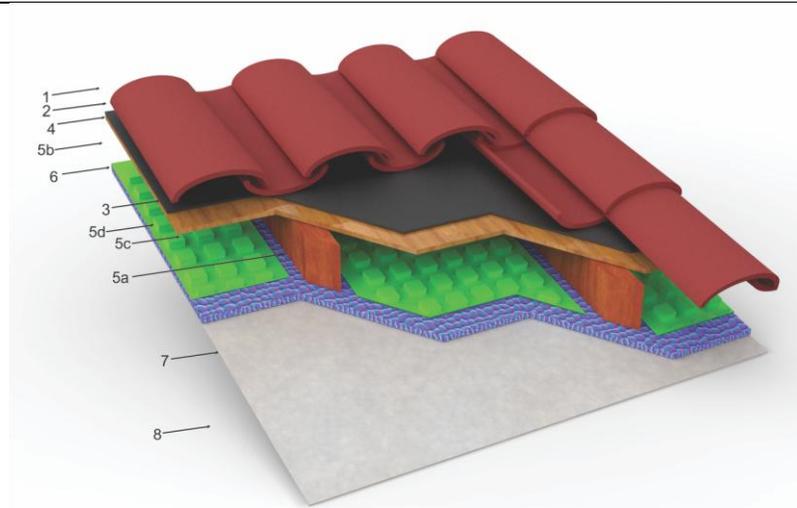


Sin listón ni PCM		Con listón de madera		Con PCM		Resistencia térmica
Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·°K/W	Area efectiva %	Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·°K/W	Area efectiva %	Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·°K/W	Area efectiva %	Total <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·°K/W
1,265	0,687	0,482	0,1	0,763	0,213	10,243

En techo (figura 113):

**Figura 113 Aplicación de un PCM macro-encapsulado en techo.**

Capa	Descripción	Espesor mm	Sin listón ni PCM	Con listón de madera	Con PCM
			Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
1	Superficie exterior, aire a 3.4 m/s		0,044	0,044	0,044
2	Teja de arcilla	50	0,060	0,060	0,060
3	Tela de asfalto	5	0,010	0,010	0,010
4	Lámina de madera	10	0,071	0,071	0,071
5a	Listón de madera	100		0,714	
5b	Espacio de aire	100	3,846		
5c	Espacio de aire	85			3,269
5d	Lámina de BioPCM mat	15			0,075
6	Panel de cartón yeso	12,7	0,079	0,079	0,079
7	Capa de estuco	3	0,010	0,010	0,010
8	Superficie interior, aire quieto		0,160	0,160	0,160
	<b>Total</b>	<b>180,7</b>	<b>4,280</b>	<b>1,148</b>	<b>3,778</b>



Sin listón ni PCM		Con listón de madera		Con PCM		Resistencia térmica Total
Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Area efectiva %	Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Area efectiva %	Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Area efectiva %	<i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
4,280	0,687	1,148	0,1	3,778	0,213	35,447

Tanto en la pared como el techo la conductividad térmica podría mejorarse notablemente si obvia el uso del panel yeso y se deja la lámina de BioPCM mat directamente hacia el interior. De hecho esta es la recomendación de instalación del fabricante. Sin embargo, el problema potencial es la posibilidad de perforaciones y fugas del material y deberá tenerse en cuenta en su uso.

En piso con Delta-Cool 21:

Este PCM es un hidrato de sal. En aplicaciones para pisos (ver figura 114) se ha implementado en contenedores de polipropileno de 15 mm como en el proyecto desarrollado *The North House*<sup>65</sup> dirigido por la Universidad de Waterloo. El PCM fundía a 24°C y solidificaba a 22°C. Se instaló un total de 62.1 m<sup>2</sup> de paneles de PCM bajo el piso terminado de madera. Con una capacidad térmica latente de 158 kJ/kg, los paneles tenían una capacidad de almacenamiento aproximada de 62.6 kW·h. De acuerdo con los resultados del estudio se podían obtener una reducción en el consumo de energía desde aproximadamente 2800 kW·h/año a menos de 2000kW·h/año con la adición del PCM.

<sup>65</sup> BARHYDT, Lauren. *The North House as Responsive Architecture: Designing for Interaction between Building, Inhabitant, and Environment*. Tesis de Maestría en Arquitectura. Ontario, Canadá: Universidad de Waterloo, 2010. 127 p.

**Figura 114** Aplicación de un PCM macro-encapsulado en pisos.

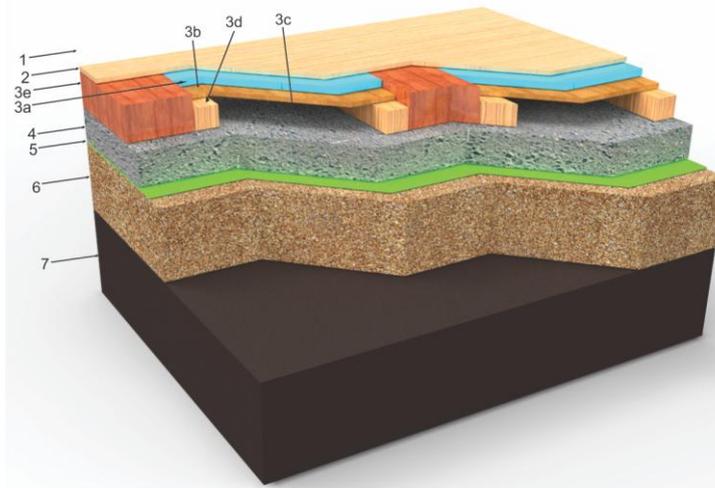


Fuente: Disponible en: <http://www.rvtr.com/files/northhouserresponsiveenvelopeprototyping.pdf>

En piso (figura 115):

**Figura 115** Aplicación de un PCM macro-encapsulado en piso.

Capa	Descripción	Espesor mm	Sin listones soporte	Con listón soporte 50 mm	Con listón soporte 75 mm
			Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
1	Superficie superior, aire quieto		0,160	0,160	0,160
2	Lámina de madera	10	0,071	0,071	0,071
3a	Bolsa de Delta-Cool 21	15	0,027	0,027	0,027
3b	Lámina de madera	10	0,071	0,071	0,071
3c	Espacio de aire	50	1,923		
3d	Listón de madera 50 mm	50		0,357	
3e	Listón de madera 75 mm	75			0,536
4	Concreto	70	0,039	0,039	0,039
5	Película de polietileno	1,8	0,005	0,005	0,005
6	Recebo	150	0,214	0,214	0,214
7	Suelo		6,670	6,670	6,670
	<b>Total</b>	<b>306,8</b>	<b>9,180</b>	<b>7,614</b>	<b>7,695</b>



Sin listones soporte		Con listón soporte 50 mm		Con listón soporte 75 mm		Resistencia térmica
Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Area efectiva %	Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Area efectiva %	Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Area efectiva %	Total <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
9,180	0,52	7,614	0,2	7,695	0,28	83,209

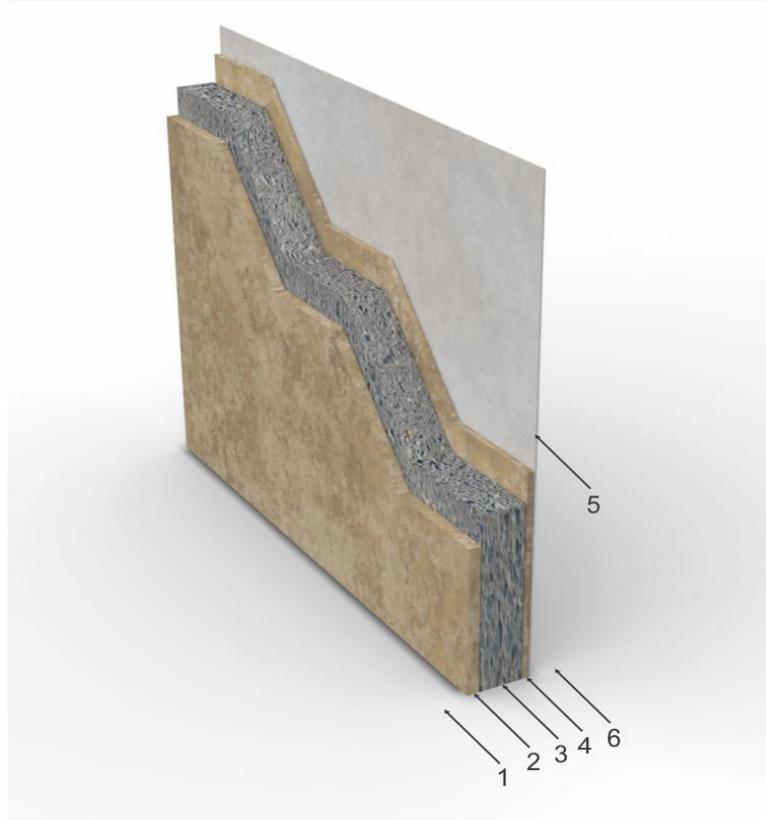


• Configuraciones de construcciones típicas (sin PCM) en Colombia

Pared (figura 116):

**Figura 116 Pared típica en Colombia.**

Capa	Descripción	Espesor mm	Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
1	Superficie exterior, aire a 3.4 m/s		0,044
2	Capa de mezcla de cemento arena	10	0,011
3	Concreto	70	0,039
4	Capa de mezcla de cemento arena	10	0,011
5	Capa de estuco	3	0,010
6	Superficie interior, aire quieto		0,120
<b>Total</b>		<b>93</b>	<b>0,235</b>



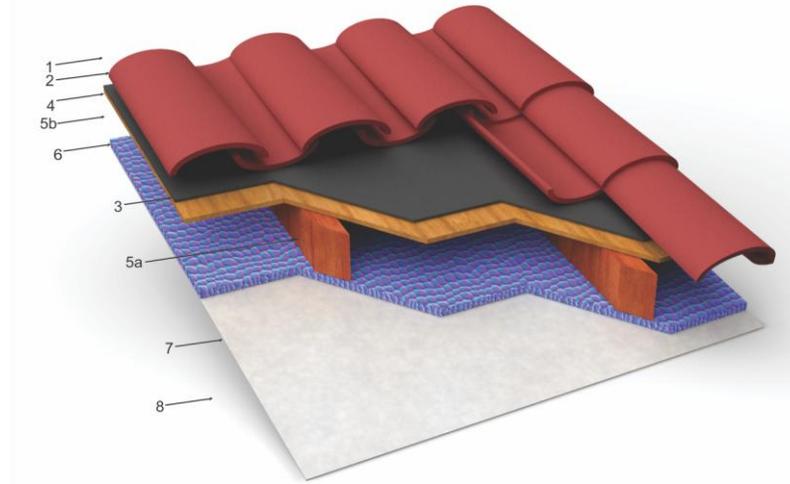
Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Area efectiva %	Resistencia térmica Total <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
0,235	1	0,235

Techo (figura 117):

**Figura 117 Techo típico en Colombia.**

Capa	Descripción	Espesor mm	Sin listón de madera Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Con listón de madera Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
1	Superficie exterior, aire a 3.4 m/s		0,044	0,044
2	Teja de arcilla	50	0,060	0,060
3	Tela de asfalto	5	0,010	0,010
4	Lámina de madera	10	0,071	0,071
5a	Listón de madera	100		0,714
5b	Espacio de aire	100	3,846	
5	Panel de cartón yeso	12,7	0,079	0,079
7	Capa de estuco	3	0,010	0,010
8	Superficie interior, aire quieto		0,160	0,160
<b>Total</b>		<b>180,7</b>	<b>4,280</b>	<b>1,148</b>

**Figura 117 Techo típico en Colombia (continuación).**

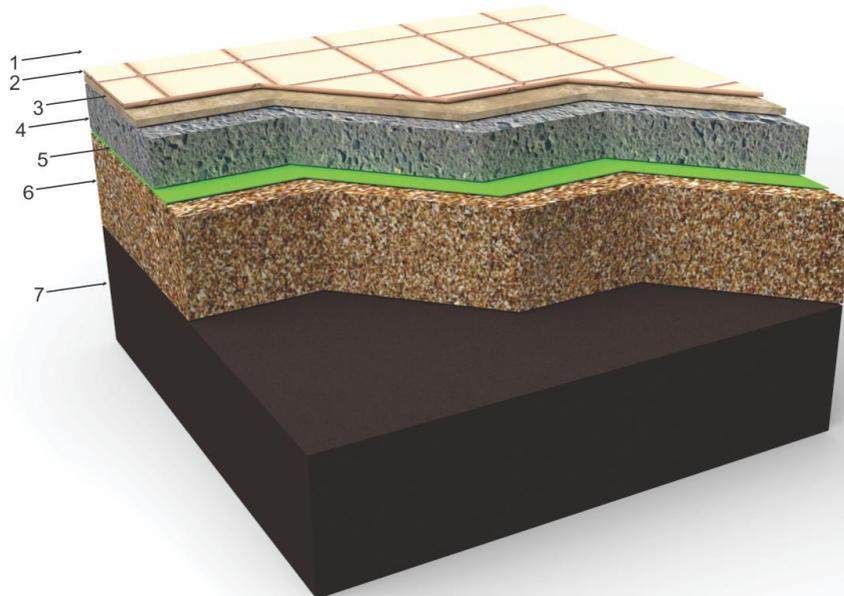


Sin listón de madera		Con listón de madera		Resistencia térmica Total <i>R-valor</i> , m <sup>2</sup> ·K/W
Resistencia térmica <i>R-valor</i> , m <sup>2</sup> ·K/W	Area efectiva %	Resistencia térmica <i>R-valor</i> , m <sup>2</sup> ·K/W	Area efectiva %	
4,280	0,9	1,148	0,1	16,236

Piso (figura 118):

**Figura 118 Piso típico en Colombia.**

Capa	Descripción	Espesor mm	Resistencia térmica <i>R-valor</i> , m <sup>2</sup> ·K/W
1	Superficie superior, aire quieto		0,160
2	Baldosa de pizarra	7	0,009
3	Capa de mezcla de cemento arena	10	0,011
4	Concreto	70	0,039
5	Película de polietileno	1,8	0,005
6	Recebo	150	0,214
7	Suelo		6,670
<b>Total</b>		<b>238,8</b>	<b>7,108</b>



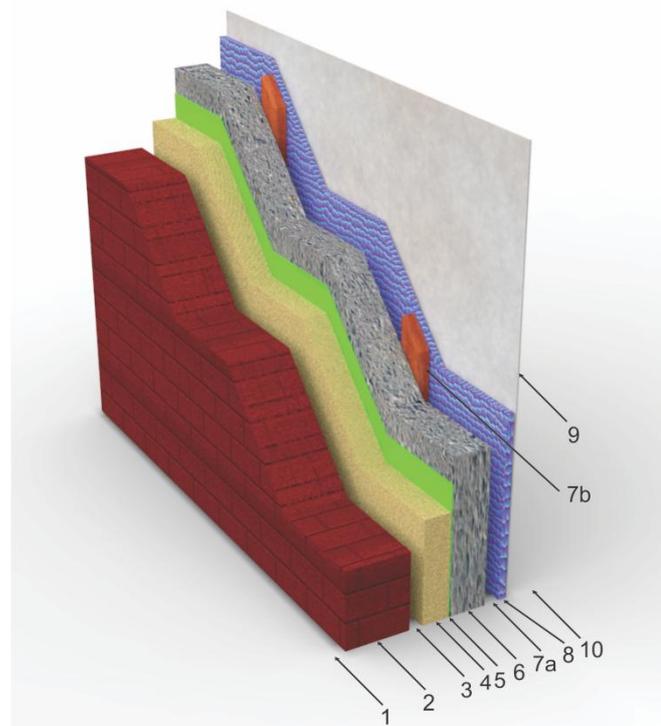
Resistencia térmica <i>R-valor</i> , m <sup>2</sup> ·K/W	Area efectiva %	Resistencia térmica Total <i>R-valor</i> , m <sup>2</sup> ·K/W
7,108	1	7,108

- Recomendación ASHRAE, especialmente para sistemas con aire acondicionado

Pared institucional (figura 119):

**Figura 119 Pared institucional ASHRAE.**

Capa	Descripción	Espesor mm	Sin listón de madera Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Con listón de madera Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
1	Superficie exterior, aire a 3.4 m/s		0,044	0,044
2	Ladrillo macizo	120	0,143	0,143
3	Espacio de aire	25	0,962	0,962
4	Espuma de poliuretano rígida	50	1,667	1,667
5	Barrera contra agua, aire y retardador de vapor	1,5	0,005	0,005
6	Concreto	70	0,039	0,039
7a	Espacio de aire	25	0,962	
7b	Listón de madera	25		0,179
8	Panel de cartón yeso	12,7	0,079	0,079
9	Capa de estuco	3	0,010	0,010
10	Superficie interior, aire quieto		0,120	0,120
<b>Total</b>		<b>307,2</b>	<b>4,031</b>	<b>3,248</b>



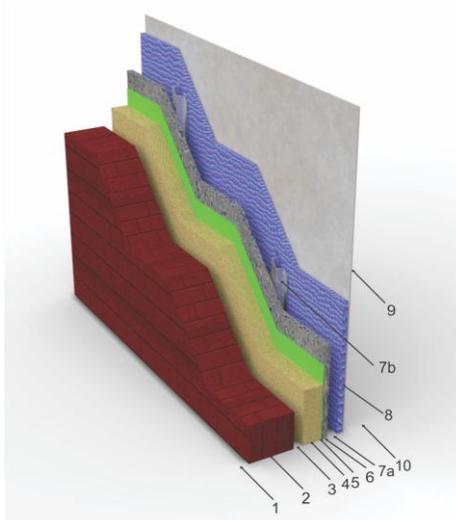
Sin listón de madera		Con listón de madera		Resistencia térmica Total
Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Area efectiva %	Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Area efectiva %	<i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
4,031	0,9	3,248	0,1	36,959

Pared comercial (figura 120):

**Figura 120 Pared comercial ASHRAE.**

Capa	Descripción	Espesor mm	Sin canal de acero Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Con canal de acero Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
1	Superficie exterior, aire a 3.4 m/s		0,044	0,044
2	Ladrillo macizo	120	0,143	0,143
3	Espacio de aire	25	0,962	0,962
4	Espuma de poliuretano rígida	50	1,667	1,667
5	Barrera contra agua, aire y retardador de vapor	1,5	0,005	0,005
6	Panel de fibro cemento	15,9	0,133	0,133
7a	Espacio de aire	25	0,962	
7b	Canal de acero	1,5		0,000
8	Panel de cartón yeso	12,7	0,079	0,079
9	Capa de estuco	3	0,010	0,010
10	Superficie interior, aire quieto		0,120	0,120
<b>Total</b>		<b>253,1</b>	<b>4,125</b>	<b>3,163</b>

**Figura 120 Pared comercial ASHRAE (continuación).**

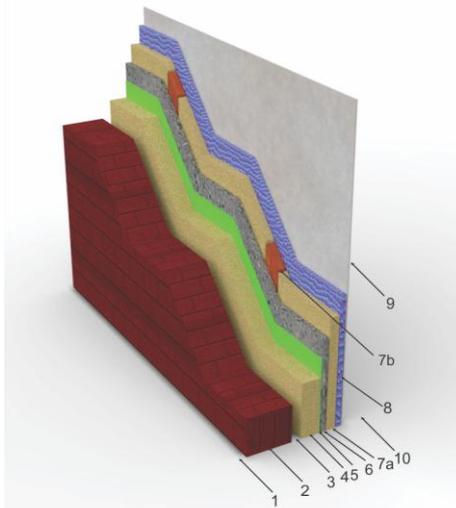


Sin listón de madera		Con canal de acero		Resistencia térmica Total <i>R-valor</i> , m <sup>2</sup> ·K/W
Resistencia térmica <i>R-valor</i> , m <sup>2</sup> ·K/W	Area efectiva %	Resistencia térmica <i>R-valor</i> , m <sup>2</sup> ·K/W	Area efectiva %	
4,125	0,9	3,163	0,1	36,213

Pared residencial (figura 121):

**Figura 121 Pared residencial ASHRAE**

Capa	Descripción	Espesor mm	Sin listón de madera Resistencia térmica <i>R-valor</i> , m <sup>2</sup> ·K/W	Con listón de madera Resistencia térmica <i>R-valor</i> , m <sup>2</sup> ·K/W
1	Superficie exterior, aire a 3.4 m/s		0,044	0,044
2	Ladrillo macizo	120	0,143	0,143
3	Espacio de aire	25	0,962	0,962
4	Espuma de poliuretano rígida	50	1,667	1,667
5	Barrera contra agua, aire y retador de vapor	1,5	0,005	0,005
6	Panel de fibro cemento	15,9	0,133	0,133
7a	Espuma de poliuretano	25	0,833	
7b	Listón de madera	25		0,179
8	Panel de cartón yeso	12,7	0,079	0,079
9	Capa de estuco	3	0,010	0,010
10	Superficie interior, aire quieto		0,120	0,120
<b>Total</b>		<b>253,1</b>	<b>3,996</b>	<b>3,342</b>

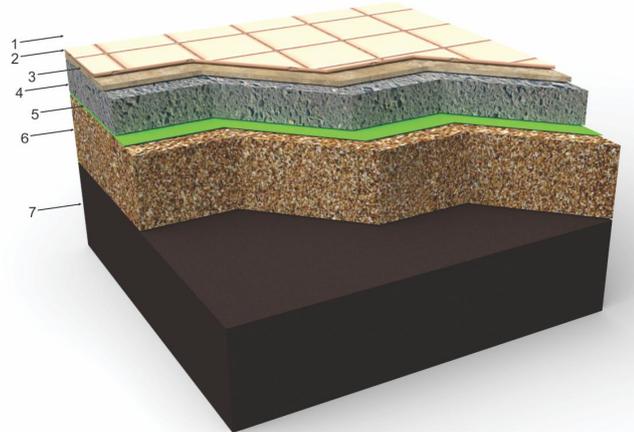


Sin listón de madera		Con listón de madera		Resistencia térmica Total <i>R-valor</i> , m <sup>2</sup> ·K/W
Resistencia térmica <i>R-valor</i> , m <sup>2</sup> ·K/W	Area efectiva %	Resistencia térmica <i>R-valor</i> , m <sup>2</sup> ·K/W	Area efectiva %	
3,996	0,9	3,342	0,1	37,860

Piso (figura 122):

**Figura 122 Piso ASHRAE**

Capa	Descripción	Espesor mm	Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
1	Superficie superior, aire quieto		0,160
2	Baldosa de pizarra	7	0,009
3	Capa de mezcla de cemento arena	10	0,011
4	Concreto	70	0,039
5	Película de polietileno	1,8	0,005
6	Recebo	150	0,214
7	Suelo		6,670
<b>Total</b>		<b>238,8</b>	<b>7,108</b>

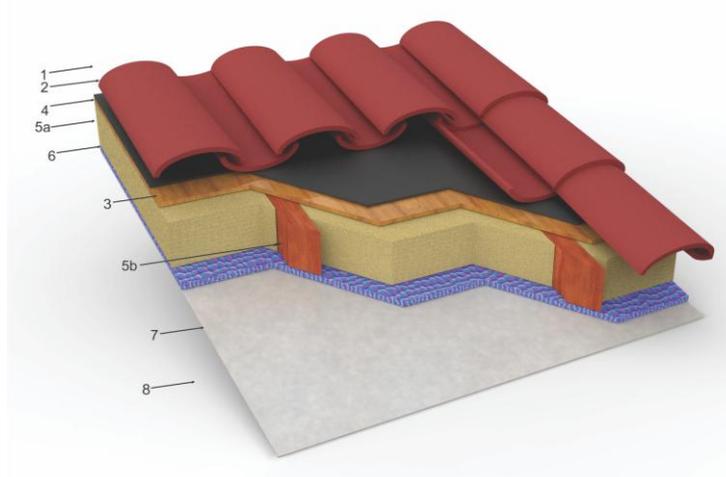


Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Area efectiva %	Resistencia térmica Total <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
7,108	1	7,108

Techo (figura 123):

**Figura 123 Techo ASHRAE**

Capa	Descripción	Espesor mm	Sin listón de madera	Con listón de madera
			Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Resistencia térmica <i>R</i> -valor, m <sup>2</sup> ·K/W
1	Superficie exterior, aire a 3.4 m/s		0,044	0,044
2	Teja de arcilla	50	0,060	0,060
3	Tela de asfalto	5	0,010	0,010
4	Lámina de madera	10	0,071	0,071
5a	Espuma de poliuretano rígida	100	3,333	
5b	Listón de madera	100		0,714
6	Panel de cartón yeso	12,7	0,079	0,079
7	Capa de estuco	3	0,010	0,010
8	Superficie interior, aire quieto		0,160	0,160
<b>Total</b>		<b>180,7</b>	<b>3,767</b>	<b>1,148</b>



**Figura 123 Techo ASHRAE (continuación)**

Sin listón de madera		Con listón de madera		Resistencia térmica Total R-valor, m <sup>2</sup> ·K/W
Resistencia térmica R-valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Área efectiva %	Resistencia térmica R-valor, m <sup>2</sup> ·K/W	Área efectiva %	
3,767	0,9	1,148	0,1	15,666

Las configuraciones presentadas deben considerarse cómo básicas y que de alguna manera facilitan los cálculos. Sin embargo, existen configuraciones con PCM más complejas que en el fondo tiene como objetivo mejorar el mecanismo de transferencia de calor, principalmente convectivo (al mejorar el flujo y área de contacto del aire) y aumentar el volumen de PCM en operación.

