

7. FACHADA VENTILADA CON MATERIAL PCM

7.1. DESCRIPCIÓN Y MODO DE FUNCIONAMIENTO

A continuación se abordará el estudio detallado del sistema pasivo de acumulación de energía de una cámara ventilada con aletas de material de cambio de fase (PCM) incorporadas, que además incluye ventilación forzada. Las figuras 47 y 48 muestran un esquema del diseño propuesto:

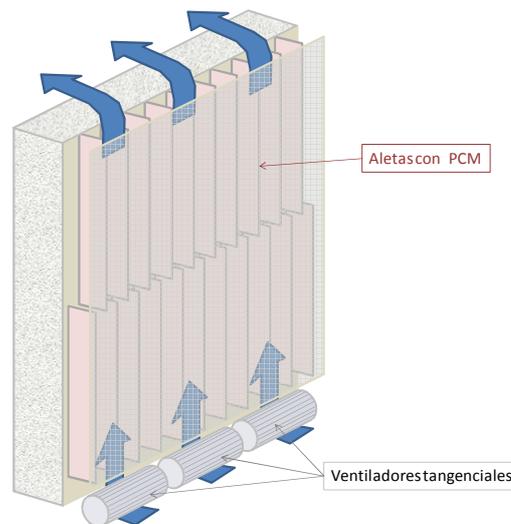


Figura 47. Esquema de cámara ventilada con aletas de PCM

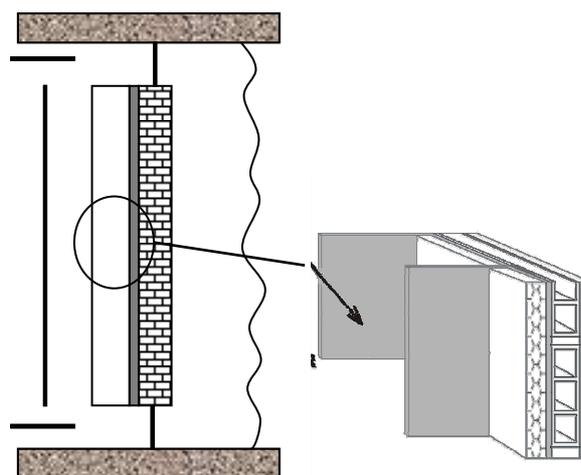


Figura 48. Esquema de cámara ventilada con aletas de PCM

El sistema está compuesto por dos muros, uno interior y otro exterior, que forman una cámara de aire, unas láminas de material de cambio de fase colocadas verticalmente a lo largo de la cámara ventilada, unas rejillas de ventilación que estarán abiertas o cerradas mediante compuertas según el periodo del ciclo en el que este trabajando y unos ventiladores colocados en la parte inferior para conseguir velocidades de aire suficientemente altas de manera que el cambio de fase del PCM se realice de forma satisfactoria.

El sistema está pensado para funcionar de forma cíclica durante los meses de verano basándose en el mecanismo del cambio de fase. El ciclo está compuesto de 3 partes: la carga del PCM, descarga del PCM y un periodo de tiempo en el que se intenta que la temperatura del PCM varía lo menos posible.

La carga se realiza durante la noche cuando la temperatura del aire exterior es más baja que la temperatura de cambio de fase (T_p). Durante este periodo se hace pasar aire del exterior a través de la cámara ventilada de manera que el material de cambio de fase se solidifica por completo, ya que el PCM, por la diferencia de temperaturas entre la superficie y el aire exterior, cede calor a la corriente de aire. Este aire caliente de salida saldrá de nuevo al exterior (figura 49). Sin embargo, podría introducirse en el interior ya que aunque la corriente de aire se caliente, su temperatura aún seguirá siendo menor que la temperatura en el interior del espacio a acondicionar. De esta manera conseguiríamos el enfriamiento gratuito (figura 50).

La descarga es un proceso en el que el aire del espacio que se quiere acondicionar se hace pasar a lo largo de la cámara y vuelve a introducirse de nuevo en dicho espacio. La temperatura de dicho aire es mayor que la temperatura de cambio de fase, por tanto al pasar por la cámara y entrar en contacto con el PCM en estado sólido se enfría a la vez que el PCM se funde. De esta manera conseguimos refrigerar el espacio a acondicionar enfriando poco a poco el aire de dicho espacio (figura 51).

Para aprovechar al máximo el potencial del PCM se ha decidido incluir un tercer ciclo, en el cual los ventiladores estarían apagados y todas las compuertas cerradas. Este período se incluye a causa de que existen varias horas en la que la temperatura del espacio a acondicionar estaría dentro del rango de confort, por lo que hacer pasar aire a lo largo de la cámara, ya sea del exterior como del interior, significaría desaprovechar la energía que pudiera ceder las aletas de PCM (figura 52).

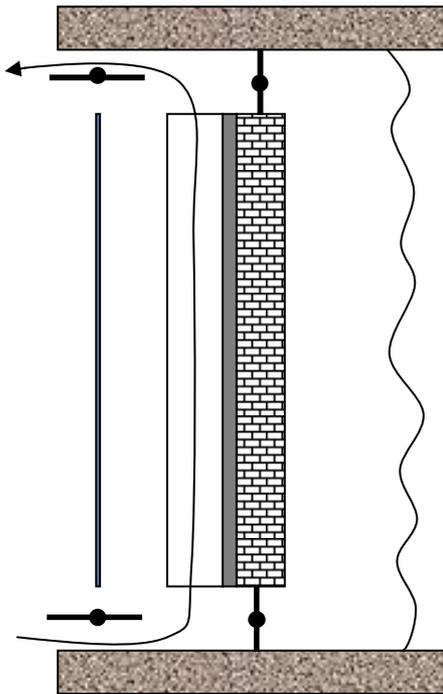


Figura 49. Funcionamiento nocturno

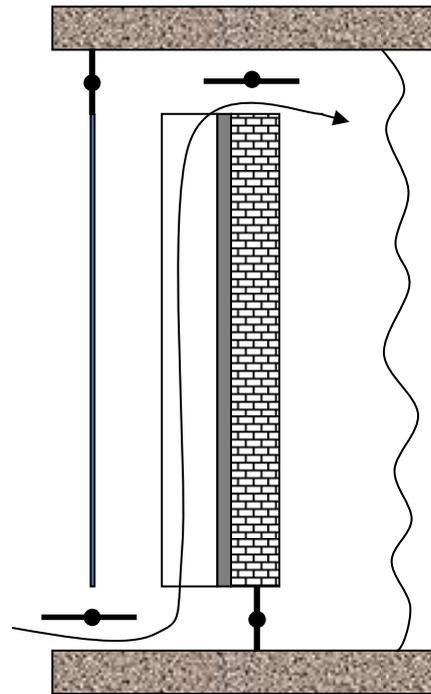


Figura 50. Funcionamiento nocturno con free-cooling

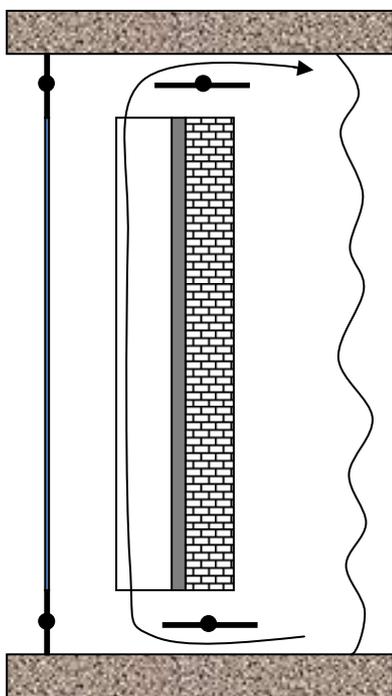


Figura 51. Funcionamiento diurno

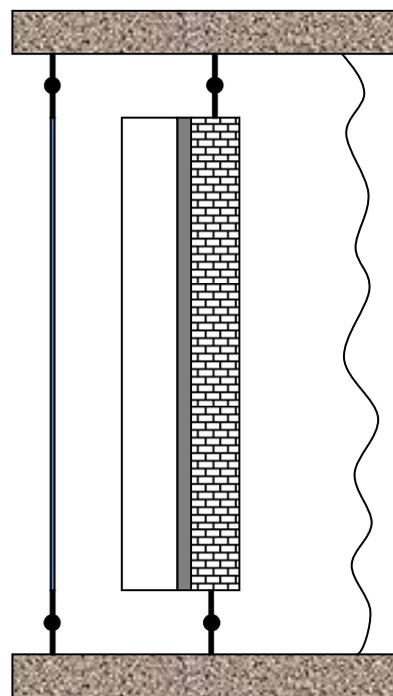


Figura 52. Periodo inactivo

7.2. MODELO DE COMPORTAMIENTO Y TEÓRICO DE LA CÁMARA VENTILADA

En este capítulo se presenta el desarrollo de un modelo para el cálculo del comportamiento térmico de las cámaras ventiladas sin la intervención del cambio de fase.

El aire en la cámara puede ser impulsado por fuerzas de elevación debidas a la diferencia de densidades entre el aire en el exterior de la cámara y en el interior de ésta, o por impulsión mecánica. Debido a que la aplicación particular para la que se hace este modelo, sólo se considerará el caso de impulsión mecánica, de tal manera que la velocidad y el flujo de aire serán datos conocidos y no dependerán de las temperaturas de las superficies.

Las variables involucradas en el flujo de calor en la cámara se pueden agrupar en tres tipos:

- Coeficientes convectivos y radiantes de transferencia de calor