A excepción de las aplicaciones de PCM micro-encapsulado en concreto y en mezcla de cemento y arena, las resistencias térmicas por unidad de área de las aplicaciones de PCM en paredes son mucho mayores que con respecto a las típicas. En cuanto a pisos y techos no hay diferencias significativas a excepción de la que utiliza PCM macro-encapsulado (BioPCM mat para el techo y Delta-Cool 21 para el piso).

Las configuraciones “ideales o perfectas” de *ASHRAE* para las paredes presenta los más altos valores de resistencia térmica por unidad de área aunque vale la pena aclarar que estas son pensadas más para aplicaciones con aire acondicionado que para enfriamiento pasivo. Por otra parte hay que considerar que presentan mayor peso y en general suelen ser más costosas (ver capítulo 5).

En la tabla 21 se muestra una estimación del calor latente por unidad de área de pared, techo o piso de las configuraciones mostradas anteriormente realizadas a partir de los datos del fabricante del producto o de los artículos referenciados. Aunque estos valores corresponden a configuraciones particulares puede observarse que el concreto y la mezcla de arena y cemento podrían ser una muy buena alternativa para construcciones nuevas en paredes, techos y pisos. Para paredes y techos en construcciones existentes existe una cierta ventaja del uso de la película con el PCM macro-encapsulado (*BiomatPCM*). Sin embargo, es necesario tener presente que cualquier implementación está condicionada por la geometría en que se coloca el producto y que definen la resistencia térmica del camino que sigue el calor hacia el PCM en la pared, piso o techo y que influye en la velocidad de repuesta del sistema y el real aprovechamiento del calor latente. Como se recordará del capítulo 3, la microencapsulación ofrece una ventaja con respecto a la macroencapsulación en una mayor velocidad de respuesta del sistema. Adicionalmente, la microencapsulación en formas esféricas mejora aún más los tiempos.

**Tabla 21 Estimación de calor latente para paredes, techos y pisos.**

	Calor latente	Cantidad de PCM
	por m <sup>2</sup> de pared o techo o piso KJ/m <sup>2</sup>	por m <sup>2</sup> de pared o techo o piso Kg/m <sup>2</sup>
Micronal® PCM gypsum wallboard 26	330,0	3
Concreto con Micronal DS 5008 X	648,1	6,2
Mezcla de cemento-arena con Micronal DS 5008	292,5	2,9
Película de BiommatPCM mat	616,3	2,8
Delta-cool 21	1856,8	11,7

Por otra parte, en las configuraciones mostradas también influye el flujo y renovación del aire y las propiedades termodinámicas propias del PCM y su envoltura. Los cálculos requeridos para modelar el comportamiento termodinámico y de transferencia de calor de las aplicaciones con PCM son bastante complejos por lo cual generalmente se recurre a herramientas computacionales.

En la misma tabla 21 también se puede ver una estimación en kg de la cantidad de PCM utilizado por unidad de área de pared, techo o piso y que influye en el costo final del producto.

Otro aspecto que debe tenerse en cuenta sobre la utilización de esta tecnología es que el área habitable podría reducirse como puede observarse en algunas de las figuras presentadas.

**5.1.2 Implementación de PCM en sistemas híbridos.** Como se puede deducir del capítulo 4, los sistemas híbridos principalmente son la incorporación de un mecanismo de ventilación forzada en un sistema de enfriamiento pasivo. Esto con el objeto de mejorar los procesos de transferencia de calor convectivo y homogenizar la temperatura del aire interior aunque esto ya significa un consumo energético. Adicionalmente es importante recordar que los sistemas pasivos e híbridos solo tienen posibilidad de modificar la temperatura del aire y de las superficies de los alrededores pero no pueden controlar otros aspectos importantes como purificación del aire. A veces, de una manera indirecta, es posible controlar la humedad relativa.

La primera implementación, y tal vez la más económica, es la utilización de ventiladores, especialmente de techo, en los cuales es importante tener en cuenta las recomendaciones de la *ASHRAE*<sup>66</sup> respecto a su uso en general y especialmente en climas cálidos y húmedos como el nuestro:

- Paredes exteriores herméticas bien aisladas evitan cambios agudos de temperatura. La preocupación más importante es asegurar un moderado espesor del aislamiento, que sea continuo y sin agujeros y espacios. Con respecto a la hermeticidad del aire, no debe haber grandes agujeros o grietas alrededor de penetraciones como las realizadas para tuberías, ventanas a través de paredes y cables eléctricos. Grietas bajo marco de ventanas, donde no son visualmente obvias, son la raíz de muchos problemas de confort y moho.
- Cielos rasos altos y ventiladores personales permiten confort de bajo costo. La tasa de remoción de calor de la piel depende fuertemente de la temperatura del aire pero también de su velocidad de flujo sobre ella. Incluso si el punto de rocío interior llega a ser muy alto, se puede obtener una tasa de remoción de calor a muy bajo costo incrementando la velocidad del aire en vez de reducir la temperatura del aire. Sin embargo, hay que tener precaución de no instalar ventiladores de circulación en cielos rasos bajos debido a que estos, si quedan por debajo de las lámparas, cortarán la iluminación, creando un efecto intermitente incómodo. El efecto es especialmente pronunciado con la tradicional iluminación dirigida hacia abajo vista en las oficinas de edificios. El ventilador deberá ser montado de modo que los álabes estén al

---

<sup>66</sup> LSTIBUREK, Joseph, The ASHRAE Guide for Buildings in Hot & Humid Climates, Op. cit. p. 28-37.

menos a 2.13 m por encima del piso. Para un mejor confort, es mejor una altura de 2.74 a 3 metros. El ventilador no deberá estar tan justamente montado contra el cielo raso que el flujo de aire sea obstruido. Las recomendaciones de los fabricantes parecen sugerir una altura ideal del cielo raso de 3.65 m o más con una altura del álabo del ventilador de 3 m. Como un mínimo, los fabricantes recomiendan una altura de cielo raso de 2.44 m con al menos 2.13 m de altura del álabo.

Un ventilador por recinto por piso significa más confort y sistemas más simples. Grandes sistemas de enfriamiento son más efectivos en proveer confort cuando ellos atienden zonas del mismo piso o de la misma ala de una construcción que tiene aproximadamente idénticos calendarios de ocupación y similares cargas de calor. Cuando los sistemas son forzados para servir pisos distantes con diferentes ocupaciones y diferentes cargas de calor, el confort sufre y la complejidad se eleva, junto con el uso de energía del ventilador. En cambio, sistemas más pequeños y más de ellos, permiten un encuentro más estrecho entre la operación del sistema y cargas locales. Esta aproximación mejora el confort y también reduce el costo de energía de mover grandes cantidades de aire para proveer confort en un pequeño porcentaje de una construcción de otro modo no ocupado.

Los ventiladores son muy comunes en muchas zonas de Colombia por lo cual no es desconocido su uso y por tanto, es perfectamente posible su combinación con los sistemas de enfriamiento pasivo ya discutidos.

Como también se presentó en el capítulo 4, existen otras propuestas de sistemas híbridos que utilizan sistemas de ductos, cielos rasos y unidades de ventilación independientes con incorporación de intercambiadores de calor con PCMs que son completamente utilizables en el país y que proporcionan una mayor confiabilidad en el control de la temperatura interior. Sin embargo, su implementación está sujeta por una parte al presupuesto disponible (son más costosos) y por otra por la posibilidad de ocupar espacios adicionales dentro de la construcción.

## **5.2 ENFRIAMIENTO MECÁNICO**

Como se explicó en el capítulo 4, el enfriamiento mecánico corresponde al tercer enfoque en la forma como debe abordarse el tema de enfriamiento de una construcción y luego de haber optimizado, hasta donde sea posible, la implementación de las dos primeras.

El enfriamiento mecánico en sus inicios hacía mención al hecho simplemente de enfriar el aire para mejorar los ambientes interiores durante los días calurosos. Sin embargo, hoy en día se utiliza más el término de acondicionamiento del aire o aire acondicionado para hacer referencia no sólo a este aspecto sino también el control de la temperatura, el nivel de humedad y la calidad (pureza) del aire así como los volúmenes de aire requeridos por los ocupantes.

Actualmente las practicas estándar (*ASHRAE 55*) de los diseñadores arquitectónicos y de equipos de aire acondicionado son solo satisfacer el 80% de los ocupantes. Cuando



una construcción falla en proveer confort térmico, los ocupantes toman medidas como manipular el termostato para sobre enfriar la construcción, aumentando el consumo de energía.

Investigadores han demostrado que manteniendo condiciones estables y uniformes, un 10% adicional de los ocupantes estarán satisfechos a cualquier temperatura. En otras palabras, se podría esperar que el número de ocupantes satisfechos se elevara del 80 al 90%, siempre que la temperatura del aire, temperaturas radiantes y velocidades del aire permanezcan uniformes alrededor de los ocupantes y se eviten cambios rápidos de temperatura (una variación de 2.2°C en menos de una hora). Estabilidad y temperaturas uniformes con bajas velocidades del aire son consecuencia de edificios que son bien aislados de las cargas solares.

La más grande carga de enfriamiento es, por lejos, el calor que entra a través de acristalamiento: ventanas, paredes de cortinas con vidrio y claraboyas. Esta carga debe mantenerse fuera de la construcción usando sombreado de ventas, haciéndolas pequeñas, y usando vidrio que excluyan la mayoría del calor de la radiación del sol. La siguiente mayor carga de enfriamiento es generada por la iluminación interior de la construcción. Las cargas de enfriamiento de luces pueden ser reducidas haciendo un uso productivo de la luz del sol para la mayoría de horas como sea posible, y usando lámparas que producen menos calor y más luz. Estas condiciones son controladas por el propietario y el arquitecto.

Con respecto a la humedad, hay solo dos cargas de mayor significado: humedad en el aire de ventilación y humedad en el aire que fuga hacia el exterior a través de agujeros, grietas y aperturas en el exterior de las paredes.

El número de personas que ocupan el edificio gobierna el tamaño de la carga de aire de ventilación. El número y tamaño de las grietas, agujeros y uniones en las paredes determina cuánto aire exterior húmedo será empujado dentro del edificio por el viento, o empujado al interior del edificio por cualquier fuga en las conexiones de ductos y sistema de distribución del aire. Estas condiciones también son controladas por el propietario y el arquitecto.

Las mismas consideraciones tratadas para los sistemas de enfriamiento pasivos e híbridos sobre las decisiones funcionales y estéticas sobre la orientación de la construcción, sombreado solar de las ventanas y su área total de vidrios son totalmente aplicables en este apartado. Estas definen la línea base de la carga térmica. Después de que estas decisiones han sido tomadas, el diseñador arquitectónico controla el porcentaje de esta línea base que entra al edificio dejando al diseñador del sistema de aire acondicionado la tarea de cómo remover las cargas tan suave como sea posible.

Adicional a lo tratado en la sección sobre sistemas de enfriamiento pasivo e híbridos sobre uso de ventiladores, sombreado, orientación y cantidad de ventanas y el uso de vidrio aislante de baja emisividad para minimizar el paso de calor radiante a los ocupantes, reducir su fatiga visual y tensión muscular facial (mejora la percepción de confort) y menor dimensionamiento del equipo de aire acondicionado es necesario

evaluar estos otros aspectos, recomendados por la *ASHRAE* para climas cálidos y húmedos como el colombiano<sup>67</sup>.

### 5.2.1 Enfriamiento

- Diseñar y construir la construcción de modo que sea fácil aislarla y de esta forma mantenga el calor y brillo solar fuera del edificio a través del sombreado de todas las ventanas. Adicionalmente, reducir el tamaño de todas las ventanas al mínimo, especialmente cualquier ventana que dé hacia el oeste.
- Mantener la temperatura interior por encima de 23.3°C y por debajo de 26.1°C, mientras también se mantiene un punto de rocío por debajo de 12.8°C.
- Usar el sistema de ventilación más pequeño y cercano a las diferentes y cambiantes (dinámicamente) cargas de calor en diferentes zonas. Esto mejora el confort, y también hace más simples los sistemas, menos costosos y operan más confiablemente.
- Diseñar los sistemas de aire acondicionado para las preferencias de ropa reales.
  - Para la mayoría de los ocupantes, considerar una temperatura de diseño interior cercana a 26°C antes que 24°C y mantener el punto de rocío por debajo de 12.8°C.
  - Considerar diversas etapas de capacidad de enfriamiento, incluyendo modulación. Esto ayuda a evitar las temperaturas extra frías las cuales vienen de equipos que no pueden perder lo suficiente de su capacidad para evitar el enfriamiento bajo cargas de cada día.
  - Direccionar las salidas de suministro de aire de modo que no soplen aire frío directamente sobre los ocupantes. Este consejo aplica especialmente para el equipo unitario (empaquetado, unidades de enfriamiento de un solo recinto) frecuentemente usado en lugares llenos, como escuelas, o en pequeños recintos tales como recintos de invitados de hoteles, cuartos de residentes de cuidado de personas mayores y cuartos de pacientes de hospitales. A los ocupantes no les gusta cuando estas unidades soplan aire frío sobre ellos, especialmente cuando ellos no tiene la elección de controlar su localización con respecto al ruido y efecto escalofriante del suministro de la corriente de aire.
- El aire de ventilación seco ayuda a evitar cambios de temperatura. Para mejorar el confort, secar el aire de ventilación con un sistema dedicado. Así el equipo de enfriamiento solo necesitará responder cuando las cargas de calor sensibles internas se incrementen, evitando la necesidad (durante la mayoría de las horas de operación) de sobre-enfriar el suministro de aire para secarlo. Debido a problemas con mohos en las construcciones, un sistema de des-humidificación de aire exterior dedicado ha llegado a ser un alternativa favorable en años recientes.
- Bobinas de enfriamiento constante pueden también secar aire efectivamente. Si el aire de ventilación no es pre-secado, la carga de humedad que lleva debe ser removida en el sistema principal de enfriamiento para asegurar confort. Esto puede ser hecho usando una bobina o deshumidificador disecante la cual responde a un humidistato en vez de un termostato. La clave es mantener la bobina fría constantemente, de modo que su superficie esté lo suficientemente fría para

---

<sup>67</sup> LSTIBUREK, Joseph, The ASHRAE Guide for Buildings in Hot & Humid Climates, Op cit. p. 116-121.

realmente condensar y remover la carga de humedad total cuando el punto de rocío exterior esté por encima del punto de rocío interior objetivo, el cual es el operante en la mayoría de las horas en un clima cálido y húmedo.

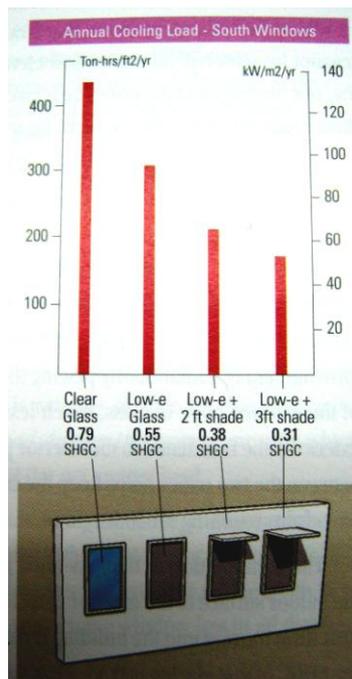
- Si es posible, utilizar un sistema de volumen de aire variable (VAV) que mantiene la temperatura de aire suministro constantemente baja. Para reducir la capacidad de enfriamiento cuando las cargas caen, un VAV reduce el flujo de aire en vez de cambiar su temperatura, ahorrando energía. Con su bobina de enfriamiento de frío constante, un sistema VAV puede proveer tanto deshumidificación como enfriamiento energéticamente eficiente. Otra estrategia es colocar un deshumidificador o bobina de enfriamiento de frío constante en una derivación.
- El aire seco expande el rango de confort en usos mixtos. Cuando se tiene la opción de elegir más frío y más húmedo versus más caliente y seco, la gente prefiere mayores temperaturas.
- La modulación de capacidad evita cambios agudos. Para mejorar el confort en sistemas más pequeños y espacios más pequeños, el diseñador del sistema de aire acondicionado puede proveer capacidad de modulación más suave a bajas cargas siguiendo uno o más de estas recomendaciones:
  - Parar de sobredimensionar el equipo de enfriamiento. Esta es una de las razón por la cuales los ocupantes adicionan capas de ropa en los interiores en climas cálidos y húmedos. El sistema de enfriamiento es dimensionado para las cargas pico, lo cual automáticamente significa que es más grande que el que se necesita para el 99% de las horas de operación.
  - Especificar motores de velocidad variable o múltiples etapas de capacidad de enfriamiento, de modo que la totalidad de la capacidad puede ser modulada suavemente en cambio de alternar en grandes incrementos. Esto grandemente mejora el confort, reduce el uso de energía y evita soluciones más costosas.
  - Dividir la carga de enfriamiento entre diversas piezas de equipo en vez de usar uno más grande. Llevar la capacidad en etapas discretas, conforme como las cargas aumentan. Esta es generalmente la más costosa recomendación, debido a que significa más equipos y más espacio para el recinto mecánico. Pero también provee aún mejor confort, mucho menos uso de energía, menos costos de mantenimiento y mejor confiabilidad.
  - Asegurar que hay un componente separado en algún lugar en el sistema que responderá al humidistato, manteniendo el punto de rocío del aire interior por debajo de 12.8°C sin tener en cuenta que está pasando en el lado de enfriamiento del sistema. Sin un componente de deshumidificación dedicado, la humedad interior puede llegar a ser altamente no confortable cuando la capacidad de enfriamiento del sistema se reduce para evitar sobreenfriamiento.
- Para mejorar el confort en grandes edificios y grandes espacios, se aplica las mismas recomendaciones. Pero se requiere usar más sofisticados controles que permitan al equipo reducir la capacidad ligeramente en avance con la calidad de cargas, vez de largos tiempos después de que las cargas se han reducido y los ocupantes esta ya incómodos.
- Difusores VAV de más altas velocidades evitan descarga de aire frío. Si los difusores en un VAV sistema están silenciosos al flujo de aire de diseño pico, es una señal de alarma que, cuando el aire fluye es reducido a condiciones de carga baja, el aire caerá como una columna fría de aire sobre los ocupantes de vez de mezclarse uniformemente dentro del aire del recinto. Mayores velocidades de suministro de

aire en el flujo pico de diseño evitará esta condición. También, en oficinas, escuelas y muchas otras áreas, hay un beneficio social para el ruido blanco de bajo nivel generado por un difusor.

### 5.2.2 Reducción del consumo de energía

- Reducir la carga de enfriamiento de ventanas: más del 72% de la carga de enfriamiento anual es generada en primer lugar por la entrada de calor a través de ventanas y en segundo combinada con la generación de calor por la iluminación interior. La más simple y menos costosa vía para alcanzar ambos objetivos es simplemente usar menos ventanas en el edificio, y las más pequeñas. Diseñarla con una banda estrecha horizontal, de vidrio de baja emisividad, cerca de los techos de cada piso. Sin embargo, para proveer visibilidad, el diseño de la ventana debe tener dos espacios apilados en cada set. El espacio inferior (a la altura del ojo) es para visibilidad. El superior es para iluminación natural. Ambas debe estar sombreadas de la luz solar directa y ninguna localizada en la fachada este u oeste. Para bloquear la radiación del sol se debe por ejemplo, utilizar ventanas de doble panel que lleva una película de baja emisividad sobre la superficie interior del panel exterior, con gas en el espacio entre los dos paneles. Esto permite mantener 45% del calor de la radiación del sol, es decir, un SHGC de 0.55. Adicionalmente, se requiere sombreado de al menos un 40% de la altura vertical de la ventana. El área superficial debe estar entre 20 y 40% (ver figura 124).

Figura 124 Ventanas y carga de enfriamiento.



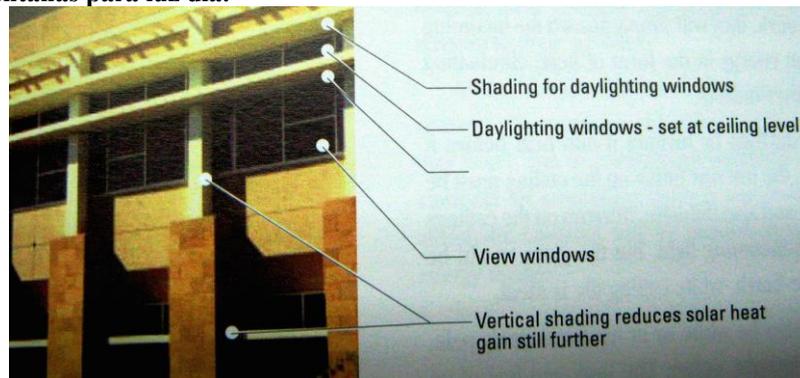
Fuente: J. Lstiburek. The ASHRAE Guide for Buildings in Hot & Humid Climates.

- Evitar vidrios en la fachada oeste. Cualquier vidrio en la fachada oeste tiene un mucho mayor impacto en el tamaño del sistema mecánico (determina el pico de carga de enfriamiento del edificio). Esto último determina su costo y la cantidad de

espacio del cuarto de máquinas que necesitará. Un sistema más grande es inherentemente más difícil de modular durante periodos de baja carga.

- Reducir el calor de luces utilizando iluminación natural. En los climas cálidos y húmedos que están más cerca al ecuador; la luz natural está disponible para la mayoría de las horas de ocupación del edificio en comparación a climas fríos o moderados. Cada watio salvado en iluminación reduce el consumo de potencia del edificio en al menos 1.2 watios porque la carga de iluminación aparece dos veces en el presupuesto energético. Primero como potencia de iluminación y luego como potencia para remover el calor generado por ésta, la cual esta entre 20 a 30% de la potencia de iluminación, dependiendo de la eficiencia del sistema de enfriamiento. Para alcanzar la mayor reducción significativa en la potencia de iluminación y carga de refrigeración, la construcción necesitará:
  - Anchas ventanas de iluminación natural colocadas en la parte alta de las paredes, cerca del techo de cada piso. A mayor profundidad que la luz natural penetra dentro del interior del edificio, mayor será la potencia eléctrica de iluminación que puede ser desplazada. Como regla de dedo, la luz natural que es efectiva solo penetra 1.5 veces la altura de la ventana. También, a mayor ancho de ventana a la misma altura, permitirá la penetración de mayor luz al interior del edificio. La ventana ideal para luz natural es una banda estrecha que circule la totalidad del edificio cerca del techo de cada piso. Desafortunadamente, por este mismo arreglo solo permite a los ocupantes ver hacia el firmamento. Por esto usualmente las ventanas tienen dos juegos de espacios apiladas una sobre otra. El espacio inferior está ajustado al nivel del ojo para una conexión visual agradable al exterior. La parte superior de la ventana es ajustada cerca del techo, para maximizar la profundidad de la penetración de la luz y el ancho, para proveer una máxima cantidad de luz (ver figura 125).

**Figura 125 Ventanas para luz día.**



**Fuente: J. Lstiburek. The ASHRAE Guide for Buildings in Hot & Humid Climates.**

- Estantes de luces proyectando hacia fuera desde la pared exterior por debajo de aquellas ventanas. Estos incrementan la cantidad de luz que ingresan a través de las ventanas de luz natural, de modo que la penetración aumenta cerca del 30% (2.0 veces la altura de la ventana en cambio de solo 1.5 veces del máxima altura de venta). También actúan como sombreado del sol para el espacio de visión instaladas por debajo de los espacios de iluminación natural. Por último, si las proyecciones se unen a lo largo de su borde hacia el interior, estas pueden reducir el riesgo de hongos y otro crecimiento microbiano al interior del edificio.