- Velocidad del aire y sus condiciones de entrada
- Excitaciones a las que se encuentra sometido (temperaturas superficiales).

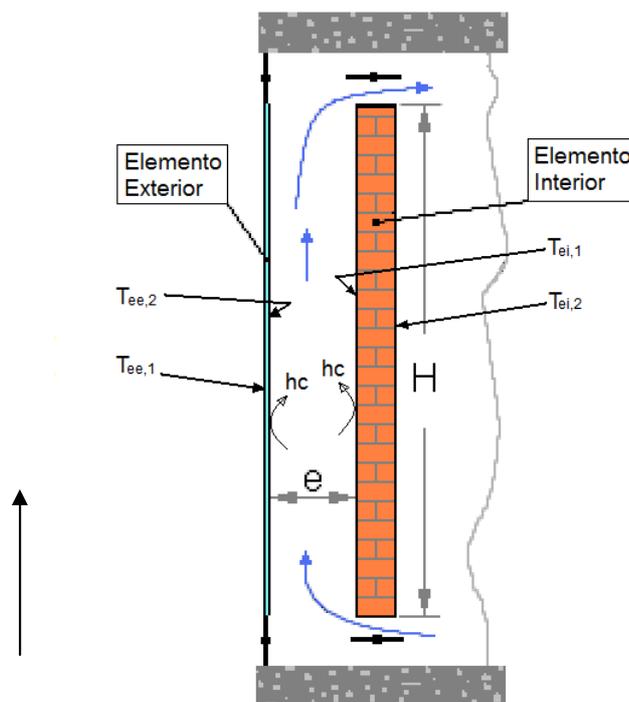


Figura 53. Esquema general de un elemento especial

7.2.1. Coeficiente convectivo de transferencia de calor

El coeficiente convectivo de transferencia de calor en la cámara ventilada se calcula con la correlación de Petukov que de acuerdo con Taylor es una de las que mejor predicen el número de Nusselt para estas configuraciones de flujo y además ha sido empleada en modelos de cámaras ventiladas desarrolladas por Ruiz-Pardo (2008) y Balocco (2006).

$$\text{Nu} = \frac{\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot f_{\text{at}}}{1.07 + 12.7 f_{\text{at}}^{1/2} (\text{Pr}^{2/3} - 1)}$$

Donde:

$$f_{\text{at}} = \frac{1.82}{8(\ln(\text{Re}) - 1.62)^2} \quad \text{Según Balocco}$$

$$\text{Re} = \frac{v \cdot D_h}{\nu}$$

$v \rightarrow$ Velocidad del aire en el canal

$D_h \rightarrow$ Diámetro hidráulico

$\nu \rightarrow$ Viscosidad cinemática

El diámetro hidráulico “ D_h ”, está definido como: $D_h = 2e$

7.2.2. Transferencia de calor por radiación

El fenómeno del intercambio radiante entre dos superficies paralelas, tal como el que ocurre en los muros ventilados, tiene solución analítica y está dado por la siguiente ecuación:

$$q_{12} = \frac{A \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2}}$$

Y suponiendo que $T_1 \approx T_2 \approx T_m$ se puede simplificar a la forma más conveniente, sin que los resultados sufran variación apreciable:

$$q_{12} = \frac{A \cdot \sigma \cdot T_m^3}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2}} (T_1 - T_2)$$