- Sombreados para el sol exterior encima de aquellas ventanas.
- Vidrios en estas ventan que pasen un porción significativa de la luz visible (idealmente más del 60%), mientras todavía mantienen fuera la mayoría del calor radiante del sol.
- Techos y paredes con acabados de colores claros que reflejen la entrante luz natural igualmente, sin deslumbramiento, dentro de los espacios ocupados.
- Controles de iluminación automáticos que sensen el nivel de iluminación actual cerca de las superficies de lectura de los ocupantes, y que apaguen o atenúen las luces, modulando el uso de energía conforme la luz natural aumenta o disminuye.
- Construir un recinto hermético al aire exterior: para reducir el consumo de energía anual del edificio es necesario mantener el aire húmedo y cálido fuera del edificio. Para esto es necesario construir un edificio hermético, sin amplios traslapes entre el techo y las paredes, no aceptando parapetos en el techo con fugas ni permitiendo que la parte inferior del saliente de cornisas (*soffits*) de ventilación permitan la entrada de aire húmedo hacia el ático encima de cielos rasos.
- Puesta en marcha de nuevos edificios y sistemas mecánicos. Es todo el proceso de integración durante tanto el diseño y construcción como durante las pruebas en operación, bajo carga, de tal integración.
- Sellar todas las conexiones de ductos, manipuladores de aire y plenums\*. Todas las fugas significan que debe invertirse energía en dos modos: más aire debe ser enfriado, usando energía del compresor, y más aire debe ser circulado para conseguir el efecto de enfriamiento hacia los espacios ocupados, los cuales usan energía de ventiladores. La hermeticidad del aire de las puertas y paneles de los manipuladores de aire por si mismos es igualmente importante. Las costuras más cercanas a los compartimientos de los ventiladores presentan las más grandes diferencias de presión en el sistema y por esto tienen los más grandes potenciales de fugas de aire y pérdidas de energía por unidad de longitud de que todas las conexiones son herméticas al aire, aún si las presiones son bajas.
- Reducir el aire de ventilación cuando los ocupantes salen. Tres métodos son frecuentemente usados para alcanzar este propósito.
  - Un sistema de deshumidificación de ventilación dedicado para servir a cualquier zona múltiple o unidades múltiples de una sola zona a través de unidades ducto de trabajo dedicado (sistema 100% de aire exterior). Equipar cada zona o unidad con damper de dos posiciones o modulante. Usar horómetros de tiempo diario en el sistema de automatización o sensores de ocupación tales como detectores de movimiento o sensores CO<sub>2</sub> para variar la ventilación suministrada por cada zona o unidad. Esto generalmente requiere un ventilador de volumen variable en la unidad de aire exterior dedicada.
  - Dampers de control de ventilación para unidades de una sola zona separadas. Equipar cada unidad con un damper de aire de dos posiciones o motorizado. Usar un horario de tiempo diario o algún tipo de sensor de ocupación para variar el flujo de aire de ventilación conforme la cantidad de personas cambia en aquella zona simple.

---

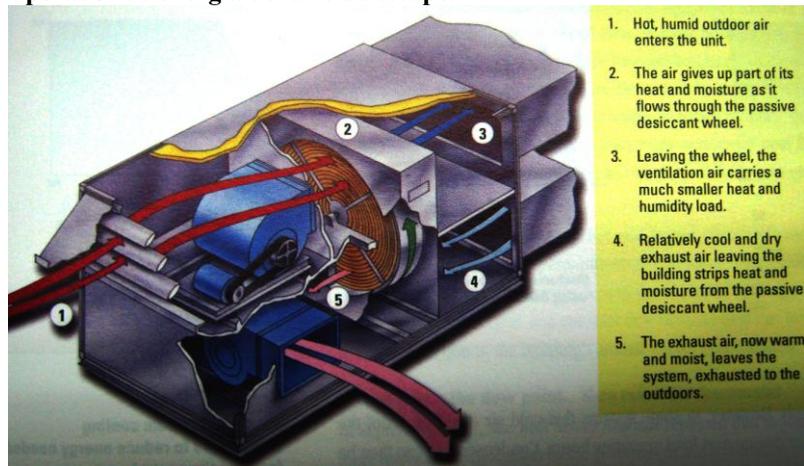
\* El plénium es un espacio cerrado en donde existen aire u otros gases a bajas velocidades y presiones ligeramente superiores a la atmosférica, como resultado de la acción de un ventilador o soplador mecánico. El diseño de esta cámara tiene como resultado que la presión del gas introducido se reparta de igual manera en toda la superficie interna de éste.

- Dampers de ventilación de control para sistemas de recirculación de zonas múltiples. Equipar cada sistema con un damper de aire exterior motorizado. Usar horarios de tiempo diario o sensores de ocupación en cada espacio para variar la cantidad de aire de ventilación que mezclado hacia el aire de suministro conforme la cantidad de personas cambia. El sistema de automatización reúne y combina los datos de nivel de zona y decide cuanto aire de ventilación necesitará en el aire de suministro común, de modo que todos los espacios tienen el volumen de aire exterior requerido conforme sus ocupaciones individuales varían.

Cuál de estas aproximaciones es más económica depende de muchos factores, incluyendo la capacidad del sistema de automatización del edificio y los tipos de sistema de enfriamiento elegidos por razones diferentes que la ventilación: mejorar la calidad del aire interior, confort, reducción del riesgo de hongos, o debido a que los espacios son enfriados por unidades de enfriamiento de un solo cuarto lo cuales no tienen un modo de deshumidificación. Especialmente en climas cálidos y húmedos, los problemas de energía y calidad del aire interior están siempre ligados con el problema del control de humeado. Reduciendo el flujo de aire de ventilación hace más fácil mantener bajo el punto de rocío.

- Recuperación de energía residual de aire de escape y condensadores (figura 126). En un clima cálido y húmedo, instalando un intercambiador de calor de entalpía entre el aire de escape y el aire de ventilación entrante puede reducir la capacidad de carga pico requerida del equipo de enfriamiento de ventilación hasta un 50%. Esto frecuentemente significará que el sistema costará menos al instalar en adición al ahorro de energía cuando el sistema de ventilación debe operar.

**Figura 126 Recuperador de energía del aire de escape.**



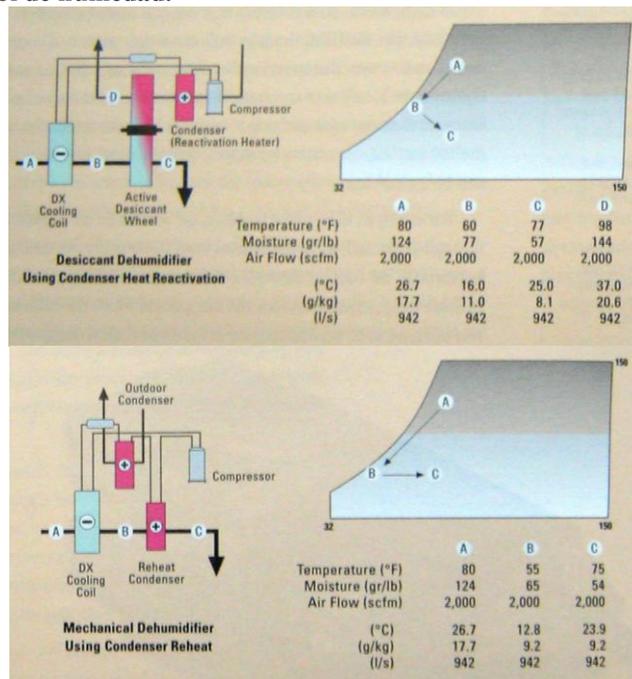
Fuente: J. Lstiburek. The ASHRAE Guide for Buildings in Hot & Humid Climates.

El ahorro de energía es proporcional al número de horas que el sistema opera y proporcional a la diferencia entre las condiciones interiores y exteriores. Dado la alta temperatura exterior y humedad en casi todo el tiempo en climas cálidos y húmedos, el factor clave para determinar los ahorros de energía está en el número de horas que el sistema de operación debe operar, y el flujo de aire total del aire de ventilación de entrada. Este arreglo mantiene 50 a 75% del calor de ventilación y

cargas de humedad fuera del edificio, lo cual significa que el equipo necesario para deshumidificar y enfriar el aire de ventilación puede ser mucho más pequeño, ahorrando dinero en el presupuesto de construcción así como energía en el presupuesto de operación. El uso de un intercambiador de calor de entalpía requiere que tanto el flujo de aire de ventilación como el de escape este lado a lado.

- Otra forma de reusar energía es recuperar calor de los condensadores del sistema de enfriamiento (ver figura 127). Este calor puede ser usado para controlar la humedad en una de dos vías: para regenerar un desecante de un sistema de deshumidificación o para recalentar aire que ha sido secado por enfriamiento.

**Figura 127 Reuso del calor de los condensadores de enfriamiento para reducir la demanda de energía para el control de humedad.**



**Fuente: J. Lstiburek. The ASHRAE Guide for Buildings in Hot & Humid Climates.**

Un sistema de deshumidificación desecante remueve humedad del aire a través de absorción. El desecante seco colecta humedad conforme el flujo de aire húmedo atraviesa la superficie del desecante. El aire seco es enviado al espacio ocupado. Después de que el desecante llega a ser saturado con humedad, este debe ser calentado para quitar la humedad que ha recogido. Aquí es donde el condensador de calor es usado. Calentando el desecante para secarlo para reusarlo es llamado regeneración o reactivación. Tanto deshumidificadores de desecante líquido como sólido pueden ser usados para este propósito, y ambos tipos pueden usar calor residual de los condensadores para reactivación. En general, el más efectivo costo del uso de condensador de calor se alcanza cuando el calor es usado cerca al equipo de enfriamiento que lo libera. Cuanto más calor tiene que viajar, mayor será cantidad de energía necesaria para mover aquel calor, y más grande el costo de equipo adicional o tubería que lo transporta al punto de uso. En climas cálidos y húmedos hay casi siempre algún equipo de enfriamiento en operación. Este equipo



de enfriamiento está constantemente liberando calor al exterior. Haciendo productivo reuso de esta gran y constante flujo de calor residual puede hacerse una reducción útil en el consumo de energía anual del edificio.

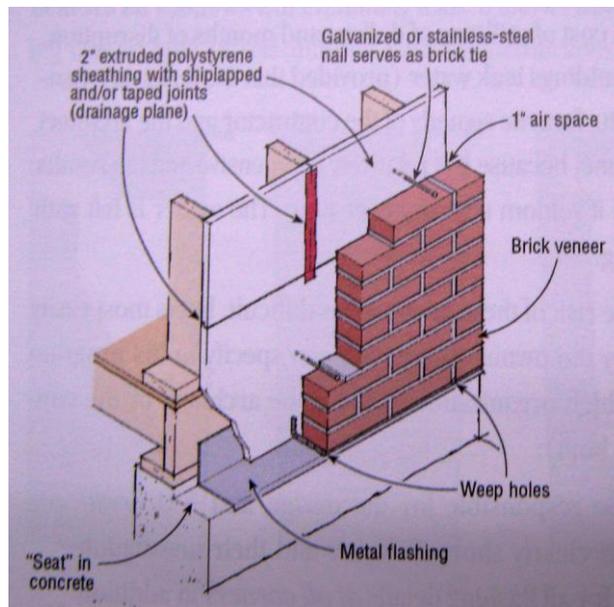
- Disminuir el punto de rocío. La carga de enfriamiento proveniente de las paredes opacas y el techo del edificio son proporcional a la diferencia de temperatura entre las superficies interior y exterior del recinto del edificio. Cuando esta diferencia de temperatura es más pequeña (como cuando la temperatura de aire interior es más caliente y por esto más cercana a la temperatura exterior), la cantidad de calor proveniente del recinto es reducida. Con cargas de enfriamiento reducidas, menos energía es necesaria para remover estas cargas. La cantidad de energía ahorrada por elevar la temperatura interior depende en gran medida de las especificaciones del edificio y sus sistemas, y su ocupación, horas de operación, tasas de ventilación y una gran cantidad de otros factores. Pero en casi todos los casos, los ahorros son significativos cuando el ajuste del termostato es incrementado cuando su exterior está caliente. Hay tres muy importantes precauciones que deben tenerse en cuenta cuando se incrementan los *set points* de los termostatos:
  - Cuando la temperatura es alta, el punto de rocío debe mantenerse bajo, y la velocidad del aire debe mantenerse para asegurar equivalentes niveles de confort para los ocupantes. Si estas medidas no son parte del plan, los ocupantes es probable que conecten sus propios enfriadores y ventiladores, lo que incrementará el uso de energía del edificio en vez de reducirlo.
  - Para reducir el riesgo de hongos, mantener el punto de rocío bajo usando alguna forma de deshumidificación que opere independientemente. En otras palabras, esto seca aire cuando el punto de rocío es demasiado alto, aún cuando no hay un termostato pidiendo enfriamiento.
  - Algunos edificios existentes puede todavía usar sistemas de volumen constante de estilo antiguo con sobreenfriamiento y recalentamiento para deshumidificación. En estos edificios, el uso de energía puede incrementarse en vez de reducir a los más altos set points del termostato.
- Invertir en puesta a punto regularmente.

### 5.2.3 Medidas para reducir el riesgo de insectos, moho y descomposición

- Mantener la lluvia fuera de paredes exteriores y lejos de los cimientos, usando salientes de techo y canales de lluvia.
- Evitar la lluvia proveniente de fugas a través de uniones en la cubierta exterior (en inglés *cladding*, la superficie que primero recibe la lluvia) con intermitentes efectivos (*sill pan flashing*, hoja de metal u otro material durable detrás de grietas que paran el agua hacia el interior, el problema es garantizar su correcta instalación) bajo y alrededor de ventanas, puertas y todas las otras penetraciones de la pared. Cuando algo de humedad puede quedar detrás de la cubierta exterior (*cladding*), en el lado de atrás deberá haber un espacio de aire abierto de modo que el agua corra hacia el lado de atrás de esta cubierta (*cladding*) en vez de hacer contacto con el revestimiento (en inglés *sheating*), el cual generalmente es más sensible a la humedad que la cubierta exterior (*cladding*). El revestimiento (*sheating*) deberá ser cubierto por una barrera de agua sellada completamente y continúa de modo que cuando el agua fluya a través de este espacio de aire en algunos sitios, el agua fluya

hacia la cara de la barrera en vez de mojar y penetrar el revestimiento (*sheating*). La parte inferior de este espacio de aire entre la cubierta exterior (*cladding*) y la barrera de agua necesita agujeros de drenaje y lavado. Y en la parte superior del espacio de aire se necesita venteos de modo que una lenta corriente de aire pueda secar cualquier agua que logre pasar de la cara exterior de la cubierta exterior (*cladding*) (ver figura 128).

**Figura 128** Un espacio de aire seguido por una barrera de agua mantiene el agua fuera de la pared interior.



Fuente: J. Lstiburek. *The ASHRAE Guide for Buildings in Hot & Humid Climates*.

- Evitar la lluvia que moja el revestimiento interior de la pared exterior instalando una barrera de agua y espacio de aire entre la cubierta y el revestimiento.
- Asegure que las paredes exteriores “secas al interior” usando materiales de pared interior permeables al vapor y acabados.
- Mantener el aire interior seco, todo el tiempo, para evitar absorción de humedad y condensación sobre las superficies frías.
- Sellar todos los ductos de aire, los plenum de aire y todas las conexiones a los manipuladores de aire, para limitar la infiltración de aire húmedo y evitar que el aire húmedo fluya en contacto con superficies frías.
- Para evaluar el riesgo de crecimiento microbiano en la construcción, medir el contenido de humedad de sus materiales.
- No utilizar usar cubierta de pared de vinilo para decorar y proteger la superficie interior de paredes exteriores las cuales son construidas usando papel que se pega a la cara del panel de yeso (práctica común en muchas construcciones comerciales en Estados Unidos). El problema es que cuando aire húmedo fuga hacia el interior de la construcción detrás de la pared desde el exterior, o cuando agua fuga alrededor de ventanas u otras aberturas, el vinilo atrapa vapor de agua dentro de la pared exterior. Esta cavidad de pared llega a ser muy húmeda. Entonces, debido a que el panel de la pared es enfriado por el aire acondicionado interior, la humedad se condensa y soporta el crecimiento de moho y bacterias sobre o en el interior de esta pared. Por esto no se debe usar acabados impermeables (como el vinilo) o pinturas retardantes

del vapor sobre la superficie interior de las paredes exteriores. En cambio, usar pintura o recubrimientos de pared altamente permeables unidos con adhesivos que dejen pasar vapor de agua libremente (un valor de permeabilidad combinado de 10 o más alto, idealmente más de 15). El panel de yeso con papel en la cara por si mismo tiene un valor de permeabilidad de cerca de 50 lo que le permite pasar vapor de agua con toda libertad hasta que es pintado o cubierto con adhesivo y recubrimiento de pared.

- El riesgo de moho en panel de yeso con cara papel puede reducirse siguiendo una recomendación de los fabricantes: especificar un espacio en la parte inferior de la pared, entre el panel de yeso y el piso terminado. Un espacio de ¼" o más grande es suficiente. El espacio actúa como un corte capilar, es decir, el agua en el piso o detrás de la pared no generará el crecimiento de moho dentro de la pared.
- Frecuentemente el trapeado del piso y la limpieza de alfombra humedecerá el piso lo suficiente para ser un problema para el panel de yeso. El filo del yeso absorberá la humedad, y el agua de la base mantendrá el panel de yeso sin secar. De modo que el moho crecerá sobre la pared detrás de la moldura de la base e interior de la cavidad de la pared, sobre el lado trasero del panel de la pared. Dando un espacio en la base de la pared eliminará esta condición. En la mayoría de los casos, este espacio no afecta significativamente la protección contra el fuego, o atenuación del ruido de la pared. Pero para mantener hermético para protección contra el fuego y reducción del ruido, se puede llenar el espacio con "espuma sellante para humo" o "espuma sellante para fuego".
- Manteniendo el aire interior seco evita la condensación en lugares ocultos. También hará que los detalles de la envoltura de la construcción sean más indulgentes de sus imperfecciones típicas y menos fugas de humedad. También, una construcción seca responde más rápidamente cuando el sistema de enfriamiento empieza en la mañana, evitando la humedad usual y el ambiente frío antes de que el sol y los ocupantes calienten la construcción. El aire seco provee confort a más altas temperaturas, de modo que el ajuste del termostato puede ser elevado, lo cual ahorra energía. Sin embargo, para lograr esto, el sistema mecánico necesitará equipamiento para mantener el aire a un máximo definido. El punto de rocío deberá estar por debajo de 12.8°C y aplica tanto a modos de operación ocupados como semi ocupados, y para los periodos en los que la temperatura es reajustada durante horas no ocupadas.
- El sistema de aire acondicionado no debe adicionar humedad a los materiales de construcción o muebles.
- El punto de rocío interior debe permanecer lo suficientemente bajo para limitar la condensación y absorción (12.8°C). Cuando el aire húmedo encuentra una superficie fría a cualquier altura dentro de la construcción, la humedad se condensa del aire y gotea sobre el material cercano, elevando su contenido de humedad. También, cuando una superficie no está lo suficientemente fría para condensar el líquido (la humedad relativa en esta superficie fría podría estar arriba de 80%) lo cual podría permitir que algunos materiales absorban suficiente humedad para permitir el crecimiento de moho, dando suficiente tiempo (generalmente más de 30 días para una superficie con humedad relativa por encima del 80%). Algunas veces, los problemas de condensación son obvios porque ocurren en espacios ocupados y son bastante visibles. Los problemas de absorción son más sutiles y toman más tiempo para llegar a ser visibles a través del crecimiento de moho. Pero los problemas de absorción pueden ser muy extendidos, y por esto muy costosos y difíciles de reparar.

Cualquier solución efectiva debe estar claramente focalizada en remover las cargas de humedad proveniente del aire de ventilación, y minimizar la infiltración de humedad del aire exterior.

- Controlar y monitorear la humedad basado en el punto de rocío y no en la humedad relativa. La condensación y absorción de humedad por superficies frías son los problemas a evitar. El reconocimiento y la prevención de ellos es más fácil y más certera cuando el sistema de aire acondicionado monitorea y controla el punto de rocío en vez de la humedad relativa. No es práctico medir la humedad relativa superficial sobre todas las superficies frías a lo largo de edificio. Y medir la humedad relativa del aire en la mitad de un cuarto con un termohigrómetro manual, o en un ducto de aire de retorno con un transmisor de humedad relativa no suministra información útil acerca de la humedad relativa de las superficies frías, especialmente detrás de las paredes y arriba de los cielos rasos. El punto de rocío (12.8°C) es un excelente indicador de un problema potencial y su probable dimensión (en vez del 65% de humedad relativa medida en el aire abierto). Obtener un valor de punto de rocío es bastante más económico. Hay disponibles transmisores infrarrojos de bajo costo y cualquier sistema de automatización de edificios puede fácilmente convertir señales de temperatura y humedad relativa a lecturas de punto de rocío.
- Hermeticidad en las conexiones de ductos para evitar la infiltración de aire húmedo. Esto porque las fugas de aire en el lado succión del sistema significa que el aire será jalado hacia el exterior del sistema de cavidades de la construcción. Y estas cavidades de construcción a su vez jalarán aire húmedo hacia la construcción a través de las uniones en la pared exterior. El aire húmedo se condensará o creará superficies de alta humedad relativa, y el moho empezará a crecer. Lo mismo pasa cuando ductos de aire de salida no son sellados herméticamente. Estos jalarán aire de las cavidades del edificio que pasan a través de su camino fuera del edificio. Esta ligera succión finalmente jala aire húmedo del exterior. Y este aire húmedo libera humedad cuando hace contacto con las superficies frías en el interior del edificio. La respuesta apropiada es especificar que todas las conexiones sean selladas herméticamente, usando masilla y cinta reforzada, sello SMACNA (*Sheet Metal and Air Conditioning Contractors' National Association*) clase A, la misma hermeticidad que es estándar para ductos de trabajo de alta presión. Esto probablemente ahorrará entre el 25 y el 35% del costo anual de operación del sistema.
- Economizadores que no inunden la construcción con aire húmedo. Cuando el aire exterior está frío, podría pensarse en usarlo para enfriar el edificio. Sin embargo, cuando el punto de rocío del aire exterior está por encima del máximo punto de rocío del aire interior podría inundar la construcción con exceso de humedad, incrementando el riesgo de moho.
- La clave para prevenir el moho es focalizarse en los materiales que son sensibles a la humedad. Mantenerlos lejos de la humedad mientras son almacenados en el sitio de trabajo. Y también, no instalarlos cerca de cualquier concreto húmedo o bloque de concreto mojado.
- Almacenar el panel de cartón-yeso protegidos contra la lluvia y barro. El papel de las caras del panel de cartón-yeso convencional es muy susceptible para el ataque de moho. Además, aún protegido de la lluvia, absorberá humedad del aire en un clima cálido y húmedo.

- Ductos aislados almacenados fuera de la lluvia y el barro. Aunque son hechos de metal y su aislamiento es usualmente fibra de vidrio inorgánica, cuando se humedecen sirven como una fuente de humedad y el sistema de aire acondicionado convenientemente distribuye esta humedad a lo largo de la construcción, en donde esta puede ser absorbida dentro de las superficies interiores frías.
- Secar los bloques de concreto húmedo y paredes de bloques de mampostería antes de que los interiores sean instalados. Esta es una de las más comunes razones por las cuales el moho ocurre pronto. En climas cálidos y húmedos, la lluvia regular es más bien frecuente. Esta lluvia saturará las paredes de bloques de mampostería. Si la construcción es cerrada antes de que los pisos de concreto y los bloques estén secos, esta agua llegará a ser una fuente interior de humedad que ayudará al crecimiento de moho. Esto generará una carga de humedad interna alta que el trabajo de ebanistería y carpintería podría deformarse y las puertas de madera podrían expandirse. Para los pisos, los fabricantes generalmente especifican un valor de humedad. Para los ladrillos es recomendable no tener un contenido de humedad mayor a 2% en peso.
- No arrancar el sistema de aire acondicionado pronto para proveer confort a los trabajadores y secar la estructura antes de aplicar el acabado interior, usar un servicio de secado si es necesario. Esto acorta la vida útil de las garantías del equipo y la instalación.
- Para evitar insectos, moho y descomposición, correr el sistema de aire acondicionado y mantenerlo de modo que se mantenga el mismo y la construcción seca. Básicamente mantener charcos, suciedad y humedades fuera de ductos y drenar recipientes, y mantener la humedad del aire fuera de la construcción.
- Monitorear y controlar el punto de rocío en vez de la humedad relativa.
- Reemplazar los filtros exteriores para evitar la infiltración de aire húmedo.
- Reemplazar filtros que mantienen trabajando limpios las bobinas de enfriamiento y ductos de humedad.
- Mantener seca la construcción cuando no esté ocupada.
- Limpiar las líneas de drenaje de condensado para evitar desbordamientos y bacterias en recipientes de drenaje.

**5.2.4 Sostenibilidad.** Una construcción sostenible es aquella que ayuda a sus propietarios actuales y ocupantes satisfacer sus necesidades, mientras que no interfiera con la habilidad de las futuras generaciones de satisfacer sus propias necesidades. Construcciones durables y que usen menos energía. Para lograr esto es necesario:

- No construir en una zona de inundación y pantanosas. Si se debe hacer o en un área costera sujeta a fuentes de tormentas tropicales, elevar la porción ocupada de la construcción lo suficientemente alto de nivel del suelo para minimizar el impacto de la construcción sobre el ambiente natural y limitar lo suficiente el daño frecuente.
- Diseñar el exterior del encerramiento de modo que la forma de la construcción y sus aleros se mantengan fuera del agua de lluvia de las paredes. Y diseñar las ventanas y puertas de modo que no permitan que el agua lluvia y el calor solar ingresen dentro de la construcción. Diseñar el techo de modo que sobresalga las paredes.
- Hacer la estructura de la construcción y sus acabados interiores en su mayoría de material inorgánico como concreto y baldosa de cerámica. Estos pueden resistir la

descomposición y los efectos corrosivos de la luz solar, humedad y el agua lluvia por muchos años.

- Diseñar los sistemas de aire acondicionado de modo que sean herméticos y sin problemas y que más bien reduzcan el consumo de energía cuando las cargas solares son bajas, y cuando las partes de la construcción estén desocupadas o ligeramente ocupadas.
- Diseñar los sistemas de ventilación y aire acondicionado de modo que todos sus componentes puedan ser fácilmente accedidos para ajustes frecuentes y mantenimiento. De lo contrario, sus componentes podrían no ser ajustados y mantenidos, lo cual significa que la construcción desperdiciará energía y hará que los ocupantes se sientan incómodos.
- Asignar un presupuesto suficiente para garantizar el mantenimiento efectivo y operación económica del sistema mecánico.

**5.2.5 Paredes, techo y pisos perfectos.** En climas cálidos y húmedos las construcciones con mayor eficiencia de energía y durables podrían ser aquellas que no necesiten ser enfriadas, ni deshumidificadas ni llenadas con aire filtrado. Tan pronto la construcción requiera aire acondicionado las paredes exteriores deben ser más que simplemente buenos elementos estructurales. Estas deben excluir y rápidamente drenar lejos cualquier agua lluvia que recolecten y deben evitar tener que mantener encendido todo el tiempo el aire acondicionado, mantener fuera el calor y evitar condensación sobre sus superficies enfriadas. Y cuando se vuelvan húmedas o condensen humedad a pesar de todos los mayores esfuerzos, estas deben secarse rápidamente. Si dichas paredes exteriores no logran hacer todas estas cosas, las paredes podrían pudrirse, crecer hongos y colapsar.

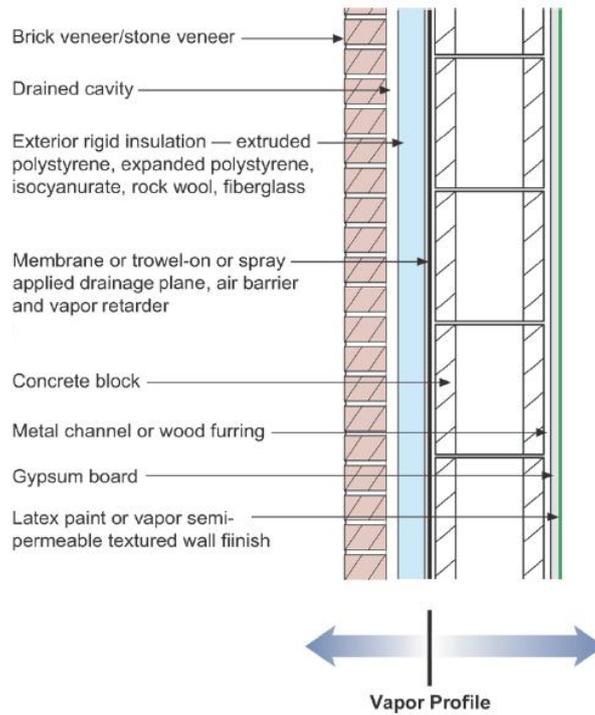
De acuerdo con *ASHRAE*, la pared exterior es un separador ambiental que debe excluir la lluvia, aire, vapor y agua. Hoy en día, las paredes necesitan cuatro principales capas, en orden de importancia:

- Capa de control de la lluvia
- Capa de control del aire
- Capa de control de vapor
- Capa de control térmico

La forma como se debe construir una pared conceptualmente excelente depende del presupuesto, que tanto se espera que dure la construcción, si la estructura es hecha de acero, concreto o madera, y especialmente que puede ser bien instalada por los contratistas locales. Se tienen tres opciones (ya discutidas en parte con las aplicaciones de PCM):

- Pared institucional (figura 129). Es una pared especial. Es costosa pero es la mejor. Es el tipo de pared que se usa para construcciones sostenibles como las utilizadas en museos, galerías de arte, palacios de justicia, librerías y similares. Trabaja bien en cualquier zona climática. Lo único que debe cambiarse debido al clima es la efectividad del aislamiento térmico. Entre más grande sea la diferencia de temperatura anual promedio entre el interior y el exterior, mayor debe ser la efectividad del aislamiento.

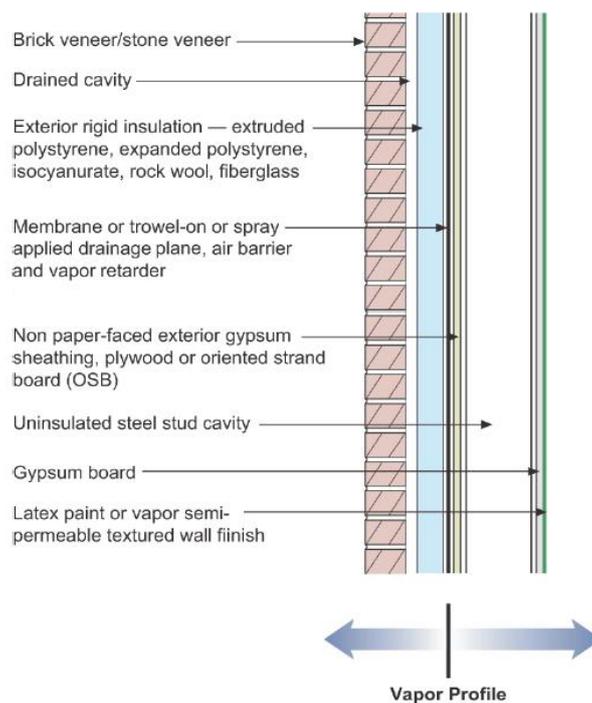
**Figura 129 Pared institucional ASHRAE.**



**Fuente: J. Lstiburek. The Perfect Wall.**

- Pared comercial (figura 130). Puede ser usada en cualquier construcción comercial. Tiene una estructura conductora térmicamente (pernos metálicos) de modo que el aislamiento debe ser localizado hacia el exterior del metal, solo es necesario verificar el nivel de aislamiento.

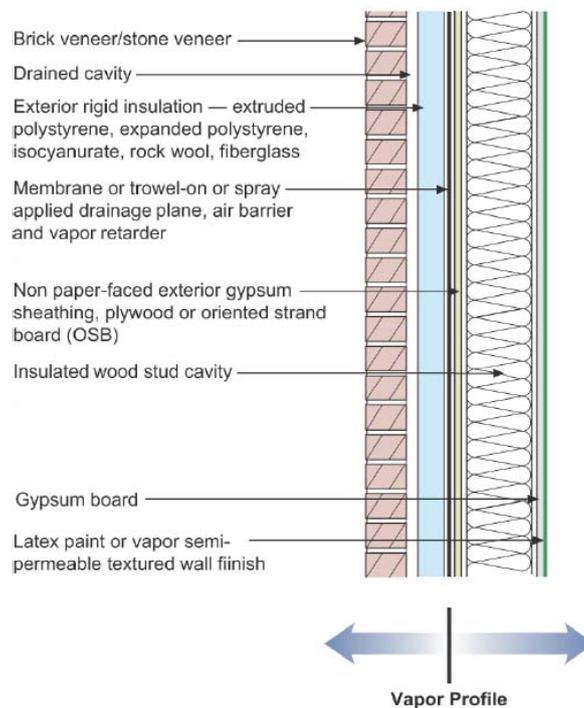
**Figura 130 Pared comercial ASHRAE.**



**Fuente: J. Lstiburek. The Perfect Wall.**

- Pared residencial (figura 131). El aislamiento no está totalmente en el exterior. Las cavidades estructurales están también aisladas. Como frecuentemente las construcciones residenciales usan madera, un material estructural relativamente no conductor. Se debe repartir la resistencia térmica del aislamiento en al menos 50:50 entre el exterior del marco estructura y las cavidades dentro del marco estructural.

**Figura 131 Pared residencial ASHRAE.**



**Fuente: J. Lstiburek. The Perfect Wall.**

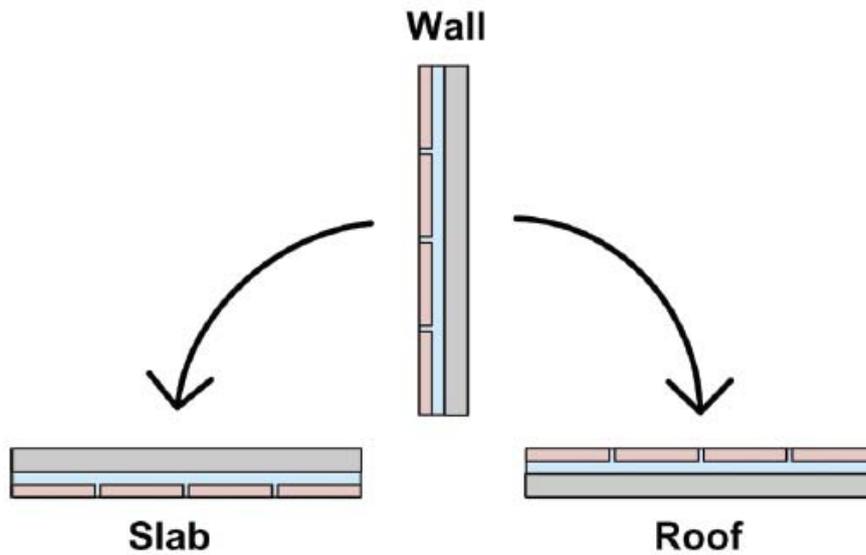
Un rasgo esencial de todas estas paredes es que ninguna barrera de vapor se utiliza en la cara interior de la pared. Las capas de control están todas en el interior de la pared. Todo el ensamble seca los espacios interiores desde estas capas de control. El no uso de barreras de vapor en el lado interior es importante en climas cálidos y húmedos porque aquellas superficies de pared interiores se enfrían. Alta humedad dentro del exterior de pared se condensará, como este se mueve interiormente y alcanza cualquier barrera de vapor que bloquee la transmisión libre a través de aquellas superficies interiores frías. No usar recubrimientos de pared de vinilo.

Si se colocan las capas de una excelente pared, debe conseguirse un gran piso y un gran techo (figura 132).

En el montaje del techo, la capa de control crítica para control del agua lluvia, control de aire y control del vapor está localizada bajo la capa de aislamiento térmico y bajo el lastre de piedra (el cual podría ser llamado “revestimiento de techo”). Bajo estas capas de lastre y de aislamiento, el agua, las capas de control de aire y de vapor son protegidas de las fuerzas dañinas principales de la lluvia directa, calor solar, radiación ultravioleta y de los ocasionales pies pesados del técnico de mantenimiento.



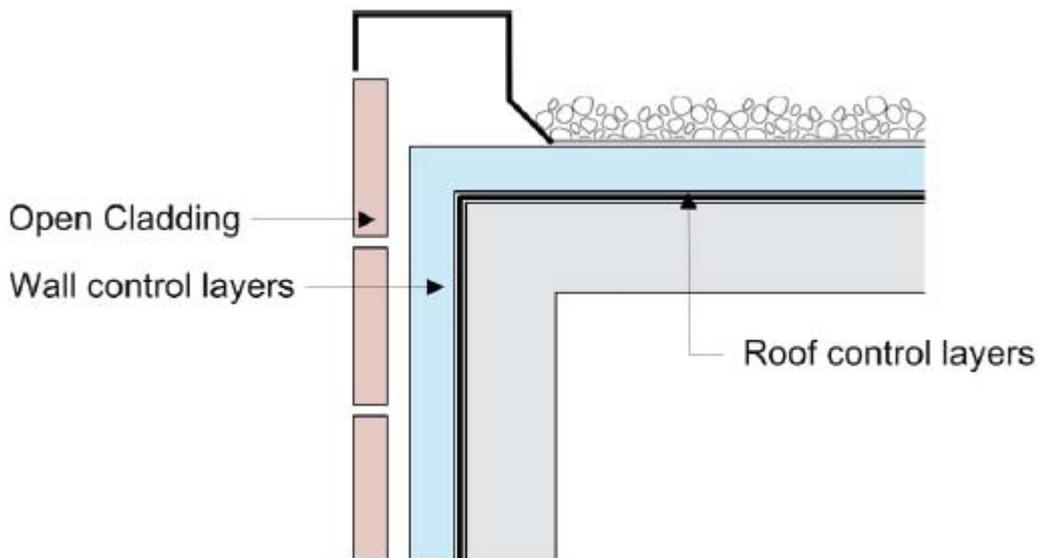
Figura 132 Piso y techo ASHRAE.



Fuente: J. Lstiburek. The Perfect Wall.

La mayoría de los problemas de encerramientos de construcciones ocurren donde los techos se encuentran con las paredes. La intersección clásica entre techo y pared se muestra en la figura 133. La capa de control para lluvia sobre el techo está conectada a la capa de control para lluvia en la pared. Y la capa de control para aire sobre el techo está conectada a la capa de control para el aire en la pared, y así sucesivamente.

Figura 133 Piso y techo ASHRAE.

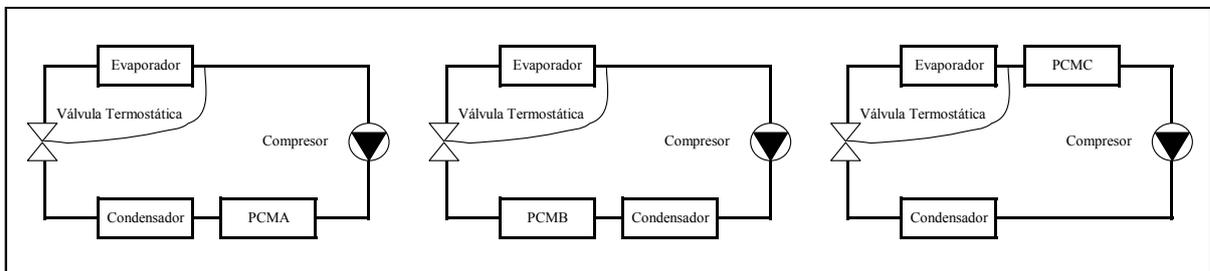


Fuente: J. Lstiburek. The Perfect Wall.

**5.2.6 Aplicación de un PCM en un sistema de aire acondicionado.** Como se explicó en el capítulo 4, existen bastantes implementaciones de PCMs para aplicaciones de aire acondicionado. Sin embargo, la mayoría de las propuestas se basan en la utilización de un recipiente de almacenamiento de frío para ayudar al sistema de refrigeración en los periodos de mayor demanda. Una aplicación diferente puede encontrarse en el trabajo desarrollado por Wang *et al.*<sup>68</sup> que básicamente consiste en la implementación un intercambiador de calor en diferentes posiciones dentro del ciclo de refrigeración de un sistema de aire acondicionado convencional (ver figura 134). En Colombia, de acuerdo a un estudio realizado en el sector residencial<sup>69</sup> y comercial e institucional<sup>70</sup> por la Universidad Nacional los equipos que se encuentran instalados son del tipo split, minisplit, centralizados y refrigerados con *chiller* que utilizan precisamente el principio de funcionamiento estudiado por Wang.

- Entre el condensador y un compresor (identificado como PCMA)
- Entre el condensador y la válvula de expansión termostática (identificado como PCMB)
- Entre el evaporador y el compresor (identificado como PCMC)

**Figura 134 Disposición de intercambiadores de calor con PCM dentro de un sistema de aire acondicionado.**



Fuente: F.Wang. The novel use of phase change materials in refrigeration plant.

En la evaluación experimental de su propuesta, Wang utilizó un sistema de enfriamiento “*split*” de 5kW (marca IMI Marstair modelo C60/E) con un evaporador y un ventilador para la unidad interior y un condensador, un compresor y un ventilador para la unidad exterior.

Los parámetros geométricos del evaporador y el condensador se muestran en la tabla 22.

<sup>68</sup> WANG, F., *et al.* Wang. The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Par 1: Experimental Investigation. En: Applied Thermal Engineering. Diciembre, 2007. vol. 27, no. 17-18. p. 2893-2901.

<sup>69</sup> UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA. Determinación del consumo final de energía en los sectores residencial urbano y comercial y determinación de consumo para equipos domésticos de energía eléctrica y gas. Disponible en: [www.corpoema.com/Informacion%20FNCE/Eficiencia/INFORME%20FINAL%20RESIDENCIAL.pdf](http://www.corpoema.com/Informacion%20FNCE/Eficiencia/INFORME%20FINAL%20RESIDENCIAL.pdf)

<sup>70</sup> UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA. Caracterización del consumo de energía final en los sectores terciario, grandes establecimientos comerciales, centros comerciales y determinación de consumo para sus respectivos equipos de uso de energía final. Disponible en: [www.corpoema.com/Informacion%20FNCE/Eficiencia/INFORME%20FINAL%20TERCIARIO.pdf](http://www.corpoema.com/Informacion%20FNCE/Eficiencia/INFORME%20FINAL%20TERCIARIO.pdf)

**Tabla 22 Parámetros geométricos de los intercambiadores de calor de un sistema de aire acondicionado.**

<b>Tipo de intercambiador de calor</b>	<b>Evaporador de bobina enfriado por aire</b>	<b>Condensador de bobina enfriado por aire</b>
Diámetro del tubo (mm)	9,52	9,52
Número de tubos	24	62
Número de aletas por metro	551	472
Total área superficial externa del intercambiador de calor (m <sup>2</sup> )	11,432	17,995
Área superficial interna del intercambiador de calor (m <sup>2</sup> )	0,533	0,867
Peso del intercambiador de calor (kg)	6,8	8,2

**Fuente: F.Wang. The novel use of phase change materials in refrigeration plant.**

El flujo másico empleado a través del evaporador fue de 0,312 kg/s de aire y el del condensador 0,7 kg/s. El compresor (de tipo recíprocante, marca Tecumseh modelo No. TAH 5527E) tenía un volumen de 0,002311 m<sup>3</sup>/s a 2900 rpm. La válvula termostática (marca Danfoss) tenía un orificio ensamblado 03 y capacidad estimada de 5,2 kW. El diámetro exterior de la línea de succión fue de 15,88 mm y se aisló para minimizar las ganancias de calor provenientes de los alrededores. El diámetro exterior de la línea de líquido y de la tubería del evaporador eran de 9,525 mm.

En la figura 135 puede observarse la disposición del experimento llevado a cabo por Wang.

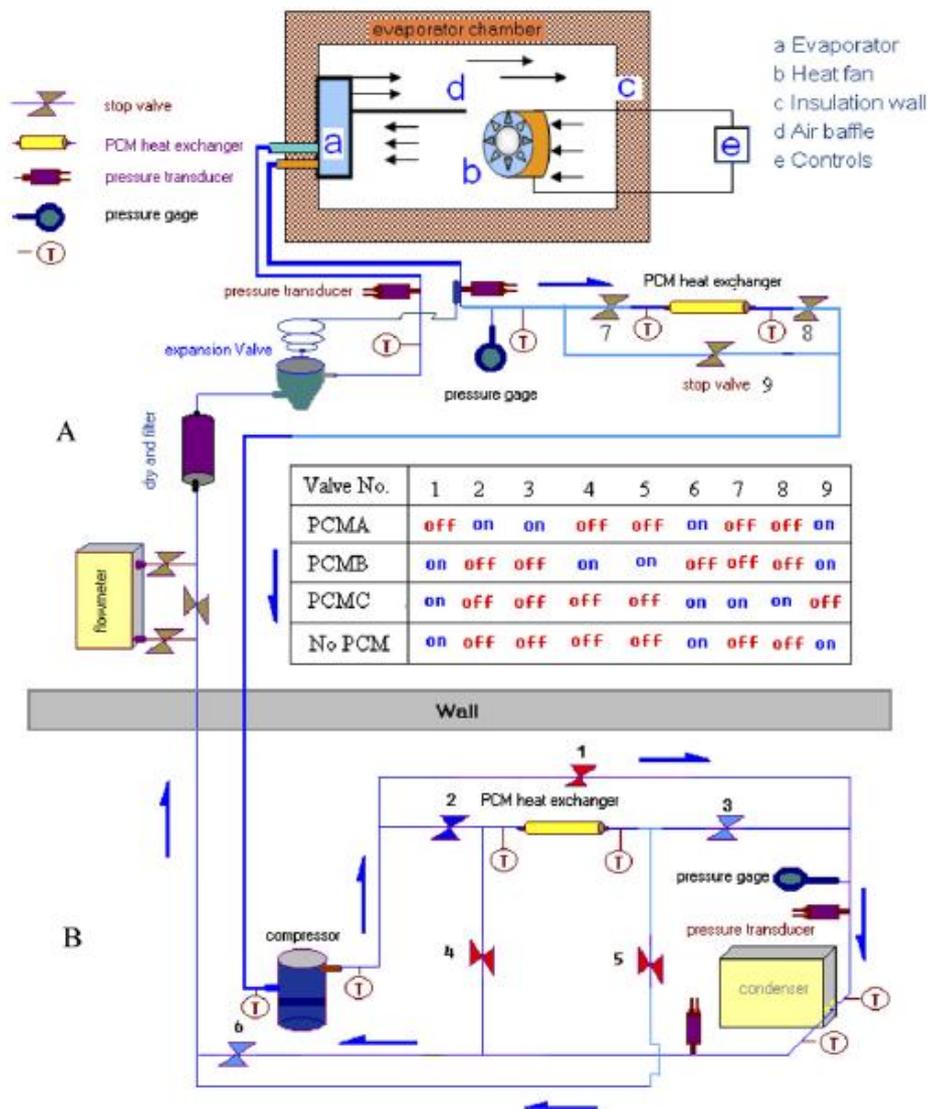
Los intercambiadores de calor con PCM fueron del tipo carcasa y tubo con el flujo de refrigerante en el tubo central y el PCM llenando el espacio entre el exterior del tubo y la carcasa cilíndrica con un diámetro de 110 mm. Las características de los PCMs utilizados y geometría de los intercambiadores en los que se utilizaron se muestran en la tabla 23. Los PCM se deben escoger de acuerdo a las condiciones climáticas locales del sitio en donde se utilizaran.

**Tabla 23 Propiedades de los PCMs y geometría de los intercambiadores del sistema de aire acondicionado.**

<b>Intercambiador de calor con PCM</b>	<b>PCMA</b>	<b>PCMB</b>	<b>PCMC</b>
Diámetro de la carcasa (110 mm)	110	110	110
Tipo de PCM	Eutéctico	Eutéctico	Eutéctico
Punto de fusión (°C)	21	21	8
Calor latente (kJ/kg)	220	220	140
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	775	775	1469
Longitud de la carcasa (m)	4,32	4,32	4,32

**Fuente: F.Wang. The novel use of phase change materials in refrigeration plant.**

Figura 135 Disposición experimental de un sistema de aire acondicionado convencional implementado PCM.



Fuente: F.Wang. The novel use of phase change materials in refrigeration plant.

Desde el punto de vista del coeficiente de rendimiento  $COP^*$  los resultados muestran que el sistema con el intercambiador de calor con el PCMA obtiene casi un 6% más alto con respecto al sistema convencional (sin este intercambiador) mientras que el PCMB obtiene un 8%. Con el PCMC se obtiene una mejora que en parte se pierde por el incremento en la caída de presión en el intercambiador de calor; sin embargo, con el uso de este intercambiador se obtiene un efecto beneficioso en la estabilización de la temperatura y un menor recalentamiento que benefician al compresor y el sistema. Con el PCMA también se logra reducir y controlar la presión del condensador.

Los efectos de estos tres intercambiadores podrían potenciarse en el rendimiento global del equipo utilizándolos al tiempo y esto en teoría debería permitir un COP global

\* Por sus siglas en inglés (*coefficient of performance*)  $COP = \text{efecto refrigerante útil} / \text{entrada de energía}$ .

mayor al 40%. Sin embargo, la posibilidad de lograr estos incrementos en el COP dependen de la capacidad de almacenamiento disponible y de la resistencia térmica entre el PCM y el refrigerante en los ciclos de carga y descarga por lo cual el dimensionamiento y el diseño de los intercambiadores es de suma importancia.