Donde:

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

En consecuencia se puede definir un coeficiente de transferencia de calor por radiación como:

$$h_r = \frac{\sigma \cdot T_m^3}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2}}$$

De tal manera que la transferencia de calor entre las superficies es:

$$q_{12} = A \cdot h_r \cdot (T_1 - T_2)$$

El factor de forma F_{12} según Ruiz-Pardo (2008) es:

$$F_{12} = \frac{2}{\pi H^2} \left\{ \ln \left[\frac{2(1 + \bar{H}^2)}{1 + 2\bar{H}^2} \right]^{\frac{1}{2}} + 2\bar{L}(1 + \bar{H}^2)^{\frac{1}{2}} \tan^{-1} \left(\frac{\bar{H}}{(1 + \bar{H}^2)^{\frac{1}{2}}} \right) - 2\bar{L} \tan^{-1}(\bar{H}) \right\}$$

Donde:

$$\bar{L} = \frac{L}{e} \quad \text{y} \quad \bar{H} = \frac{H}{e}$$

7.2.3. Temperatura del aire en la cámara

La temperatura del aire en la cámara es función de las temperaturas de las superficies, del flujo de aire y de la temperatura de entrada del aire.

Según Ruiz-Pardo (2008), la temperatura del aire en la cámara se rige por la siguiente ecuación:

$$T_a(x) = \frac{T_{ee,2} + T_{ei,1}}{2} - \left(\frac{T_{ee,2} + T_{ei,1}}{2} - T_{in} \right) \exp\left(-\frac{2h_c}{\dot{m} \cdot C_p} \cdot x\right)$$

Bajo los siguientes supuestos:

- Sólo se consideran los efectos producidos por las superficies de los elementos interior y exterior mostrados en la figura 53, despreciando los efectos de las superficies laterales, de la superior y de la inferior.
- Se supone que se puede tomar la temperatura media del aire a cada altura del canal para el cálculo de los flujos de masa. Es decir, que los efectos producidos por la diferencia de temperaturas entre dos puntos ubicados a la misma altura en el aire del canal, son despreciables.
- Las temperaturas de las superficies de los elementos interior y exterior se consideraran uniformes en toda su extensión (superficies isotérmicas).

La siguiente figura muestra el comportamiento genérico de la temperatura en la cámara:

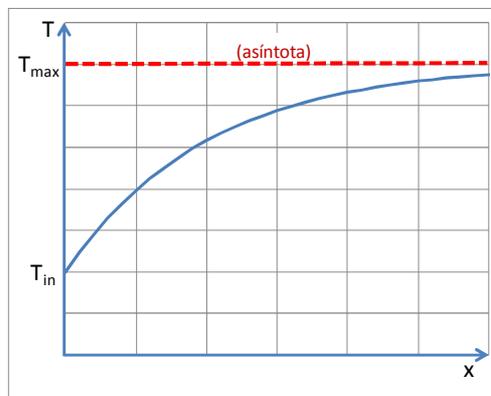


Figura 54. Evolución de la temperatura del aire en una cámara ventilada

La asíntota dada por la temperatura máxima que podría alcanzar el aire en la cámara es el promedio de las temperaturas superficiales:

$$T_{\max} = \frac{T_{ee,2} + T_{ei,1}}{2}$$

La temperatura de salida del aire de la cámara (para $x=H$) es:

$$T_{\text{out}} = T_{\text{in}} + \eta \cdot (T_{\max} - T_{\text{in}})$$

Donde:

$$\eta = 1 - \exp\left(-\frac{1}{\lambda} \cdot H\right) \quad \rightarrow \quad \text{Eficiencia de calor tomado por el aire}$$

$$\lambda = \frac{m \cdot Cp}{2h_c}$$

Y la temperatura media del aire en la cámara es:

$$T_a = T_{\text{in}} + (T_{\max} - T_{\text{in}}) \cdot \left(1 - \frac{\lambda}{H} \cdot \eta\right)$$