Aunque en el estudio no se calculan las eficiencias exergéticas del ciclo es fácil observar que estas podrían calcularse fácilmente a través de las ecuaciones desarrolladas en el capítulo 3 para intercambiadores de calor. Igualmente aplicaría el concepto de optimización desarrollado para la temperatura de fusión del PCM ( $T_b$ ) para ser elegida como el promedio geométrico de la temperatura del fluido a la entrada del intercambiador ( $T_i$ ) y la temperatura del ambiente ( $T_0$ ), es decir,  $T_b=(T_i T_0)^{1/2}$ .

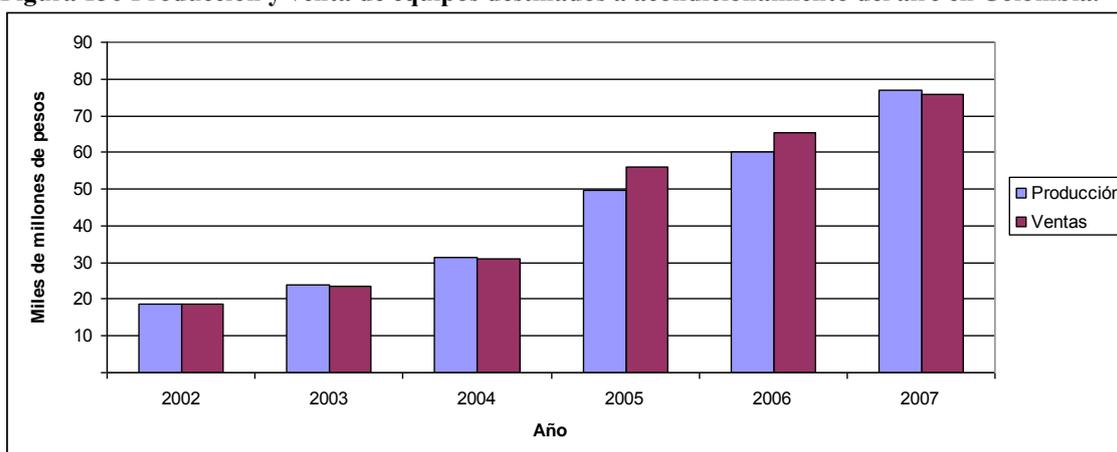


## 6. MERCADO POTENCIAL DE IMPLEMENTACIÓN DE PCM EN SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE EN COLOMBIA

### 6.1 VENTAS DE EQUIPOS

De acuerdo a la Encuesta Anual Manufacturera<sup>71</sup> que realiza el DANE cada año existe una tendencia en aumento en la producción y venta de equipos destinados al acondicionamiento del aire (ver figura 136). Esto es un aspecto importante porque corresponde a una tendencia hacia satisfacer condiciones de confort para los ocupantes.

**Figura 136 Producción y venta de equipos destinados a acondicionamiento del aire en Colombia.**



Fuente: Obtenidos a partir de datos de la Encuesta Anual Manufacturera realizada por el DANE.

Es fácil observar que en prácticamente en cinco años la producción y ventas de equipos de aire acondicionado se han triplicado, tendencia que es de esperar continúe por la exigencia de mayor de confort.

### 6.2 CONSUMO DE ENERGÍA

Uno de los aspectos cruciales en la eficiencia energética es la eficiencia energética en edificios ya que estos típicamente consumen hasta el 40% de la energía primaria en el mundo<sup>72</sup>. En la figura 137 se puede observa la distribución del consumo final de estas energías en el caso de Colombia para el año 2010. En la figura 138 puede la distribución del consumo final de energía total (primaria y secundaria) para el mismo año. Como puede observarse, en el caso de Colombia el 30% del consumo de energía primaria se

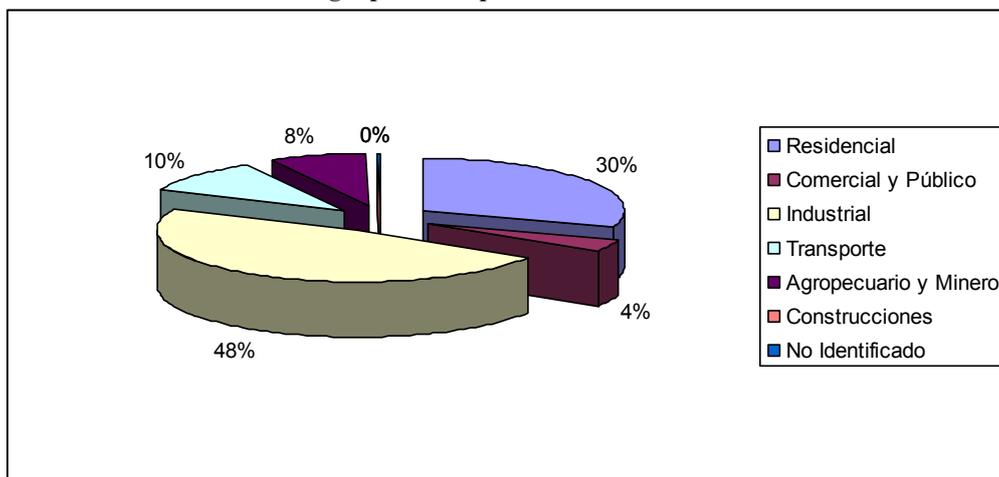
<sup>71</sup> DANE. Encuesta Anual Manufacturera. Disponible en: <http://190.25.231.249/encuestas/eam/seleccion.htm?x=33&y=23>.

<sup>72</sup> DUIĆ, Neven; GUZOVIĆ, Zvonimir y LUND, Henrik. Sustainable development of energy, water and environment Systems. En: Energy. Abril, 2011. vol. 36, no. 4, p. 1839-1841.

utiliza en el área residencial y tan sólo el 4% en el sector comercial y público. La mayor parte de esta energía se consume en el transporte, 48%.

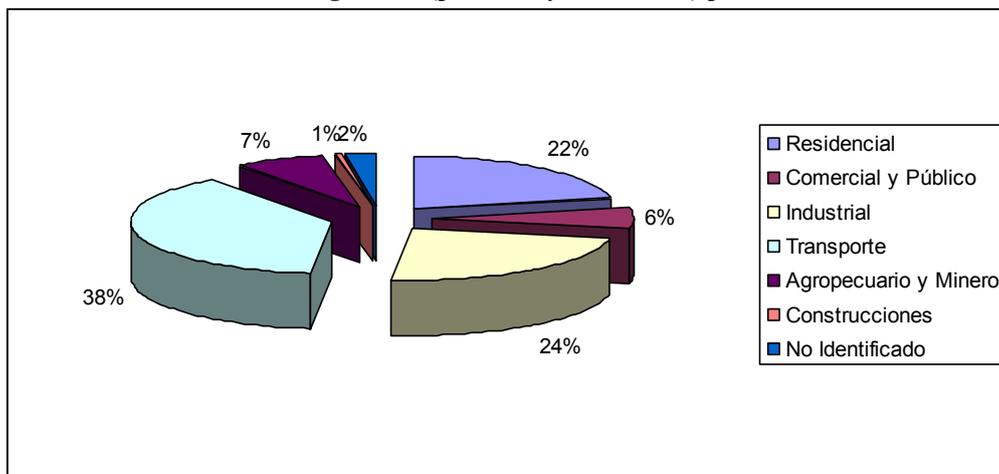
En la figura 139 se presenta la estructura de usos energéticos en el sector residencial urbano del país. De esta figura es claro que el aire acondicionado no es el uso de mayor demanda energética (alrededor del 3%). Una de la razones para esto esta relacionando con el nivel de ingresos teniendo en cuenta que la utilización de estos equipos es un gasto alto tanto por el equipo en sí como por el pago del consumo energético que se deriva. Por esta circunstancia, generalmente su utilización se da más en estratos altos y especialmente en ciudades con clima cálido<sup>73</sup> como Barranquilla (ver figuras 140 y 141).

**Figura 137 Consumo final de energía primaria por sectores 2010.**



Fuente: A partir de datos de la UPME.

**Figura 138 Consumo final de energía total (primaria y secundaria) por sectores 2010.**

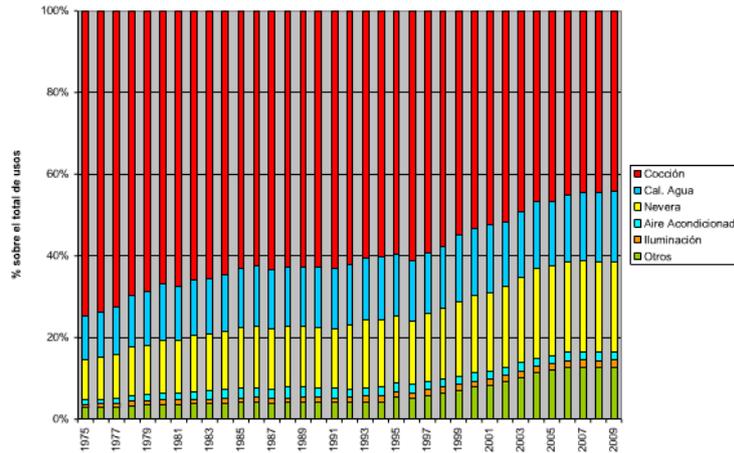


Fuente: A partir de datos de la UPME.

<sup>73</sup> UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA. Determinación del consumo final de energía en los sectores residencial urbano y comercial y determinación de consumo para equipos domésticos de energía eléctrica y gas. Disponible en: [www.corpoema.com/Informacion%20FNCE/Eficiencia/INFORME%20FINAL%20RESIDENCIAL.pdf](http://www.corpoema.com/Informacion%20FNCE/Eficiencia/INFORME%20FINAL%20RESIDENCIAL.pdf)



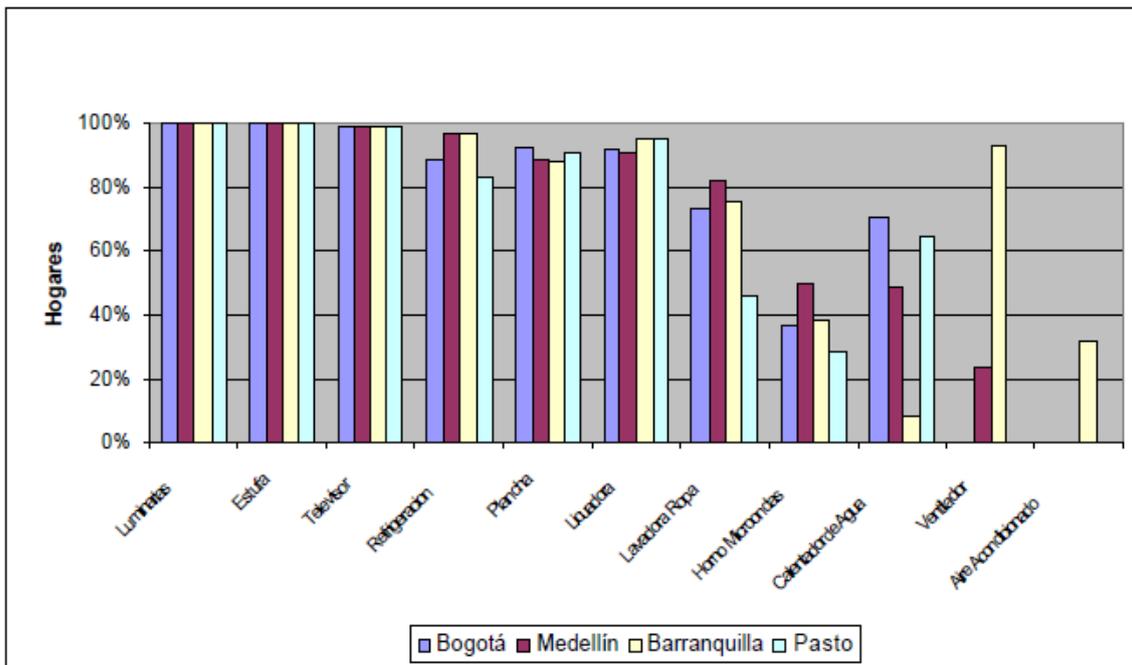
**Figura 139 Estructura de usos energéticos en el sector residencial urbano colombiano.**



**Fuente: UPME. Actualización y revisión de los balances energéticos nacionales de Colombia 1975-2009.**

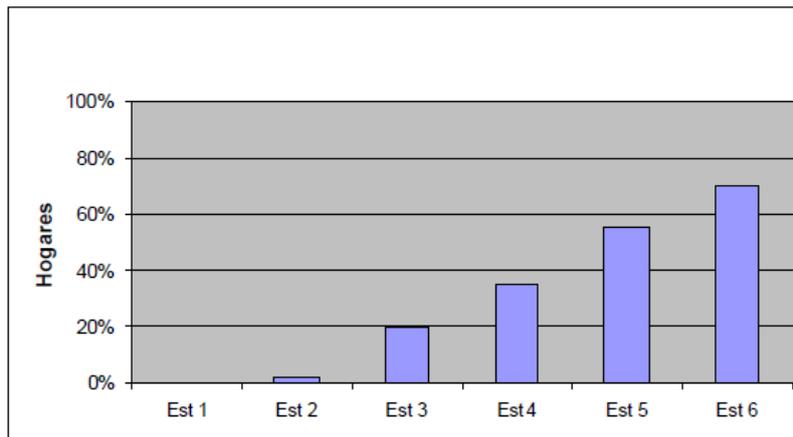
Esto no significa que en el sector residencial no pueda haber un gran mercado potencial para los PCM (como mecanismos de reemplazo de los sistemas de aire acondicionado) sino que su implementación debería ser muy económica; cada día las personas son más exigentes en aspectos de confort y es de esperar que el aire acondicionado continúe aumentando su uso incluso a clases más populares.

**Figura 140 Tenencia de electro y gasodomésticos 2006., UPME-UNAL, 2006.**



**Fuente: Universidad Nacional. Determinación del consumo final de energía en los sectores residencial urbano y comercial y determinación de consumo para equipos domésticos de energía eléctrica y gas.**

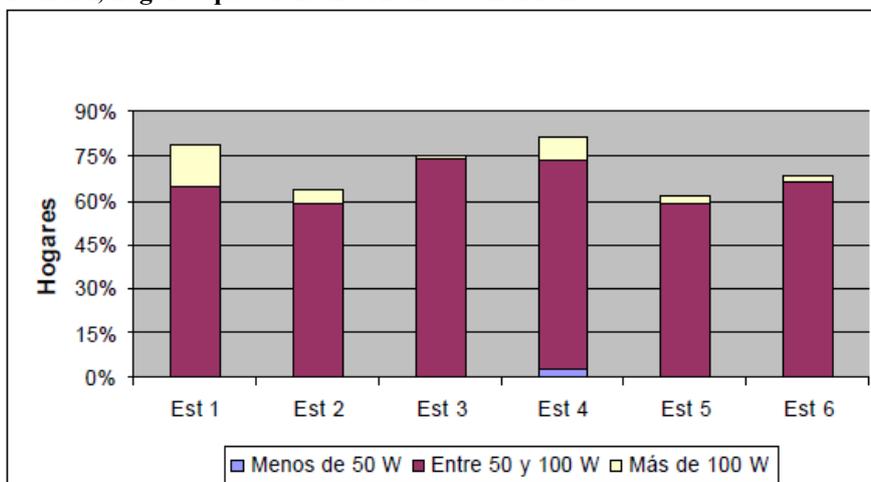
**Figura 141 Datos para Barranquilla, 2006, del informe residencial, hogares que cuentan con aire acondicionado.**



Fuente: Universidad Nacional. Determinación del consumo final de energía en los sectores residencial urbano y comercial y determinación de consumo para equipos domésticos de energía eléctrica y gas.

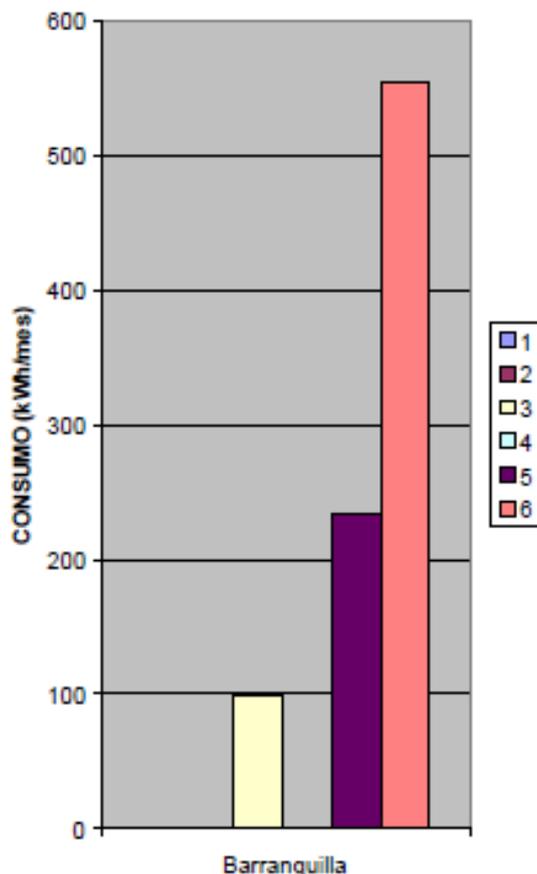
Como se puede observar también en la figura 140, en Barranquilla existe una gran cantidad de ventiladores y es de esperar que esta misma condición se de en ciudades con clima similares. No obstante, no existen datos de consumo energético real aunque en su mayoría estos equipos tienen un bajo consumo energético como puede observarse en la figura 142. De acuerdo a cálculos del mismo estudio es de esperar un consumo teórico de 42,7 KW·h/mes por hogar para estos equipos, el cual es significativamente más bajo que el debido a los aires acondicionados (ver figura 143). Adicionalmente, en la implementación de PCMs en paredes, techo y pisos es favorable tener ventilación forzada como la que proporcionan estos equipos. Por estas razones, el análisis económico se hará enfocado hacia la disminución del consumo energético de aires acondicionados y tomando como datos típicos los resultados arrojados por el estudio mencionado para la ciudad de Barranquilla.

**Figura 142 Capacidad de los ventiladores encuestados para la ciudad de Barranquilla, 2006, del informe residencial, hogares que cuentan con aire acondicionado.**



Fuente: Universidad Nacional. Determinación del consumo final de energía en los sectores residencial urbano y comercial y determinación de consumo para equipos domésticos de energía eléctrica y gas.

**Figura 143 Consumo energético por mes y por estrato aire acondicionado para la ciudad de Barranquilla, 2006.**



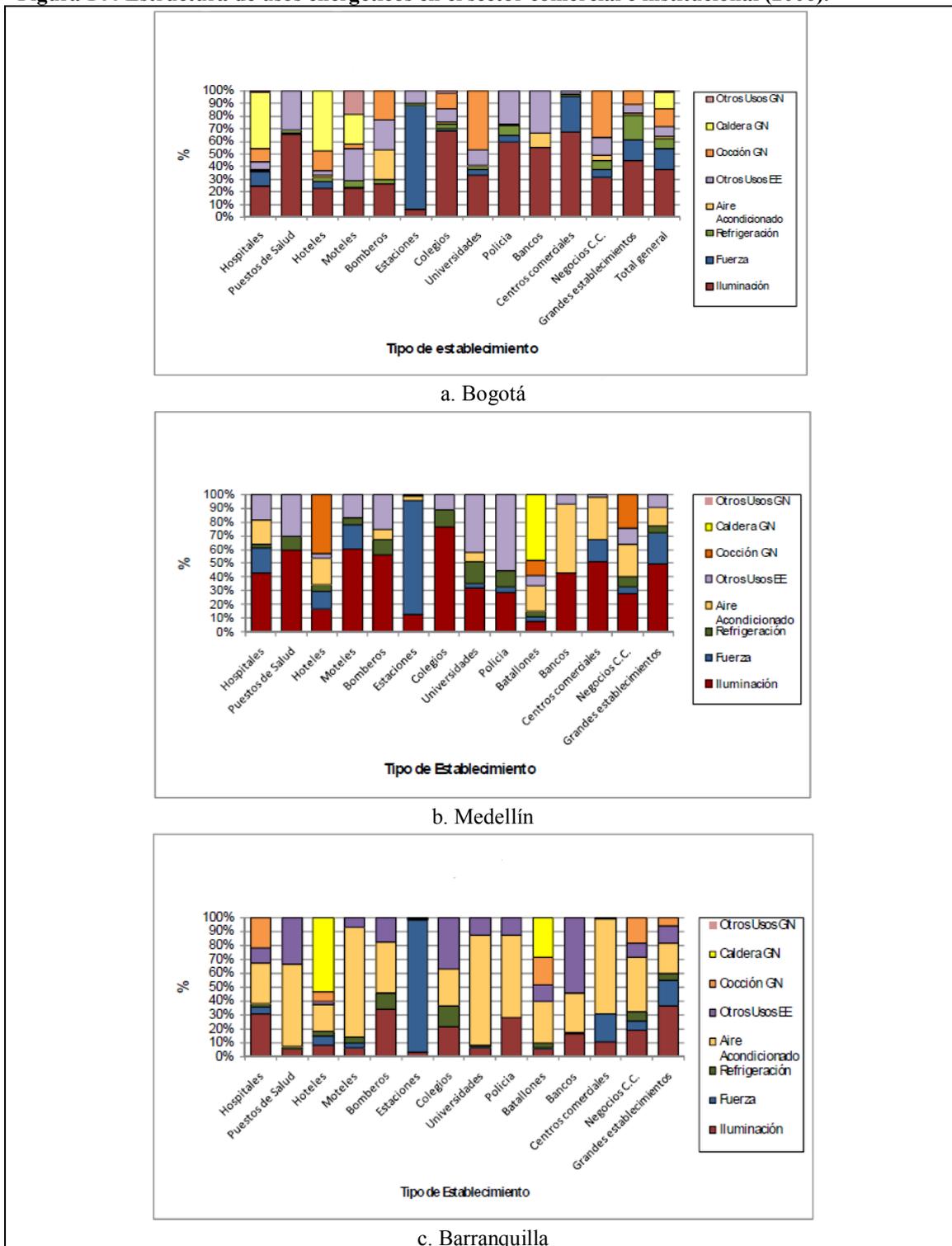
**Fuente:** Universidad Nacional. Determinación del consumo final de energía en los sectores residencial urbano y comercial y determinación de consumo para equipos domésticos de energía eléctrica y gas.

A nivel comercial e institucional (o llamado también público), en ciudades de clima cálido el uso de equipos de aire acondicionado es bastante alto como puede observarse en la figura 144 que corresponde también a un estudio realizado por la Universidad Nacional para la UPME en la ciudad de Barranquilla<sup>74</sup>. Esto permite establecer que desde el punto de vista de reducción de costos podría existir un ambiente propicio para la implementación de sistemas de acondicionamiento basados en PCMs en este sector.

El aire acondicionado en la ciudad de Bogotá se encuentra en hospitales, negocios de centros comerciales, estaciones de policía y bancos. En Medellín, por su parte, el aire acondicionado encuentra principalmente en hospitales y grandes establecimientos comerciales. En Barranquilla se encuentra mayoritariamente en centros comerciales, grandes establecimientos comerciales, hoteles, universidades y negocios en centro comerciales.

<sup>74</sup> UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA. Caracterización del consumo de energía final en los sectores terciario, grandes establecimientos comerciales, centros comerciales y determinación de consumo para sus respectivos equipos de uso de energía final. Disponible en: [www.corpoema.com/Informacion%20FNCE/Eficiencia/INFORME%20FINAL%20TERCIARIO.pdf](http://www.corpoema.com/Informacion%20FNCE/Eficiencia/INFORME%20FINAL%20TERCIARIO.pdf)

Figura 144 Estructura de usos energéticos en el sector comercial e institucional (2006).

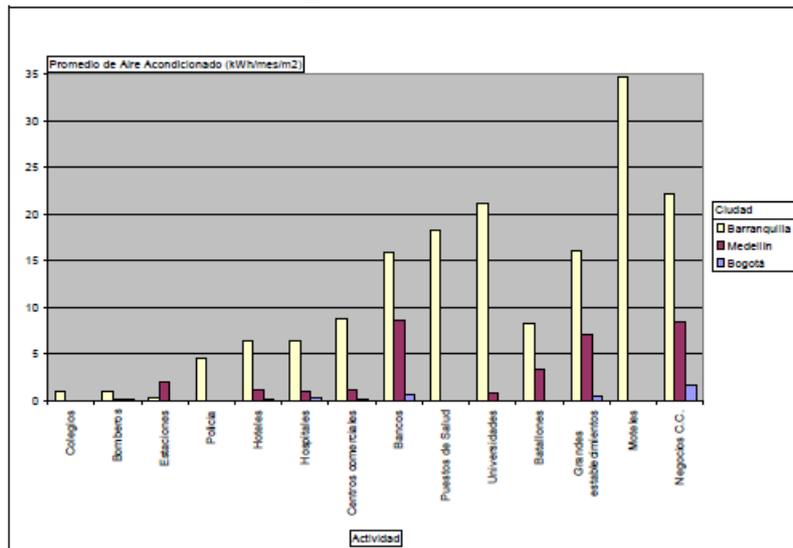


Fuente: Universidad Nacional. Caracterización del consumo de energía final en los sectores terciario, grandes establecimientos comerciales, centros comerciales y determinación de consumo para sus respectivos equipos de uso de energía final.

En la comparación realizada de la densidad de consumo de energía en el mismo estudio se muestra en forma clara y contundente que existen diferencias apreciables entre ciudades o pisos térmicos. Como se indicó, en la ciudad de Bogotá el aire

acondicionado se usa principalmente en los hospitales, bancos, en los grandes establecimientos y en algunos negocios dentro de los centros comerciales. Sin embargo su intensidad es muy pequeña comparada con la usada en Medellín y Barranquilla, en donde se usa en todos los subsectores. La figura 145 muestra la densidad de consumo de energía por concepto de aire acondicionado en todos los subsectores y por ciudad. Es de notar la gran intensidad de consumo en la ciudad de Barranquilla, condición que se puede esperar en otras ciudades con clima cálido.

**Figura 145 Densidad de consumo de energía en aire acondicionado.**



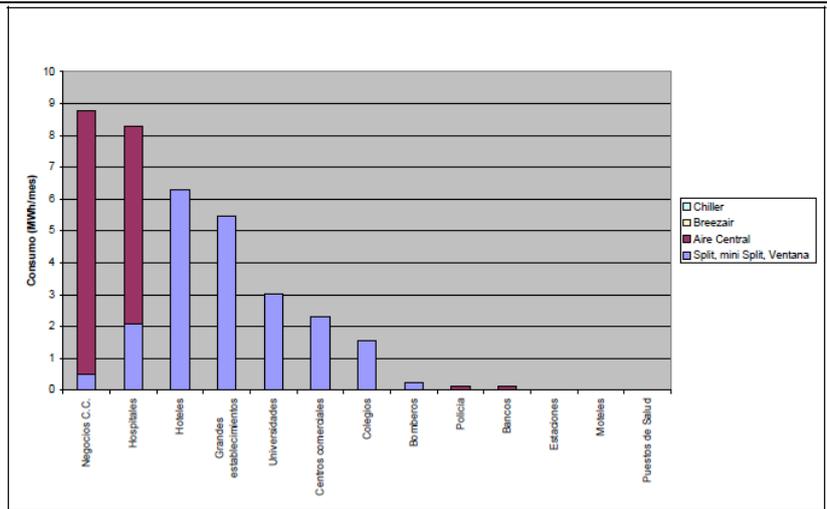
**Fuente:** Universidad Nacional. Caracterización del consumo de energía final en los sectores terciario, grandes establecimientos comerciales, centros comerciales y determinación de consumo para sus respectivos equipos de uso de energía final.

Las grandes cargas térmicas y por ende demandas de electricidad para aire acondicionado en el sector comercial e institucional están en la ciudad de Barranquilla y Medellín, en donde se usa el aire acondicionado en casi todos los subsectores. En Bogotá se encuentran algunos sistemas de aire acondicionado en las áreas ya descritas y los requieren debido a la gran densidad de potencia instalada por iluminación.

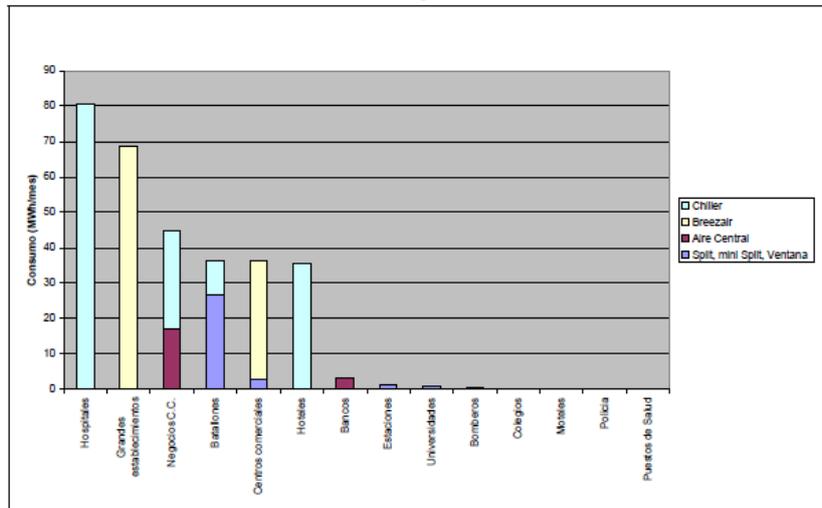
La tendencia actual en los grandes centros comerciales en Medellín y Barranquilla es tener aire acondicionado en las áreas comunes por medio de sistemas de aire acondicionado central. En los centros comerciales tradicionales los locales disponen de sistemas de aire acondicionado independientes, normalmente sistemas compactos en unidades de hasta 7 kW, tipo solo aire. Los rendimientos encontrados en las unidades de producción de frío están entre 1.5 kW/ton para las unidades compactas tipo *splits*, 0.9 kW/ton para los sistemas centrales tipo aire agua y 0.6 kW/ton de refrigeración para los sistemas centrales con *chiller* tipo solo agua. El uso de los sistemas de aire acondicionado marca la diferencia en la densidad de consumo de energía eléctrica mensual por unidad de área para todos los subsectores de acuerdo con el piso térmico, la densidad de consumo aumenta con la temperatura promedio.

En el trabajo se reporta también que se encontraron muchos sistemas de aire acondicionado con unidades compactas tipo todo aire (tipo *split* y *minisplit*), especialmente en los negocios dentro de los centros comerciales (ver figura 146).

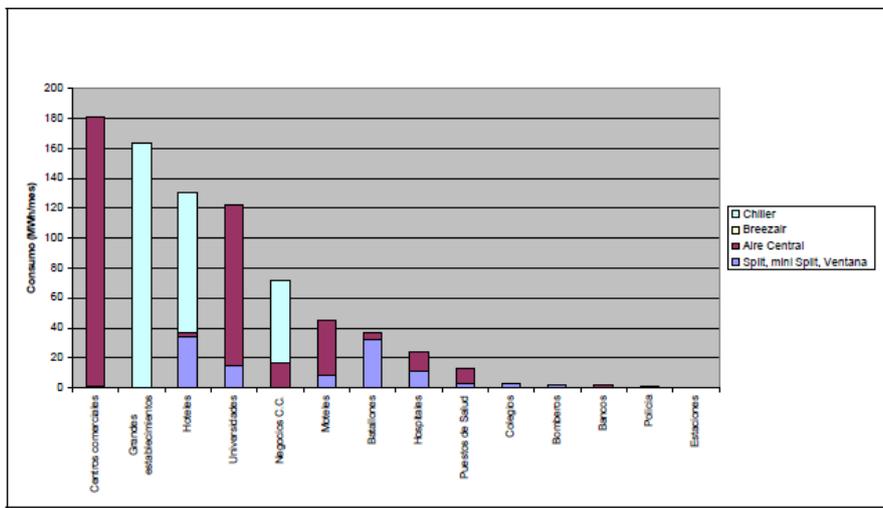
**Figura 146 Consumo de energía eléctrica en aire acondicionado por tipo de establecimiento y tecnología.**



a. Bogotá



b. Medellín



c. Barranquilla

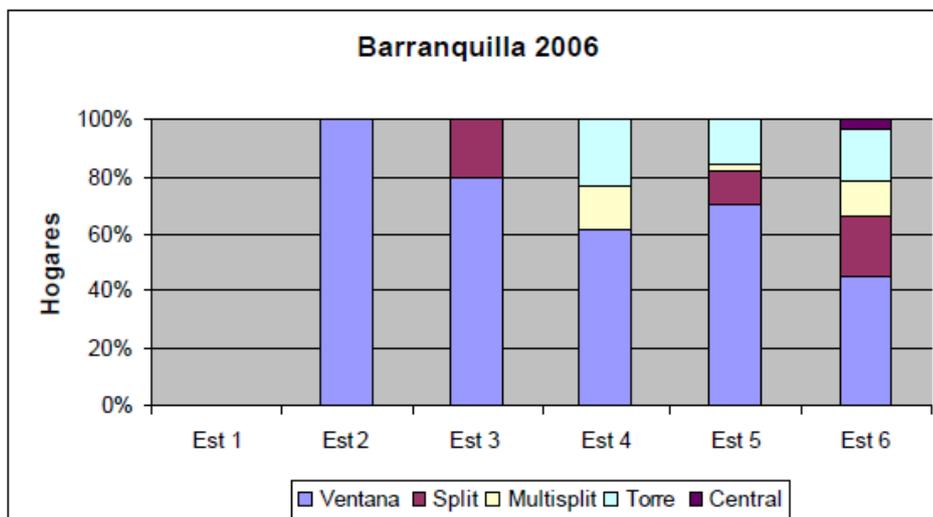
**Fuente: Universidad Nacional. Caracterización del consumo de energía final en los sectores terciario, grandes establecimientos comerciales, centros comerciales y determinación de consumo para sus respectivos equipos de uso de energía final.**

En las grandes superficies y en los hoteles se encontraron sistemas centrales del tipo agua-aire especialmente en Medellín y en Barranquilla. En Medellín la mayor parte de los sistemas tanto en los centros comerciales como en las grandes superficies son aire-agua trabajando semiabiertos por evaporación en torres de enfriamiento o unidades compactas de enfriamiento evaporativo (conocidas popularmente como *Breezair*).

En Barranquilla, los sistemas son también agua aire centrales, pero en circuitos cerrados de agua enfriada con equipos tipo *chiller*. Las potencias promedio de los sistemas con *chiller* están entre 40 y 140 kW y sus consumos de energía de 1000 a 1600 kWh/día. Los sistemas por evaporación están entre .8 kW a 50 kW y sus consumos de energía de 10 a 1000 kWh/día. Los sistemas compactos están entre 1 y 7 kW con consumos entre 30 y 100 kWh/día. Los equipos son en general de tecnología reciente.

En la figura 147 puede observarse los tipos de equipos según la tecnología y estrato en la ciudad de Barranquilla. Como es de esperar, en los estratos bajos los equipos preferidos son los tipo ventana por ser los más económicos. Los otros tipos de aire acondicionado, tales como el tipo *split* y *multisplit*, el de torre y el aire acondicionado central se presentan especialmente en el estrato 6.

Figura 147 Tenencia de aire acondicionado por tecnología.



Fuente: Universidad Nacional. Caracterización del consumo de energía final en los sectores terciario, grandes establecimientos comerciales, centros comerciales y determinación de consumo para sus respectivos equipos de uso de energía final.

### 6.3 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

Un evaluación completa de cualquier alternativa de implementación de PCM en edificios inicia desde una definición y delimitación muy clara del proyecto debido a la complejidad de todos los factores que intervienen: clima local, diseño y orientación del edificio, ubicación del PCM, tipo y cantidad de material usado, temperatura de diseño para el cambio de fase, método de encapsulación (si aplica), modo en que el PCM es cargado/descargado, estrategias complementarias usadas, selección y diseño de equipos, entre otros. Sin embargo, como el interés principal es evaluar la posibilidad de

disminuir el consumo de energía a continuación se hará un análisis teniendo en cuenta este factor y los posibles gastos de materiales y mano de obra para la instalación o el costo de los equipos.

En la tabla 24 puede observarse el costo promedio anual de la tarifa eléctrica para el país en los últimos años y en sus principales usos finales. Para el 2012 se tomó el promedio para los datos disponibles hasta marzo.

**Tabla 24 Evolución de la tarifa eléctrica en Colombia.**

Año	Tarifa en \$/kW.h							
	No Residencial		Residencial					
	Comercial	Industrial	Estrato 1	Estrato 2	Estrato 3	Estrato 4	Estrato 5	Estrato 6
2012	365,9	339,7	391,8	394,3	387,7	377,2	374,5	368,3
2011	373,9	356,6	378,0	381,2	383,4	371,7	362,0	357,8
2010	348,4	332,4	357,6	363,9	366,3	357,0	500,3	348,1
2009	345,6	430,9	332,9	327,7	330,9	328,4	324,6	316,1
2008	273,8	251,7	303,5	296,8	299,1	297,0	285,7	286,6

Fuente: UPME, Generador de Consultas Sistema de Información Eléctrico Colombiano.

**6.3.1 Sistemas pasivos e híbridos.** A continuación se presentan los costos de materiales y mano de obra para construir un metro cuadrado de las paredes, pisos y techos tratados en el capítulo 4. A excepción de los materiales con PCM, los datos fueron estimados de los datos presentados en la Revista Construdata de marzo-mayo de 2012<sup>75</sup>. En general se tomaron los promedios presentados para cuatro ciudades del país: Bogotá, Cali, Medellín y Barranquilla. En el valor de los materiales para las diferentes capas se incluyeron todos los insumos que se requieren para su construcción. Los datos de las láminas de BioPCM mat fueron obtenidos directamente del fabricante mientras que los de Micronal y DeltaCool 21 fueron estimados a partir de productos similares debido a que no fueron posibles obtenerlos directamente del fabricante. La mano de obra de instalación se consideró como la misma para actividades similares. Otro aspecto que debe tenerse presente es que se asumen como si la construcción fuera nueva (ver tablas 25 a 40).

Los materiales analizados prácticamente no requieren ningún mantenimiento y reposición debido a que el número de ciclos que están en capacidad de soportar (descarga de día, recarga en la noche) es bastante alto: infinito de para Micronal de acuerdo a información del fabricante (sin embargo, de acuerdo al sello RAL deben tener como mínimo 10,000 ciclos, es decir, 27 años), BioPCM mat 32,000 (88 años) y DeltaCool 21 10,000 (27 años).

**Tabla 25 Pared perfecta ASHRAE, pared institucional.**

Capa	Descripción	Espesor mm	Materiales \$	Mano de obra \$	Sub-total \$
2	Ladrillo macizo	120	47.458	17.479	64.937
4	Espuma de poliuretano rígida	50	35.000	10.691	45.691
5	Barrera contra agua, aire y retardador de vapor	1,5	33.072	12.900	45.972
6	Concreto	70	27.692	14.346	42.038
7b	Listón de madera	25	18.000	1.450	19.450
8	Panel de cartón yeso	12,7	15.396	5.000	20.396
9	Capa de estuco	3	5.493	4.741	10.234
<b>Total</b>		<b>307,2</b>	<b>182.111</b>	<b>66.607</b>	<b>248.718</b>

<sup>75</sup> Construdata. Marzo-mayo, 2012. vol. 162.



**Tabla 26 Pared perfecta ASHRAE, pared comercial.**

Capa	Descripcion	Espesor mm	Materiales \$	Mano de obra \$	Sub-total \$
2	Ladrillo macizo	120	47.458	17.479	64.937
4	Espuma de poliuretano rígida	50	35.000	10.691	45.691
5	Barrera contra agua, aire y retador de vapor	1,5	33.072	12.900	45.972
6	Panel de fibro cemento	15,9	28.459	5.000	33.459
7b	Canal de acero	1,5	7.634	2.900	10.534
8	Panel de cartón yeso	12,7	15.396	5.000	20.396
9	Capa de estuco	3	5.493	4.741	10.234
<b>Total</b>		<b>253,1</b>	<b>172.512</b>	<b>58.711</b>	<b>231.223</b>

**Tabla 27 Pared perfecta ASHRAE, pared residencial.**

Capa	Descripcion	Espesor mm	Materiales \$	Mano de obra \$	Sub-total \$
2	Ladrillo macizo	120	47.458	17.479	64.937
4	Espuma de poliuretano rígida	50	35.000	10.691	45.691
5	Barrera contra agua, aire y retador de vapor	1,5	33.072	12.900	45.972
6	Panel de fibro cemento	15,9	28.459	5.000	33.459
7a	Espuma de poliuretano	25	17.500	5.346	22846
7b	Listón de madera	25	18.000	1.450	19.450
8	Panel de cartón yeso	12,7	15.396	5.000	20.396
9	Capa de estuco	3	5.493	4.741	10.234
<b>Total</b>		<b>253,1</b>	<b>200.378</b>	<b>62.607</b>	<b>262.985</b>

**Tabla 28 Piso perfecto ASHRAE.**

Capa	Descripcion	Espesor mm	Materiales \$	Mano de obra \$	Sub-total \$
2	Baldosa de pizarra	7	26.460	7.008	33.468
3	Capa de mezcla de cemento arena	10	4.058	7.009	11.067
4	Concreto	70	27.692	14.346	42.038
5	Película de polietileno	1,8	33.072	12.900	45.972
6	Recebo	150	5.453	1.592	7.045
<b>Total</b>		<b>238,8</b>	<b>96.735</b>	<b>42.855</b>	<b>139.590</b>

**Tabla 29 Techo perfecto ASHRAE.**

Capa	Descripcion	Espesor mm	Materiales \$	Mano de obra \$	Sub-total \$
2	Teja de arcilla	50	72.882	16.985	89.867
3	Tela de asfalto	5	22.477	22.619	45.096
4	Lámina de madera	10	36.000	4.000	40.000
5a	Espuma de poliuretano rígida	100	70.000	21.382	91.382
5b	Listón de madera	100	29.942	16.490	46.432
6	Panel de cartón yeso	12,7	15.396	5.000	20.396
7	Capa de estuco	3	5.493	4.741	10.234
<b>Total</b>		<b>180,7</b>	<b>252.190</b>	<b>91.217</b>	<b>343.407</b>

- **Con microencapsulación**

**Tabla 30 Pared con panel de cartón y yeso con Micronal.**

Capa	Descripcion	Espesor mm	Materiales \$	Mano de obra \$	Sub-total \$
2	Capa de mezcla de cemento arena	10	6.064	13.281	19.345
3	Concreto	70	27.692	14.346	42.038
4a	Listón de madera	25	18.000	1.450	19.450
5	Micronal® PCM gypsum wallboard 26	15	254.000	5.000	259.000
6	Capa de estuco	3	5.493	4.741	10.234
<b>Total</b>		<b>123</b>	<b>311.249</b>	<b>38.818</b>	<b>350.067</b>

**Tabla 31 Pared con concreto conteniendo Micronal.**

Capa	Descripción	Espesor mm	Materiales \$	Mano de obra \$	Sub-total \$
2	Capa de mezcla de cemento arena	10	6.064	13.281	19.345
3	Concreto con Micronal DS 5008 X	70	238.000	14.346	252.346
4	Capa de mezcla de cemento arena	10	5.014	9.234	14.248
5	Capa de estuco	3	5.493	4.741	10.234
<b>Total</b>		<b>93</b>	<b>254.571</b>	<b>41.602</b>	<b>296.173</b>

**Tabla 32 Pared con una mezcla de cemento y arena con Micronal.**

Capa	Descripción	Espesor mm	Materiales \$	Mano de obra \$	Sub-total \$
2	Capa de mezcla de cemento arena	10	6.064	13.281	19.345
3	Concreto	70	27.692	14.346	42.038
4	Mezcla de cemento-arena con Micronal DS 5008	10	103.500	9.234	112.734
5	Capa de estuco	3	5.493	4.741	10.234
<b>Total</b>		<b>93</b>	<b>142.749</b>	<b>41.602</b>	<b>184.351</b>

**Tabla 33 Techo con panel de cartón y yeso con Micronal.**

Capa	Descripción	Espesor mm	Materiales \$	Mano de obra \$	Sub-total \$
2	Teja de arcilla	50	72.882	16.985	89.867
3	Tela de asfalto	5	22.477	22.619	45.096
4	Lámina de madera	10	36.000	4.000	40.000
5b	Listón de madera	100	29.942	16.490	46.432
6	Micronal® PCM gypsum wallboard 26	15	254.000	5.000	259.000
7	Capa de estuco	3	5.493	4.741	10.234
<b>Total</b>		<b>183</b>	<b>420.794</b>	<b>69.835</b>	<b>490.629</b>

**Tabla 34 Piso con concreto conteniendo Micronal.**

Capa	Descripción	Espesor mm	Materiales \$	Mano de obra \$	Sub-total \$
1	Superficie superior, aire quieto				
2	Baldosa de pizarra	7	26.460	7.008	33.468
3	Capa de mezcla de cemento arena	10	4.058	7.009	11.067
4	Concreto con Micronal DS 5008 X	70	238.000	14.346	252.346
5	Película de polietileno	1,8	33.072	12.900	45.972
6	Recebo	150	5.453	1.592	7.045
<b>Total</b>		<b>238,8</b>	<b>307.043</b>	<b>42.855</b>	<b>349.898</b>

- **Macro-encapsulación**

**Tabla 35 Pared con panel de cartón-yeso y una lámina de BioPCM mat**

Capa	Descripción	Espesor mm	Materiales \$	Mano de obra \$	Sub-total \$
2	Capa de mezcla de cemento arena	10	6.064	13.281	19.345
3	Concreto	70	27.692	14.346	42.038
4a	Listón de madera	25	18.000	1.450	19.450
4b	Lámina de BioPCM mat	15	97.000	5.000	102.000
5	Panel de cartón yeso	12,7	15.396	5.000	20.396
6	Capa de estuco	3	5.493	4.741	10.234
<b>Total</b>		<b>120,7</b>	<b>169.645</b>	<b>43.818</b>	<b>213.463</b>

**Tabla 36 Techo con panel de cartón-yeso y una lámina de BioPCM mat.**

Capa	Descripción	Espesor mm	Materiales \$	Mano de obra \$	Sub-total \$
2	Teja de arcilla	50	72.882	16.985	<b>89.867</b>
3	Tela de asfalto	5	22.477	22.619	<b>45.096</b>
4	Lámina de madera	10	36.000	4.000	<b>40.000</b>
5a	Listón de madera	100	29.942	16.490	<b>46.432</b>
5d	Lámina de BioPCM mat	15	97.000	5.000	<b>102.000</b>
6	Panel de cartón yeso	12,7	15.396	5.000	<b>20.396</b>
7	Capa de estuco	3	5.493	4.741	<b>10.234</b>
<b>Total</b>		<b>180,7</b>	<b>279.190</b>	<b>74.835</b>	<b>354.025</b>

**Tabla 37 Piso de madera y Delta-Cool 21**

Capa	Descripción	Espesor mm	Materiales \$	Mano de obra \$	Sub-total \$
2	Lámina de madera	10	36.000	4.000	<b>40.000</b>
3a	Bolsa de Delta-Cool 21	15	146.500	5.000	<b>151.500</b>
3b	Lámina de madera	10	18.720	4.000	<b>22.720</b>
3d	Listón de madera 50 mm	50	20.000	2.000	<b>22.000</b>
3e	Listón de madera 75 mm	75	22.457	12.368	<b>34.825</b>
4	Concreto	70	27.692	14.346	<b>42.038</b>
5	Película de polietileno	1,8	33.072	12.900	<b>45.972</b>
6	Recebo	150	5.453	1.592	<b>7.045</b>
<b>Total</b>		<b>306,8</b>	<b>309.894</b>	<b>56.206</b>	<b>366.100</b>

- **Construcción típica**

**Tabla 38 Pared.**

Capa	Descripción	Espesor mm	Materiales \$	Mano de obra \$	Sub-total \$
2	Capa de mezcla de cemento arena	10	6.064	13.281	<b>19.345</b>
3	Concreto	70	27.692	14.346	<b>42.038</b>
4	Capa de mezcla de cemento arena	10	5.014	9.234	<b>14.248</b>
5	Capa de estuco	3	5.493	4.741	<b>10.234</b>
<b>Total</b>		<b>93</b>	<b>44.263</b>	<b>41.602</b>	<b>85.865</b>

**Tabla 39 Techo.**

Capa	Descripción	Espesor mm	Materiales \$	Mano de obra \$	Sub-total \$
2	Teja de arcilla	50	72.882	16.985	<b>89.867</b>
3	Tela de asfalto	5	22.477	22.619	<b>45.096</b>
4	Lámina de madera	10	36.000	4.000	<b>40.000</b>
5a	Listón de madera	100	29.942	16.490	<b>46.432</b>
5	Panel de cartón yeso	12,7	15.396	5.000	<b>20.396</b>
7	Capa de estuco	3	5.493	4.741	<b>10.234</b>
<b>Total</b>		<b>180,7</b>	<b>182.190</b>	<b>69.835</b>	<b>252.025</b>

**Tabla 40 Piso.**

Capa	Descripción	Espesor mm	Materiales \$	Mano de obra \$	Sub-total \$
2	Baldosa de pizarra	7	26.460	7.008	<b>33.468</b>
3	Capa de mezcla de cemento arena	10	4.058	7.009	<b>11.067</b>
4	Concreto	70	27.692	14.346	<b>42.038</b>
5	Película de polietileno	1,8	33.072	12.900	<b>45.972</b>
6	Recebo	150	5.453	1.592	<b>7.045</b>
<b>Total</b>		<b>238,8</b>	<b>96.735</b>	<b>42.855</b>	<b>139.590</b>

A continuación se presenta un tabla resumen comparativa (tabla 41) de estos costos con respecto a las construcciones típicas y entre ellas mismas. Como se puede observar las implementaciones en paredes más costosas, por metro cuadrado, son las que utilizan el PCM microencapsulado, sobre todo en el concreto y el panel-yeso y están en el mismo rango de las paredes propuestas por la ASHRAE. Para las paredes, las opciones más económicas están en el uso del microencapsulado directamente incorporado a la mezcla de arena-cemento (que tiene mejor desempeño desde el punto de vista de conducción de calor que con respecto al concreto como se explicó en el capítulo 5) y el uso de la lámina BioPCM mat. Como resultado, podría afirmarse que la implementaciones de los PCM en las propuestas planteadas (incluyendo techos y pisos) tienen un costo entre dos y cuatro veces el costo de una construcción típica.