La cantidad de calor por unidad de tiempo ganado por el aire es:

$$Q_a = \dot{m} \cdot Cp \cdot (T_{\text{out}} - T_{\text{in}})$$

Que en términos de la temperatura máxima teórica es:

$$Q_a = \dot{m} \cdot Cp \cdot \eta \cdot (T_{\max} - T_{\text{in}})$$

Con esta última expresión queda claro que los muros solares pueden ser vistos como un intercambiador de calor, donde la efectividad es la relación entre la diferencia real de temperaturas y el máximo posible alcanzable para el fluido de trabajo (aire) medido a la entrada y a la salida del muro ventilado.

$$\eta = \frac{Q_a}{\dot{m} \cdot Cp \cdot (T_{\max} - T_{\text{in}})} = \frac{\dot{m} \cdot Cp \cdot (T_{\text{out}} - T_{\text{in}})}{\dot{m} \cdot Cp \cdot (T_{\max} - T_{\text{in}})} = \frac{(T_{\text{out}} - T_{\text{in}})}{(T_{\max} - T_{\text{in}})} = \frac{\Delta T_{\text{real}}}{\Delta T_{\max}}$$

7.2.4. Balance general

El balance general es el acople entre la temperatura del aire y las de las superficies, que se realiza siguiendo el esquema mostrado en la siguiente figura:

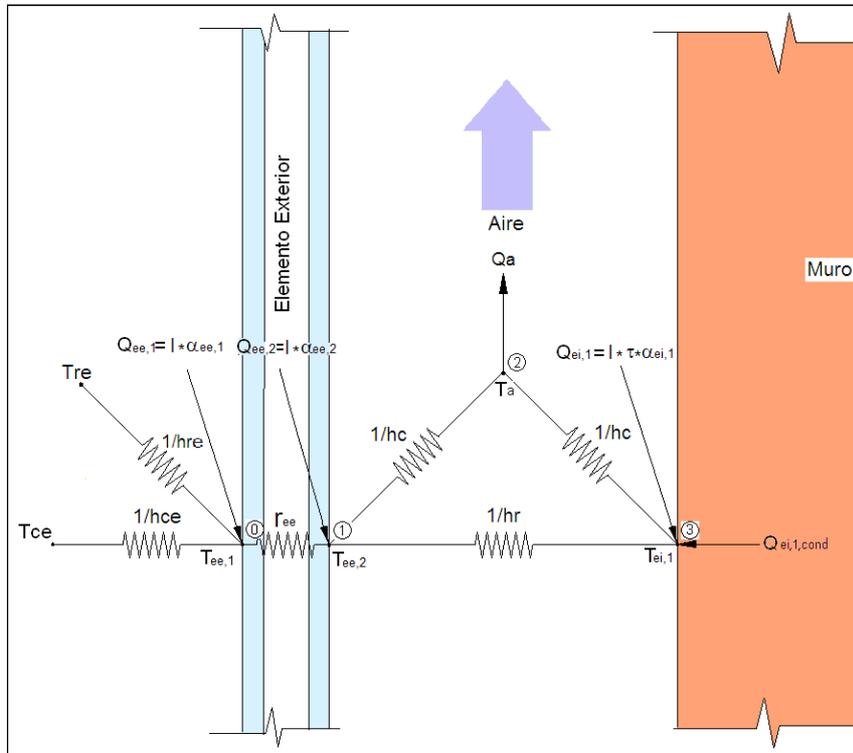


Figura55. Esquema eléctrico equivalente de la transferencia de calor en un muro solar

T_e : Temperatura Aire Exterior

T_{re} : Temperatura Radiante Exterior

T_i : Temperatura Convectiva-Radiante del espacio interior

$T_{ee,1}$: Temperatura exterior del elemento exterior (vidrio o absorbedor exterior)

$T_{ee,2}$: Temperatura interior del elemento exterior.