En la siguiente se hará primero el análisis para sistemas híbridos que utilizan implementaciones de PCM en combinación con sistemas de aire acondicionado convencionales. BioPCM mat en su página web reporta ahorros energéticos de hasta un 30% afirmación que coincide con los resultados obtenidos por K. Muruganatham<sup>76</sup>. Para los otros materiales no se tiene reportes científicos que den una idea clara sobre cuál es el ahorro potencial energético de su implementación. Sin embargo, en un estudio realizado por J. Kósny *et al*<sup>77</sup> menciona que el uso de masa térmica (como las implementaciones mencionadas) en edificios bien aislados es posible generar ahorros energéticos de hasta 25% en construcciones residenciales de Estados Unidos, valor muy aproximado al mencionado para el BioPCM mat.

---

<sup>76</sup> MURUGANANTHAM, Karthik, et al. Experimental investigation of a bio-based phase-change material to improve building energy performance. En: 4<sup>th</sup> International Conference on Energy Sustainability (4: 17-22, mayo 2010: Phoenix, Arizona, USA). Proceedings of ASME 2010 4<sup>th</sup> International Conference on Energy Sustainability. p. 1-6.

<sup>77</sup> KOSNY, J, et al. PCM-Enhanced Building Envelopes in Current ORNL Research Projects. Oak Ridge National Laboratory. Oak Ridge (Tennessee, USA).Septiembre, 2008.

**Tabla 41 Costos resumen de la construcción de un metro cuadrado de pared, techo y piso con y sin PCM.**

<b>PARED</b>									
Construcción	\$/m <sup>2</sup>	Pared típica	ASHRAE, pared institucional	ASHRAE, pared comercial	ASHRAE, pared residencial	Panel de cartón y yeso con Micronal	Concreto conteniendo Micronal	Mezcla de cemento y arena con Micronal	Panel de cartón-yeso y una lámina de BioPCM mat
Pared típica	85.865	-	34,5%	37,1%	32,7%	24,5%	29,0%	46,6%	40,2%
ASHRAE, pared institucional	248.718	289,7%	-	107,6%	94,6%	71,0%	84,0%	134,9%	116,5%
ASHRAE, pared comercial	231.223	269,3%	93,0%	-	87,9%	66,1%	78,1%	125,4%	108,3%
ASHRAE, pared residencial	262.985	306,3%	105,7%	113,7%	-	75,1%	88,8%	142,7%	123,2%
Panel de cartón y yeso con Micronal	350.067	407,7%	140,7%	151,4%	133,1%	-	118,2%	189,9%	164,0%
Concreto conteniendo Micronal	296.173	344,9%	119,1%	128,1%	112,6%	84,6%	-	160,7%	138,7%
Mezcla de cemento y arena con Micronal	184.351	214,7%	74,1%	79,7%	70,1%	52,7%	62,2%	-	86,4%
Panel de cartón-yeso y una lámina de BioPCM mat	213.463	248,6%	85,8%	92,3%	81,2%	61,0%	72,1%	115,8%	-

<b>PISO</b>					
Construcción	\$/m <sup>2</sup>	Piso típico	Piso perfecto ASHRAE	Con concreto conteniendo Micronal	Madera y Delta-Cool 21
Piso típico	139.590	-	100,0%	39,9%	38,1%
Piso perfecto ASHRAE	139.590	100,0%	-	39,9%	38,1%
Con concreto conteniendo Micronal	349.898	250,7%	250,7%	-	95,6%
Madera y Delta-Cool 21	366.100	262,3%	262,3%	104,6%	-

<b>TECHO</b>					
Construcción	\$/m <sup>2</sup>	Techo típico	Techo perfecto ASHRAE	Con panel de cartón y yeso con Micronal	Panel de cartón-yeso y una lámina de BioPCM mat
Techo típico	139.590	-	40,6%	28,5%	39,4%
Techo perfecto ASHRAE	343.407	246,0%	-	70,0%	97,0%
Con panel de cartón y yeso con Micronal	490.629	351,5%	142,9%	-	138,6%
Panel de cartón-yeso y una lámina de BioPCM mat	354.025	253,6%	103,1%	72,2%	-

Si se toma el valor de 30% de posible ahorro energético aplicado al valor aproximado de 100 kW·h/mes que el estrato 3 (ver figura 143) de la ciudad de Barranquilla destina en promedio al uso de aire acondicionado, tendríamos que los 30 kW·h de ahorro tendrían un valor \$11,631 por mes (se tomó el valor del kW·h a \$387,7 de acuerdo a la tabla 22).

Considerando una construcción de 70 m<sup>2</sup> de área construida y 180 m<sup>2</sup> de pared (valores típicos de apartamentos que se venden para el estrato indicado) a cubrir con PCM con una de las implementaciones más económicas, lámina de BioPCM mat, se tendría que pagar un costo adicional de \$ 22,967,640, valor que resulta de multiplicar los 180 m<sup>2</sup> por la diferencia de valor por metro cuadrado entre el valor de la lámina con PCM y la construcción típica (\$213,463-\$85,865). Aunque esta cifra relativamente no es muy alta con la cantidad ahorrada por la disminución en el consumo energético el tiempo de retorno de la inversión fácilmente es de esperar que sea más de 100 años. Haciendo el mismo cálculo para el consumo aproximado de 550 kW·h del estrato 6 de la misma ciudad y considerando las mismas dimensiones el valor de ahorro es de energético es de \$ 60,770 al mes y el tiempo de retorno podría ser alrededor de 30 años. Esto significa que en ambos casos la implementación sería más un lujo que un cambio en el costo, que es más factible que sea acogido por los estratos altos.

En el caso del sector comercial e institucional la evaluación es un poco más compleja debido a que no existen datos que permitan estimar cuanta área de pared (piso o techo) podría utilizar la tecnología de los PCM. Sin embargo, es posible hacer un estimado. Si se toma, por ejemplo, 6 kW·h/m<sup>2</sup> al mes para los hospitales de la ciudad de Barranquilla (ver figura 145), y suponiendo que la aplicación de la lámina de BioPCM mat se hiciera en un recinto de 100 m<sup>2</sup> (que es muy posible) el consumo mensual sería de 600 kW·h/mes que es muy similar con el que se hicieron los datos para el estrato 6, es decir, el retorno de la inversión estaría en un tiempo entre 5 y 10 años teniendo en cuenta que inclusive es posible que haya menos paredes por cubrir. Si se toma el valor aproximado de 35 kW·h/m<sup>2</sup> al mes para los moteles y un área de una habitación de 50 m<sup>2</sup>, el consumo energético en aire acondicionado sería de 1750 kW·h/mes, con lo que el 30% de ahorro energético tendría un valor de \$192,098. Estimando un área de pared a cubrir de 130 m<sup>2</sup>, la inversión adicional a invertir por habitación sería de \$16,587,740. Con este dato y el valor del ahorro energético es fácil observar que la inversión podría recuperarse en alrededor de siete años.

Estos resultados muestran que la posibilidad de implementar los PCM en estrategias pasivas es posible en el sector residencial en estratos altos y en establecimientos comerciales e institucionales con altos valores de densidad de consumo de energía

En teoría es fácil pensar que la implementación de los PCM en paredes, techos y pisos podría eliminar el uso del aire acondicionado. Por ejemplo, para el apartamento del estrato 3 analizado el consumo en aire acondicionado por día es 100 kW·h/(30 días)=3.33kW·h/día=11,988 kJ/DIA. Suponiendo un COP (*Coefficient of Performance*) típico de 4.0 para un aire acondicionado doméstico se tendría que la cantidad de refrigeración que suministraría el equipo es de aproximadamente 48,000 kJ/día. Asumiendo

que esta energía fuera todo el “frío” que debería suministrar el PCM, las paredes con este material ( $180 \text{ m}^2$ ) debería poder almacenar  $266,6 \text{ kJ/m}^2$ . Esta cifra es un poco más que la tercera parte de la capacidad reportada, por ejemplo, para la lámina de BioPCM mat de  $616,3 \text{ kJ/m}^2$  (ver tabla 21) y podría sin problema suministra el “frío”. Sin embargo, en la práctica esto no es cierto debido principalmente a la velocidad con que puede darse la transferencia de calor que está limitada por las diferencias de temperatura y la conductividad térmica del sistema. Por esto mismo, no todo el PCM logra fundirse y solidificarse.

En la mayoría de la literatura en donde se habla de implementaciones pasivas, el PCM trabaja como regulador de temperatura estrechando el rango en que fluctúa la temperatura del aire de los cuartos lo que permite en muchos casos que se sitúe dentro de los rangos propuestos por la ASHRAE (ver capítulo 5) para ventilación natural. Como se vio en el capítulo 5, Colombia es un país favorable para la ventilación natural con una ventaja adicional en que por no tener estaciones su implementación sólo debe focalizarse en enfriamiento.

En muchas ocasiones se propone el uso de ventiladores con el objeto de mejorar y asegurar los procesos de transferencia de calor convectivo y homogenizar la temperatura del aire interior teniendo en cuenta que actualmente estos equipos son altamente eficientes y de bajo consumo. En las aplicaciones comerciales los PCMs siempre se presentan como mecanismo que permiten reducir el consumo de energía del aire acondicionado más no su eliminación.

**6.3.2 Implementación en un sistema de aire acondicionado.** El sistema propuesto por F. Wang *et al*<sup>78</sup>, es un sistema de enfriamiento tipo *split* con capacidad de 5 kW de refrigeración y que corresponde a una potencia, de acuerdo al estudio de la Universidad Nacional, observada en equipos que se encuentran instalados en muchos locales de los centros comerciales tradicionales de Medellín y Barranquilla. Básicamente es un sistema convencional de aire acondicionado con refrigeración por compresión al que se le han añadido estos elementos: 3 intercambiadores de calor, válvulas de control, tubería y un PLC.

Tomando un estimado general máximo de  $40 \text{ W/m}^2$  para la carga de enfriamiento<sup>79</sup> se podría estimar que esta configuración podría implementarse en un local de  $125 \text{ m}^2$ . Tomando la densidad de energía de  $23 \text{ kW}\cdot\text{h/mes}\cdot\text{m}^2$  para la ciudad de Barranquilla para un local de un centro comercial (figura 145), el consumo energético sería de aproximadamente  $2,875 \text{ kW}\cdot\text{h/mes}$ , es decir,  $95,8 \text{ kW}\cdot\text{h/día}$  o lo que es lo mismo,  $344,880 \text{ kJ/día}$ . Este valor corresponde a la carga de enfriamiento suministrada por el equipo. Considerando que la mejora en el COP de 8% para el intercambiador PCMB se da como una reducción en esta

---

<sup>78</sup> WANG, Fuqiao, *et al.* The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 1: Experimental investigation. En: Applied Thermal Engineering. Diciembre, 2007. vol. 27. no. 17-18, p. 2893-2901.

<sup>79</sup> PARAMESHWARAN, R. et al. Sustainable thermal energy storage technologies for buildings: A review. En: Renewable and Sustainable Energy Reviews. Junio, 2012. vol. 16, no. 5. p. 2394-2433.

cantidad, la capacidad de este intercambiador sería de 27,500 kJ/día. La cantidad de PCM requerido en este caso sería de 140 kg aproximadamente considerando una eficiencia en la transferencia de calor del 90% (de acuerdo al artículo el PCM empleado tenía un calor latente de 220 kJ/kg). Este valor podría asumirse también para los otros dos intercambiadores. A partir de la densidad reportada para el PCM ( $775 \text{ kg/m}^3$ ) es posible estimar un diámetro de 0.023 m para el *shell* (carcasa) con una longitud de 4.32 m (esta última medida igual a la del intercambiador utilizado en el experimento).

La gran ventaja que tiene este sistema es que puede ser fácilmente implementado a los principales tipos de equipos que se venden en el país (*split*, central, torre, etc.) con muy pocas modificaciones. Los costos adicionales en que se incurren en su implementación podrían ser los siguientes teniendo en cuenta que estos elementos adicionales no requieren ningún tipo de mantenimiento especial o reposición continua (tabla 42):

**Tabla 42 Estimación de costos adicionales del sistema propuesto por F.Wang *et al.***

	<b>Cant.</b>	<b>Costo Unitario \$</b>	<b>Subtotal \$</b>
Intercambiador de calor 0.23x4.32 m	3 und	7,000,000/und	21,000,000
PCM	420 kg	10,000/kg	4,200,000
PLC e instrumentación	1 cjto	3,000,000/cjto	3,000,000
Valvulas de control, tubería	1 cjto	2,000,000/cjto	2,000,000
Mano de obra montaje	1 obr	500,000/obr	500,000
		<b>Total \$</b>	<b>30,700,000</b>

El posible ahorro energético de este sistema está principalmente en el uso de los intercambiadores PCMA y PCMB con mejoras del 6 y 8% en el COP, respectivamente. El intercambiador PCMC genera principalmente un beneficio en la atenuación de la fluctuación de la temperatura de salida del evaporador y puede proporcionar un 4% de mejora en el COP; sin embargo, es posible, que pueda generar un aumento adicional a través de un diseño optimizado pero esto no fue resuelto en la investigación.

Todo lo anterior significa que el sistema propuesto por F.Wang *et al* esta en capacidad al menos de proporcionar un ahorro energético cercano al 20%. Considerando este porcentaje sobre el consumo energético 2,875 kW·h/mes para un local de los centros comerciales tradicionales de Barranquilla, el ahorro en energía sería de 575 kW·h/mes, que corresponde a un valor de \$210,000 mensuales (tomando la tarifa de \$365,9 indicado en la tabla 24 para el sector comercial). Esto significa que el retorno de la inversión podría tenerse alrededor de los 10 años. Considerando un ahorro energético del 50% reportado por compañías como PCP Australia (<http://www.pcpaustralia.com.au>) en sistemas similares, se podría recuperar la inversión en 5 años. Sin embargo, esto último habría que verificarlo con un modelo experimental con la optimización de los componentes.

Otro aspecto que es posible observar de estos resultados es que son factibles de implementar en sistemas de alto consumo energético como los establecimientos



comerciales e institucionales. A nivel residencial, su uso estaría limitado a estratos altos y sistemas de un tamaño relativamente grande.

La implementación de los PCM en estos sistemas tiene la gran ventaja de además de proporcionar aire refrigerado para ventilación y confort, es posible incorporar mecanismos para humidificar, deshumidificar y purificar. Además, los sistemas de control de temperatura pueden llegar a ser más efectivos.

#### **6.4 IMPORTACIÓN DE SUSTANCIAS QUÍMICAS**

Los PCMs son sustancias químicas cuyos componentes en muchos casos tienen una regulación legal por ser utilizadas en la fabricación de explosivos o procesamiento de drogas. Por otra parte, muy pocos de estos elementos se producen en el país y por esta razón es necesario conocer el proceso que debe seguirse para importarlas. A continuación se resume el procedimiento general vigente en Colombia para poder importar una sustancia química:

- 1) Tramitar registro como importador ante la Cámara de Comercio. De acuerdo Decreto 2788 del 31 de agosto de 2004 de Ministerio de Hacienda, el Registro Único Tributario (RUT) es el único mecanismo para identificar, ubicar y clasificar a los sujetos de obligaciones administradas y controladas por la Dirección de Impuestos y Aduanas Nacionales, DIAN. Para adelantar actividades de importación, se debe tramitar el registro especificando esta actividad (casilla 54 y 55).
- 2) Ubicar la subpartida arancelaria:
  - a. Consultando directamente el arancel de aduanas
  - b. Con la ayuda informal que le brinda el ZEIKY. (Centro de Información y Asesoría en Comercio Exterior). Fue creado en el año 2002 mediante un convenio interinstitucional entre Proexport, el Ministerio de Comercio, Industria y Turismo y Bancoldex. Su objetivo es el apoyo a la internacionalización de las empresas colombianas y lograr la unión de esfuerzos entre las partes para continuar con el desarrollo de una estrategia conjunta dirigida a atender las necesidades de información de Comercio Exterior del sector empresarial y académico colombiano, mediante un esquema de capacitación permanente e intercambio de información entre los miembros de la Red, basándose en el uso de herramientas tecnológicas e información en Internet. (Es importante aclarar que la DIAN es el único Ente autorizado para determinar la clasificación arancelaria, según el Decreto 2685/99 Art.236 y la Resolución 4240/00 Art. 154 al 157 de la DIAN – División de Arancel, tel. 6079999 Ext. 2128/2129. Costo: medio salario mínimo).
- 3) Realizar un estudio de mercado y de factibilidad económica de la importación, analizando entre otros aspectos: precio del producto en el mercado internacional, costos de transporte internacional, costos de nacionalización y demás gastos a que hubiere lugar.
- 4) Identificar el producto:

- a. Verificar la subpartida arancelaria del producto a importar para que a través de ésta, se pueda saber los tributos aduaneros (gravamen arancelario e impuesto sobre las ventas, IVA) y demás requisitos para su importación.
  - b. Inscribirse como importador, distribuidor, fabricante y/o usuario final de sustancias químicas controladas.
    - Solicitar el concepto favorable de la unidad militar, dirigirse a: Oficina de la entidad: Brigada de la jurisdicción
    - Descargar y diligenciar formulario de inscripción para fabricantes, importadores y distribuidores. Inscribirse en: [http://190.24.128.140/SIAEM\\_INT/Formularios/Formulario%20Sust%20Control](http://190.24.128.140/SIAEM_INT/Formularios/Formulario%20Sust%20Control)
    - Solicitar el permiso de importación. Dirigirse a: Oficina de la entidad: Departamento Control Comercio de Armas o seccionales.
    - Enviar y radicar la documentación requerida para la importación Dirigirse a: Oficina de la entidad: Departamento Control Comercio de Armas o seccionales
    - Reclamar el oficio de autorización de la importación. Dirigirse a: Oficina de la entidad: Departamento Control Comercio de Armas o seccionales

NOTA: más información sobre requisitos y documentación requerida consultar <http://www.gobiernoenlinea.gov.co/web/guest/home/-/government-services/8781/maximized>
  - c. Estar inscrito en la Cámara de Comercio y solicitar el Registro Único Tributario (RUT), en la Dirección de Impuestos y Aduanas Nacionales - DIAN, para solicitar el Número de Identificación Tributaria NIT, en Bogotá en la Calle 75 # 15-43 (Personas Naturales) o en la Carrera 6 # 15-32 (Personas Jurídicas)
- 5) Tramitar ante el Ministerio de Comercio, Industria y Turismo el Registro de Importación. Este procedimiento se hace únicamente por medio electrónico en [www.vuce.gov.co](http://www.vuce.gov.co). Cuando el valor de la importación sea mayor a USD1.000:
- a. Se debe adquirir firma digital ante una entidad autorizada por la Superintendencia de Industria y Comercio (CERTICÁMARA).
  - b. Realizar la inscripción en el Grupo Operativo a través del correo [registro@mincomercio.gov.co](mailto:registro@mincomercio.gov.co) (RUT, Nombre de la empresa, Nombre del representante legal, dirección de correo electrónico, número de teléfono, fax, dirección y ciudad de domicilio). Por medio de correo electrónico, el Ministerio de Comercio, Industria y Turismo asigna un usuario y una contraseña.
  - c. Diligenciar el registro a través del sistema VUCE ([www.vuce.gov.co](http://www.vuce.gov.co)), ingresar por el módulo de Importaciones y realizar el correspondiente pago vía electrónica. El valor del Registro de Importación por cada 1800 caracteres es de \$30.000.
- Para Importación de bienes cuyo valor sea menor a USD1.000:
- a. Realizar inscripción en el grupo Operativo, Calle 28 # 13 A 15 Local 3, con Cámara de Comercio y RUT
  - b. Firmar Condiciones de Uso en el grupo operativo. A través de correo electrónico se asigna un usuario y una contraseña.
  - c. Elaborar el registro de importación a través del Sistema VUCE, en [www.vuce.gov.co](http://www.vuce.gov.co).d) Pago de Registro de Importación electrónica.

Nota: Si se utiliza una Agencia de aduanas o un Apoderado Especial para diligenciar el Registro de Importación, se deberá tramitar un poder autenticado y radicarlo en la Calle 28 # 13 A -15 Local 3, junto con el formato de condiciones de uso VUCE

Si se tiene firma digital y se quiere llevar base de datos de los registros realizados, se puede adquirir el aplicativo VUCE en el Ministerio de Comercio, Industria y Turismo que facilitará la transferencia de datos, por un valor de tres salarios Mínimos Legales Vigentes.

- 6) Canalizar el pago a través de los intermediarios del mercado cambiario autorizados por la ley (bancos comerciales, corporaciones financieras, etc.). Se debe girar al exterior las divisas correspondientes al pago de la importación, previo el diligenciamiento del formulario Declaración de Cambio No. 1. Cuando el plazo para el pago sea superior a seis (6) meses (fecha documento de transporte), se constituye en operación de endeudamiento externo y se debe informar al Banco de la República a través de los intermediarios financieros, siempre y cuando la operación sea superior a diez mil dólares, (USD \$10.000) valor FOB y se efectúa dicho procedimiento con el Formulario No. 6, que lo entrega el banco.
- 7) Verificar que los términos de negociación (incoterms) y si corresponde, pagar el valor del transporte internacional, contratar la empresa transportadora con la que se definirán dichos costos para el traslado de la mercancía hasta el puerto colombiano que más convenga y a la cual se podrá dar indicación sobre el Depósito de Aduanas, en el que se desea que se almacene la mercancía mientras se nacionaliza
- 8) Proceso de nacionalización:
  - a. Una vez se encuentre la mercancía en Colombia en el Depósito Aduanero, solicitar autorización para realizar una pre-inspección con anterioridad a la presentación de la Declaración de Importación y demás documentos, esto cuando surjan dudas acerca de la descripción, números de serie o identificación o cantidad.
  - b. Si el valor de la Importación es igual o superior a USD5.000, se debe diligenciar la Declaración Andina del Valor en Aduana. Este es un documento soporte de la Declaración de Importación, el cual determina el valor en Aduanas (Base para el pago de los Tributos Aduaneros) de las mercancías objeto de Importación y especifica los gastos causados en dicha operación.
  - c. La liquidación de tributos Aduaneros (Gravamen Arancelario, IVA), se hace a través de la Declaración de Importación, el pago de estos impuestos se realiza ante los intermediarios financieros, en las aduanas en donde opera el Sistema Informático Siglo XXI, los formularios se hacen por medio electrónico.
  - d. Según el Estatuto Aduanero (Decreto 2685/99) podrán actuar directamente ante la DIAN:
    - Las personas Jurídicas que realicen importaciones que individualmente no superen el valor FOB de mil dólares americanos (USD1.000), quienes actuarán de manera personal y directa a través de su representante legal o apoderado.
    - Las personas naturales que realicen importaciones que individualmente no superen el valor FOB de mil dólares americanos (USD1.000), quienes deberán actuar de manera personal y directa.

Nota: Cuando se trata de importaciones cuyos montos sean superiores a mil dólares americanos (USD1.000), se debe contratar los servicios de una Agencia de aduanas, para que realice este proceso. 8.5 Para el levante o retiro de la mercancía, una vez cancelados los tributos aduaneros, debe dirigirse al Depósito Habilitado de Aduanas donde se encuentre la mercancía y presentar los siguientes documentos, los cuales serán revisados por un funcionario de la Aduana respectiva, y que deberán conservarse por un término de cinco años como mínimo:

- Factura comercial
- Lista de Empaque
- Registro o Licencia de Importación, si se requiere.
- Certificado de Origen (Según el producto y el Origen)
- Declaración de Importación
- Documento de Transporte (Guía Aérea – Conocimiento de Embarque)
- Declaración Andina del Valor en Aduana, si se requiere

Otros certificados o vistos buenos, si se requieren.