$T_{ei,1}$: Temperatura superficial exterior del muro.

$T_{ei,2}$: Temperatura superficial interior del muro.

T_a : Temperatura media del aire en la cámara.

R_e : Resistencia Convectiva-Radiante entre la superficie exterior y el ambiente

R_i : Resistencia Convectiva-Radiante entre el muro interior y el espacio

R_{ee} : Resistencia del elemento exterior (vidrio, o absorbedor exterior)

R_r : Resistencia radiante entre la cara interior del elemento exterior y el muro

R_c : Resistencia convectiva entre el aire en el canal y las superficies

$Q_{ee,1}$: Generación superficial de calor por efecto de la radiación solar sobre el elemento exterior en la cara exterior.

$Q_{ee,2}$: Generación superficial de calor por efecto de la radiación solar sobre el elemento exterior en la cara interior.

$Q_{ei,1}$: Generación superficial de calor por efecto de la radiación solar incidente sobre el muro.

Q_a : Calor tomado por el aire debido al calentamiento de las superficies del canal.

$Q_{ei,1,cond}$: Calor por conducción en la cara exterior del muro (negativo entrando al muro)

$Q_{ei,2,cond}$: Calor por conducción en la cara interior del muro

Definiendo:

$$R_e = \frac{1}{h_{ce} + h_{re}}$$

$$T_e = \frac{h_{ce} \cdot T_{ce} + h_{re} \cdot T_{re}}{h_{ce} + h_{re}}$$

Se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\mathbf{NODO 0:} \quad 0 = \frac{1}{R_e} (T_e - T_{ee,1}) + \frac{1}{R_v} (T_{ee,2} - T_{ee,1}) + Q_{ee,1}$$

$$\mathbf{NODO 1:} \quad 0 = \frac{1}{R_{ee}} (T_{ee,1} - T_{ee,2}) + \frac{1}{R_c} (T_a - T_{ee,2}) + \frac{1}{R_r} (T_{ei,1} - T_{ee,2}) + Q_{ee,2}$$

$$\mathbf{NODO 2:} \quad 0 = \frac{1}{R_c} (T_{ee,2} - T_a) + \frac{1}{R_c} (T_{ei,1} - \bar{T}_a) - Q_a$$

$$\mathbf{NODO 3:} \quad 0 = \frac{1}{R_r} (T_{ee,2} - T_{ei,1}) + \frac{1}{R_c} (T_a - T_{ei,1}) + Q_{ei,cond} + Q_{ei,1}$$

Las variables desconocidas de este sistema de ecuaciones son:

- las temperaturas superficiales del elemento exterior ($T_{ee,1}$, $T_{ee,2}$)
- la temperatura superficial del muro ($T_{ei,1}$)
- la temperatura media del aire (\bar{T}_a)

7. Fachada ventilada con material PCM

- los flujos de calor que toma el aire (Q_a), que entran y salen del muro ($Q_{ei1,cond}$, $Q_{ei2,cond}$).

Como el sistema sólo tiene cuatro ecuaciones, es necesario resolverlo en conjunto con los modelos para el flujo de aire en la cámara y del flujo de calor en el muro, que se resuelve por medio de un modelo de diferencias finitas no mostrado debido a que no es un desarrollo original y del que existe un amplio conocimiento. Por tanto la solución del balance general debe hacerse de forma iterativa entre este sistema de ecuaciones y los resultados de los modelos del flujo de aire y flujo de calor en el muro.

7.3. MODELO DE COMPORTAMIENTO Y TEÓRICO DE LA CÁMARA VENTILADA CON PCM

El modelo que incluye la cámara ventilada con cambio de fase se basa en el modelo anterior, es decir, se aplican los mismos supuestos.

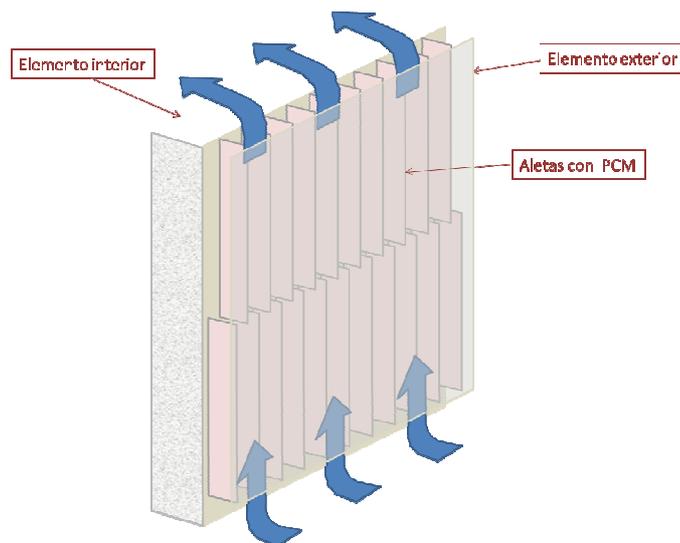


Figura 56. Esquema general de una fachada ventilada con cambio de fase

7.3.1. Coeficiente convectivo de transferencia de calor

Para el cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor se utilizará la misma correlación del modelo sin cambio de fase debido a que no existen correlaciones específicas para la configuración investigada y a que no existe una mejor aproximación entre las estudiadas.

7.3.2. Transferencia de calor por radiación

Para estudiar el fenómeno del intercambio radiante entre las distintas superficies de la cámara ventilada con las aletas se va a realizar un análisis unidimensional en uno de los conductos, de manera que a cada sección horizontal de la cámara se puede realizar el mismo análisis.

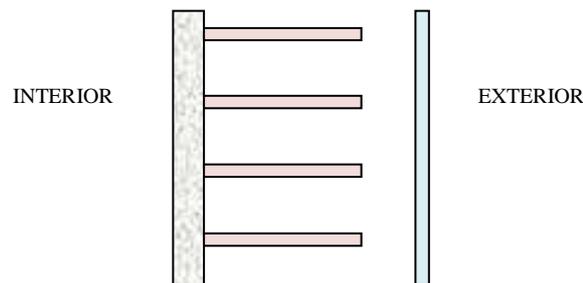


Figura 57. Vista superior de la cámara ventilada con aletas de PCM

Para calcular la transferencia de calor dentro del recinto hacen falta los factores de forma. Para su cálculo vamos a hacer la simplificación de que la pared exterior está colindante con el final de las aletas. Con esta simplificación, la transferencia de calor por radiación entre las paredes será mayor que la que realmente suceda, por lo que se calculan los factores de forma por el lado de la seguridad.

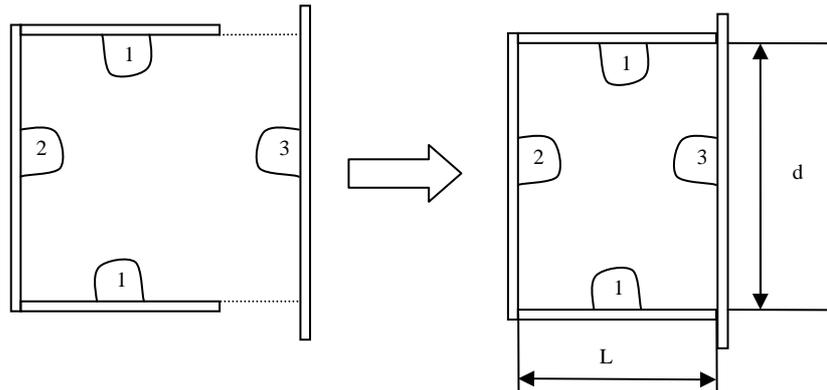


Figura 58. Esquema transferencia de calor por radiación entre aletas en la cámara ventilada

- L: longitud de la aleta
- d: distancia entre aletas
- H: altura de la cámara
- 1: superficie de la aleta
- 2: superficie interior de la fachada al interior
- 3: superficie interior de la fachada al exterior

En el caso del factor de forma, tanto para el factor de forma entre las dos aletas, como el de las paredes interiores de la cámara, se está ante dos superficies paralelas, de manera que las ecuaciones para su cálculo son:

$$F_{11} = \frac{\left[\left(2 \frac{L}{d} \right)^2 + 4 \right]^{1/2} - 2}{2 \frac{L}{d}}$$

$$F_{23} = \frac{\left[\left(2 \frac{d}{L} \right)^2 + 4 \right]^{1/2} - 2}{2 \frac{d}{L}}$$

El resto de los factores de forma se calculan fácilmente y son conocidos.