- e. El sistema informático aduanero determina si podrá efectuarse levante automático o si se requiere inspección física de la mercancía. En el primer caso, podrá retirar la mercancía una vez sea autorizado por el Depósito o Funcionario Aduanero, en el segundo caso el inspector de la DIAN verificará la concordancia de lo declarado en los documentos con la mercancía para la cual se solicita autorización de levante.

## 7. CONCLUSIONES

De la revisión del estado del arte de las implementaciones de materiales PCMs como elementos almacenadores de frío se puede concluir que existen tres grandes aplicaciones que son posibles en nuestro país a nivel residencial y comercial: sistemas pasivos, híbridos y sistema activos. De una u otra forma estas implementaciones podrían ser encaminadas como parte de las estrategias de reducción del consumo energético que han sido desarrolladas en el mundo para reducir el uso de combustibles fósiles y disminuir las emisiones de gases de efecto invernadero.

En los sistemas pasivos la principal implementación viable, desde el punto de vista económico y técnico, es la utilización de hojas con PCM macroencapsulado como las ofrecidas por compañías como *Phase Change Energy Solutions* y la utilización de PCM microencapsulado como el ofrecido por compañías como BASF, especialmente en mezclas de arena y cemento utilizadas para el revestimiento de paredes. En estos casos la función del PCM es la de regular de temperatura estrechando el rango en que fluctúa la temperatura del aire interior lo que permite en muchos casos que se sitúe dentro de los rangos propuestos por la ASHRAE para ventilación natural. En este sentido, Colombia es un país favorable para la ventilación natural con una ventaja adicional en que por no tener estaciones y exceptuando algunas ciudades con clima frío, la implementación de PCMs sólo debe focalizarse en enfriamiento. Los ahorros energéticos reportados en algunas investigaciones están en el orden del 25 al 30%.

Dentro de los sistemas activos de acondicionamiento de aire que han incorporado un PCM se mostró que el sistema propuesto por F. Wang *et al* tiene altas posibilidades de implementación en nuestro país debido a que se realiza sobre sistemas convencionales de aire acondicionado de amplia venta en nuestro mercado. En el trabajo se presentan sus principales características constructivas y se evalúa desde un punto de vista económico su viabilidad. En el capítulo 3 se presentan las bases del análisis energético y exergético que permitiría en un proyecto posterior su optimización. Los resultados mostrados por los investigadores y de sistemas similares comercializados en países como Australia permiten visualizar que es posible obtener ahorros en el consumo energético entre 20 y 50% con retornos de inversión entre 5 a 10 años.

Muchos de los sistemas híbridos fundamentalmente se caracterizan por el uso ventiladores con el objeto de mejorar y asegurar los procesos de transferencia de calor convectivo y homogenizar la temperatura del aire interior. Esto teniendo en cuenta que actualmente estos equipos son altamente eficientes y de bajo consumo energético. Como se mostró en el trabajo, uno de los principales problemas de la implementación de los PCMs es la baja velocidad de transferencia de calor que puede darse en el sistema que lo incorpora. Por esta razón, los ventiladores ofrecen una posibilidad de aumentar este proceso sobre todo en áreas en donde no existe un flujo continuo y constante de vientos o en donde el diseño arquitectónico no favorece la ventilación natural.

El mercado potencial de estos materiales en nuestro país está en los sectores comercial e institucional debido a la alta densidad de consumo energético que permite la recuperación de la inversión en tiempos relativamente cortos. A nivel residencial su implementación estaría limitada a estratos altos y equipos de un tamaño relativamente grande. En estratos 1 y 2 prácticamente no tendrían cabida debido al costo y porque en estos estratos no hay un uso masivo de ventilación y aire acondicionado por lo cual la implementación no se convertiría en una opción reemplazante de estas tecnologías.

En las aplicaciones comerciales tanto las implementaciones pasivas, híbridas y activas siempre se presentan como mecanismo que permite reducir el consumo de energía del aire acondicionado más no su eliminación. Esto principalmente por la alta densidad de consumo energético empleado en el acondicionamiento del aire.

## 8. BIBLIOGRAFIA

ACAIRE. Libro conmemorativo 25 años. 2006.

ADEBIYI, G. A. y RUSSELL, L. D. A Second Law analysis of phase change thermal energy storage systems. En: ASME HTD. Diciembre, 1987. vol. 80, p. 9-20.

ACEVES-SABORIO, S.; NAKAMURA, H. y REISTAD, G. M. Optimum efficiencies and phase change temperatures in latent heat storage systems. En: Journal of Energy Resources Technology. Marzo, 1994. vol. 116. p. 79-86.

AGYENIM, Francis, *et al.* A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS). En: Renewable and Sustainable Energy Reviews. Febrero, 2010. vol. 14, no. 2. p. 615-628.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING. ASHRAE Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. BSR/ASHRAE Standard 55P. Atlanta, GA-USA: ASHRAE, 2003. 50p.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING. ASHRAE Handbook-Fundamentals, 2009 [CD-ROM].

ARKAR, C. y MEDVED, S. Free cooling of a building using PCM heat storage integrated into the ventilation system. En: Solar Energy. Septiembre, 2007. vol. 81, no. 9, p. 1078-1087

ARKAR, C.;VIDRIH, B. y MEDVED, S. Efficiency of free cooling using latent heat storage integrated into the ventilation system of a low energy building. En: International Journal of Refrigeration. Enero, 2007. vol. 30, no. 1, p. 134-143.

BAETENS, Ruben; JELLE, Bjørn Petter y GUSTAVSEN, Arild. Phase change materials for building applications: A state-of-the-art review. En: Energy and Buildings. Septiembre, 2010. vol. 42, no. 9. p. 1361-1368.

BARHYDT, Lauren. The North House as Responsive Architecture: Designing for Interaction between Building, Inhabitant, and Environment. Tesis de Maestría en Arquitectura. Ontario, Canadá: Universidad de Waterloo, 2010. 127 p.

BEJAN, A. y DE LUCÍA, M. Thermodynamics of energy storage by melting due to conduction of natural convection. En: ASME Journal of Solar Energy Engineering. Mayo, 1990. vol. 112, no. 2. p. 110-116.

BEJAN, A. y DE LUCÍA, M. Thermodynamics of phase-change energy storage: the effects of liquid superheating during melting, and irreversibility during solidification. En: Transactions of the ASME. Febrero, 1991. vol. 113. p. 2-10.

BELLECCI, C. y CONTI, M. Phase change energy storage: Entropy production, irreversibility, and second law efficiency. En: Solar Energy. Agosto, 1994. p. 163-170.

BINE Information Service. Disponible en: <http://www.bine.info/en/hauptnavigation/publications/publikation/latentwaermespeicher-in-gebaeuden/phasenuebergang-puffert-waerme-forts/>.

BJURSTRÖM, Henrik Y CARLSSON, Bo. An exergy analysis of sensible and latent heat storage. En: Heat Recovery Systems. 1985. vol. 5, no. 3, p. 233-250.

BUTALA, Vincenc y STRITIH, Uros. Experimental investigation of PCM cold storage. En: Energy and Buildings. Marzo, 2009. vol. 41, no. 3, p. 354-359.

CABEZA, L. F., *et al.* Material used as PCM in thermal energy storage in buildings: A review. En: Renewable and Sustainable Energy Review. Abril, 2011. vol. 15. no. 3, p.1675-1695.

CENGEL, Yunus. Heat and Mass Transfer. Boston, Masachussets-USA: McGraw-Hill, 2010.

CHARACH, Ch. Second-law efficiency of an energy storage-removal cycle in a phase-change material shell-and-tube heat exchanger. En: Transactions of the ASME. Noviembre, 1993. vol. 115. p. 240-243.

CONSTRUDATA. Marzo-mayo, 2012. vol. 162.

DANE. Encuesta Anual Manufacturera. Disponible en: <http://190.25.231.249/encuestas/eam/seleccion.htm?x=33&y=23>.

DINCER, I, y ROSEN, M. A. Thermal energy storage. Systems and applicatios. Chinchester (England): Wiley, 2002. 599 p.

DUIĆ, Neven; GUZOVIĆ, Zvonimir y LUND, Henrik. Sustainable development of energy, water and environment Systems. En: Energy. Abril, 2011. vol. 36, no. 4, p. 1839-1841.

DOMAŃSKI, Roman y FELLAH, Giuma. Exergy analysis for the evaluation of a termal storage system employing pcms with different melting temperatures. En: Applied Thermal Engineering. Noviembre, 1996. vol. 16, no. 11. p. 907-919.



DUTIL, Yvan et al. A review on phase-change materials: Mathematical modeling and simulations. En: Renewable and Sustainable Energy Reviews. Enero, 2011. vol. 15, no. 1. p. 112-130.

EAZAN, Mehmet Akif, *et al.* Energetic and exergetic analysis and assessment of a thermal energy storage (TES) unit for building applications. En: Energy and Buildings. Octubre, 2010. vol. 42, no. 10. p. 1896-1901.

ENTROP, A. G.; BROUWERS, H. J. H. y REINDERS, A. H. M. E. Experimental research on the use of micro-encapsulated Phase Change Materials to store solar energy in concrete floors and to save energy in Dutch houses. En: Solar Energy. Mayo, 2011. vol. 85, no. 5, p. 1007-1020.

ENTROP, A.G; BROUWERS, H.J.H. and REINDERS, A.H.M.E. Experimental research on the use of micro-encapsulated Phase Change Materials to store solar energy in concrete floors and to save energy in Dutch houses. En: Solar Energy. Mayo, 2011. vol. 85, no. 5, p. 1007-1020.

ERECK, Aytunck y DINCER, Ibrahim. A new approach to energy and exergy analices of latent heat storage unit. En: Heat Transfer Engineering. 2009. vol. 30, no. 6. p. 506-515.

ESTADOS UNIDOS. ENVIROMENTAL PROTECTION AGENCY. Inventory of US Greenhouse Gas Emissions and Sinks: 1990-2008, US EPA# 430-R-10-006, Washington DC, USA. Disponible en: <http://www.epa.gov/globalwarming>.

FANG, Guiyin; WU, Shuangmao y LIU, Xu. Experimental study on cool storage air-conditioning system with spherical capsules packed bed. En: Energy and Buildings. Julio, 2010. vol. 42, no. 7, p. 1056-1062.

GONG, Zhen-Xiang y MUJUMDAR, Arun S. Thermodynamic optimization of the thermal process in energy storage using multiple phase change materials. En: Applied Thermal Engineering. Noviembre, 1997. vol. 17, no. 11. p. 1067-1083.

HED, G. y BELLANDER, R. Mathematical modelling of PCM air heat exchanger. En: Energy and Buildings. Febrero, 2006. vol. 38, no. 2, p. 82-89.

IDEAM. Atlas de viento y energía eólica de Colombia [online]. 2006. Disponible en: [http://www.upme.gov.co/Atlas\\_Viento.htm](http://www.upme.gov.co/Atlas_Viento.htm).

IDEAM. Promedios Metereológicos [online]. Disponible en: <http://institucional.ideam.gov.co/descargas?com=institucional&name=pubFile77&downloadname=D%3A%5Cpromedios%20met%5CPromedios%2071-00.xls>

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMALIZACIÓN Y CERTIFICACIÓN. Documentación. Guía para numeración de divisiones y subdivisiones en trabajos escritos. 2ª actualización. NTC-1075. Bogotá D.C.: El Instituto, 2001. 4 p.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMALIZACIÓN Y CERTIFICACIÓN. Documentación. Presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. 6ª actualización. NTC-1486. Bogotá D.C.: El Instituto, 2008. 36 p.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMALIZACIÓN Y CERTIFICACIÓN. Referencias bibliográficas. Contenido, forma y escritura.. NTC-5613. Bogotá D.C.: El Instituto, 2008. 33 p.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. World energy outlook 2010. Disponible en: <http://www.iea.org/>.

JEGADHEESWARAN, S.; POHEKAR, S.D. y KOUSKSOU, T. Exergy based performance evaluation of latent heat thermal storage system: A review. En: Renewable and Sustainable Energy Reviews. Diciembre, 2010. vol. 14, no. 9. p. 2580-2595.

KONDO, T. y IBAMOTO, T. Research on Thermal Storage using Rock Wool PCM Ceiling Board. En: ASHRAE Transactions. 2006. vol. 112, no. 1, p. 526-534.

KOSNY, Jan, *et al.* PCM-Enhanced Building Envelopes in Current ORNL Research Projects. Oak Ridge National Laboratory. Oak Ridge (Tennessee, USA). Septiembre, 2008.

KOSNY, Jan, *et al.* Dynamic thermal performance analysis of fiber insulations containing bio-based phase change materials (pcms). En: Energy and Buildings. En proceso, 2010.

KRANE, Robert J. A Second Law analysis of the optimum design and operation of thermal energy storage systems. En: International Journal of Heat and Mass Transfer. Enero, 1987. vol. 30, no. 1, p. 43-57.

LANE, G. A. Solar heat storage: latent heat materials-volume I: background and scientific principle. Boca Raton-Florida: CRC Press, 1983. 253 p.

LECHNER, Norbert. Heating, cooling, lighting: design methods for architects. 2a ed. New York: John Wiley, 2001. 620 p.

LIOR, Noam. Sustainable energy development: The present (2009) situation and possible paths to the future. En: Energy. Octubre, 2010. vol. 35, no. 10. p. 3976-3994.

LSTIBUREK, Joseph. Insight The Perfect Wall [online]. Building Science Corporation. Disponible en: <http://www.buildingscience.com/documents/insights/bsi-001-the-perfect-wall>.

LSTIBUREK, Joseph. The ASHRAE Guide for Buildings in Hot & Humid Climates. 2a ed. Atlanta, GA-USA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2009. 316 p.

MACPHEE, David y DINCER, Ibrahim. Thermodynamic analysis of freezing and melting processes in a bed of spherical PCM capsules. En: Journal of Solar Energy Engineering. Agosto, 2009. vol. 131. p. 031017-1 a 031017-11.

MACQUISTON, Faye C.; PARKER, Jerald D. y SPITLER, Jeffrey. Calefacción, Ventilación y aire acondicionado: análisis y diseño. México: Limusa Wiley, 2008. 622 p.

MEHLING, Herald y CABEZA, Luisa. Heat and cold storage with PCM. Berlín: Springer, 2008. 308 p.

MURUGANANTHAM, Karthik, *et al.* Experimental investigation of a bio-based phase-change material to improve building energy performance. En: 4th International Conference on Energy Sustainability (4: 17-22, mayo 2010: Phoenix, Arizona, USA). Proceedings of ASME 2010 4th International Conference on Energy Sustainability. p. 1-6.

NAGANO, K., *et al.* Study of a floor supply air conditioning system using granular phase change material to augment building mass thermal storage—Heat response in small scale experiments. En: Energy and Buildings. Mayo, 2006. vol. 38, no. 5. p. 436-446.

OSTERMAN, E., **et al.** Review of PCM based cooling technologies for buildings. En: Energy and Buildings. Marzo, 2012. En proceso.

PARAMESHWARAN, R., *et al.* Sustainable thermal energy storage technologies for buildings: A review. En: Renewable and Sustainable Energy Reviews. Junio, 2012. vol. 16, no. 5. p. 2394-2433.

PASUPATHY, A., *et al.* Experimental investigation and numerical simulation analysis on the thermal performance of a building roof incorporating phase change material (PCM) for thermal management. En: Applied Thermal Engineering. Abril, 2008. vol. 28, no. 5-6. p. 556-565.

PASUPATHY, A.; VELRAJ, R. y SEENIRAJ, R. V. Phase change material-based building architecture for thermal management in residential and commercial establishments. En: Renewable and Sustainable Energy Reviews. Enero, 2008. vol. 12, no. 1. p. 39-64.

PÉREZ-LOMBARD, Luis; ORTIZ, José y POUT, Christine. A review on buildings energy consumption information. En: Energy and Buildings. 2008. vol. 40, no. 3, p. 394-398.

RAJ, V. Antony Aroul y VELRAJ, R. Heat transfer and pressure drop studies on a PCM-heat exchanger module for free cooling applications. En: International Journal of Thermal Sciences. Agosto, 2011. vol. 50, no. 8, p. 1573-1582.

RAMAYYA, A. Venkata y RAMESH, K. N. Exergy analysis of latent heat storage systems with sensible heating and subcooling of pcm. En: International Journal of Energy Research. Abril, 1998. vol. 22, no. 5. p. 383-482.

RAMSEY, Charles, et al. Architectural Graphic Standards. 8 ed. New Jersey: John Wiley & Sons, 1988 p. 826.

RODRIGUEZ-UBINAS, Edwin, *et al.* Applications of Phase Change Material in highly energy-efficient houses. En: Energy and Buildings. Julio, 2012. vol. 50. p. 49-62.

ROSALES, Luis. Propiedades de materiales y cerramientos [online]. Disponible en: <http://red.fau.ucv.ve:8080/static/fisica/files/propiedades%20materiales.pdf>.

SÁ, Ana Vaz, *et al.* Thermal enhancement of plastering mortars with Phase Change Materials: Experimental and numerical approach. En: Energy and Buildings. Junio, 2012. vol. 49. p. 16-27.

SHARMA, Atul, *et al.* Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. En: Renewable and Sustainable Energy Reviews. Febrero, 2009. vol. 13, no. 2. p. 318-345.

SOSA, Héctor Leonardo y RODRIGUEZ, Luis Javier. Modelo gerencial de una empresa prestadora de servicios de mantenimiento de equipos de aire acondicionado y refrigeración. Monografía de grado Especialista en Gerencia de Mantenimiento. Bogotá D.C.: Universidad Industrial de Santander. Facultad de ingenierías físico-mecánicas. Escuela de ingeniería mecánica, 2006. 177 p.

TAKEDA, S. Development of a ventilation system utilizing thermal energy storage for granules containing phase change material. En: Solar Energy. Septiembre, 2004. vol. 77, no. 3, p. 329-338.

TUMPENNY, J.R.; ETHERIDE, D.W. y REAY, D.A. Novel ventilation system for reducing air conditioning in buildings. Part I: testing and theoretical modeling. En: Applied Thermal Engineering. Agosto, 2000. vol. 20, no. 11, p. 1019-1037.

TYAGY, V. V., *et al.* Development of phase change materials based microencapsulated technology for buildings: A review. En: Renewable and Sustainable Energy Reviews. February, 2011. vol. 15. no. 2. p. 1373-1391.

UNIDAD DE PLANEACIÓN MINERO ENERGÉTICA (UPME). Actualización y revisión de los balances energéticos nacionales de Colombia 1975-2009. Informe final Tomo II: Reconstrucción de series de demanda por uso y subsectores. Disponible en: <http://www1.upme.gov.co/index.php/component/content/article/66-documentos-upme/595->

[actualizacion-y-revision-de-los-balances-energeticos-nacionales-de-colombia-1975-2009.html](http://www.upme.gov.co/actualizacion-y-revision-de-los-balances-energeticos-nacionales-de-colombia-1975-2009.html).

UNIDAD DE PLANEACIÓN MINERO ENERGÉTICA (UPME). Balances Energéticos. Disponible en: [www.upme.gov.co](http://www.upme.gov.co).

Unidad de Planeación Minero Energética Generador de Consultas Sistema de Información Eléctrico Colombiano  
[http://www.upme.gov.co/GeneradorConsultas/Consulta\\_SuiConsumo.aspx?IdModulo=2&Servicio=4](http://www.upme.gov.co/GeneradorConsultas/Consulta_SuiConsumo.aspx?IdModulo=2&Servicio=4)

UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA. Caracterización del consumo de energía final en los sectores terciario, grandes establecimientos comerciales, centros comerciales y determinación de consumo para sus respectivos equipos de uso de energía final. Disponible en:

[www.corpoema.com/Informacion%20FNCE/Eficiencia/INFORME%20FINAL%20TERCIARIO.pdf](http://www.corpoema.com/Informacion%20FNCE/Eficiencia/INFORME%20FINAL%20TERCIARIO.pdf).

UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA. Determinación del consumo final de energía en los sectores residencial urbano y comercial y determinación de consumo para equipos domésticos de energía eléctrica y gas. Disponible en: [www.corpoema.com/Informacion%20FNCE/Eficiencia/INFORME%20FINAL%20RESIDENCIAL.pdf](http://www.corpoema.com/Informacion%20FNCE/Eficiencia/INFORME%20FINAL%20RESIDENCIAL.pdf).

VERMA, Prashant; VARUN, y SINGAL, S.K. Review of mathematical modeling on latent heat thermal energy storage systems using phase-change material. En: Renewable and Sustainable Energy Reviews. Mayo, 2008. vol. 12, no. 4. p. 999-1031.

WANG, Fuqiao, *et al.* A review of research concerning the use of pcms in air conditioning and refrigeration engineering. En: Advances in Building Technology. 2002. vol. 27 p. 1273-1280.

WANG, Fuqiao, *et al.* The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 1: Experimental investigation. En: Applied Thermal Engineering. Diciembre, 2007. vol. 27, no. 17–18, p. 2893-2901.

WANG, Fuqiao, *et al.* The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 2: Dynamic simulation model for the combined system. En: Applied Thermal Engineering. Diciembre, 2007. vol. 27, no. 17–18, p. 2902-2910.

WANG, Fuqiao, *et al.* The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 3: PCM for control and energy savings. En: Applied Thermal Engineering. Diciembre, 2007. vol. 27, no. 17–18, p. 2911-2918.

WANG, Xichun y NIU, Jianlei. Performance of cooled-ceiling operating with MPCM slurry. En: Energy Conversion and Management. Marzo, 2009. vol. 50, no. 3, p. 583-591.

WAQAS, Adeel y KUMAR,S. Thermal performance of latent heat storage for free cooling of buildings in a dry and hot climate: An experimental study. En: Energy and Buildings. Octubre, 2011. vol. 43, no. 10, p. 2621-2630.

WHITMAN, William C. y JOHNSON, William M. Tecnología de la Refrigeración y Aire Acondicionado, 4 Tomos. Madrid (España): Editorial Paraninfo, 2000.

YAMAHA, M. y MISAKI, S. The evaluation of Peak shaving by a thermal storage system using phase-change materials in air distribution Systems. En: HVAC&R Research. 2006. vol. 12, no. 3C, p. 861-869.

YANBING, Kang; YI, Jiang y YINPING, Zhang. Modeling and experimental study on an innovative passive cooling system—NVP system. En: Energy and Buildings. Mayo, 2003. vol. 35, no. 4, p. 417-425.

ZALBA, Belén, *et al.* Free-cooling of buildings with phase change materials. En: International Journal of Refrigeration. Diciembre, 2004. vol. 27, no. 8, p. 839–849.

ZALBA, Belén, *et al.* Improvement of a thermal energy storage using plates with paraffin–graphite composite. En: International Journal of Heat and Mass Transfer. Junio, 2005. vol. 48, no. 12, p. 2561-2570.

ZALBA, Belén, *et al.* Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications. En: Applied Thermal Engineering. Febrero, 2003. vol. 23, no. 3. p. 251-283.

ZHANG, Dong, *et al.* Development of thermal energy storage concrete. En: Cement and Concrete Research. Junio, 2004. vol. 34, no. 6, p. 927–934.

ZHOU, D.; ZHAO, C. Y. y TIAN, Y. Review on thermal energy storage with phase change materials (PCMs) in building applications. En: Applied Energy. Abril, 2012. vol. 92. p. 593-605.

ZHOU, G.; YANG, Y. y XU, H. Energy performance of a hybrid space-cooling system in an office building using SSPCM thermal storage and night ventilation. En: Solar Energy. 2011. vol. 85, no. 3, p. 477-485.

Enlaces de internet:

<http://energain.co.uk>

<http://www.calmac.com>

<http://www.climator.com>

<http://www.doerken.de>

<http://www.epsltd.co.uk/>

<http://www.gobiernoenlinea.gov.co/web/guest/home/-/government-services/8781/maximized>

<http://www.micronal.de>

<http://www.pcmproducts.net>

<http://www.pcm-solutions.com>

<http://www.phasechange.com>

<http://www.phasechangeenergy.com>

<http://www.rubitherm.com>

<http://www.rvtr.com/files/northhouserresponsiveenvelopeprototyping.pdf>

<http://www.sglgroup.com>

<http://www.teappcm.com>

<http://www.vuce.gov.co>

<https://sites.google.com/site/trekhauspdx/home/building-progress/building-progress-4-september-2011>

<http://www.zae-bayern.de>