Para calcular la transferencia de calor por radiación entre las aletas y cada una de las superficies, se deben calcular las radiosidades, cuyas ecuaciones son las siguientes:

$$J_1 = \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot T_1^4 + (1 - \varepsilon_1) \cdot [F_{11} \cdot J_1 + F_{12} \cdot J_2 + F_{13} \cdot J_3]$$

$$J_2 = \varepsilon_2 \cdot \sigma \cdot T_2^4 + (1 - \varepsilon_2) \cdot [F_{21} \cdot J_1 + F_{22} \cdot J_2 + F_{23} \cdot J_3]$$

$$J_3 = \varepsilon_3 \cdot \sigma \cdot T_3^4 + (1 - \varepsilon_3) \cdot [F_{31} \cdot J_1 + F_{32} \cdot J_2 + F_{33} \cdot J_3]$$

Para el calor las ecuaciones son las que se muestran:

$$Q_{12} = 2L \cdot F_{12} \cdot (J_1 - J_2)$$

$$Q_{13} = 2L \cdot F_{13} \cdot (J_1 - J_3)$$

De esta manera se pueden definir los coeficientes de calor por radiación:

$$h_{r,12} = \frac{Q_{12}}{2L \cdot (T_2 - T_1)}$$

$$h_{r,13} = \frac{Q_{13}}{2L \cdot (T_3 - T_1)}$$

7.3.3. Temperatura del aire en la cámara

Al igual que en el modelo sin cambio de fase, la temperatura del aire en la cámara es función de las temperaturas de las superficiales, sólo que en este caso además de las superficies correspondientes al elemento exterior e interior, están las aletas, por tanto, la temperatura T_{\max} está dada por la siguiente expresión

$$T_{\max} = \frac{T_{ee,2} + T_{ei,1} + \Gamma_A \cdot T_L}{2 + \Gamma_A}$$

Donde Γ_A es la relación entre el área mojada de las aletas al área de las superficies en contacto con el aire de la cámara de los elementos exterior e interior, y T_L la temperatura superficial de la aleta.

Bajo los mismos supuestos realizados para la cámara ventilada sin cambio de fase y si el espesor de las aletas es pequeño en comparación con la separación entre ellas, la temperatura del aire en la cámara evoluciona según la siguiente ecuación:

$$T_a(x) = T_{\max} - (T_{\max} - T_{in}) \cdot \exp\left(-\frac{h_c \cdot (2 + \Gamma_A)}{\rho \cdot C_p \cdot e_1 \cdot v} \cdot x\right)$$

Donde e_1 es el espesor de la cámara de aire.

La temperatura de salida del aire de la cámara (para $x=H$) es:

$$T_{out} = T_{in} + \eta_a \cdot (T_{\max} - T_{in})$$

Donde:

$$\eta_a = 1 - \exp\left(-\frac{h_c \cdot (2 + \Gamma_A)}{\rho \cdot C_p \cdot e_1 \cdot v} \cdot H\right) \rightarrow \text{Eficiencia de calor tomado por el aire}$$

Y la temperatura media del aire en la cámara es:

$$T_a = T_{in} + (T_{\max} - T_{in}) \cdot \left(1 - \eta_a \cdot \frac{\rho \cdot C_p \cdot e_1 \cdot v}{h_c \cdot (2 + \Gamma_A) \cdot H}\right)$$

La cantidad de calor por unidad de tiempo ganado por el aire es:

$$Q_a = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{out} - T_{in})$$

Que en términos de la temperatura máxima teórica es:

$$Q_a = \dot{m} \cdot C_p \cdot \eta_a \cdot (T_{\max} - T_{\text{in}})$$

Que es formalmente igual a la de la cámara sin cambio de fase. La diferencia está en el cálculo de la temperatura máxima y de la eficiencia.

7.3.4. Balance general

En este caso el balance general debe incluir El balance general es el acople entre la temperatura del aire y las de las superficies, que se realiza siguiendo el esquema mostrado en la siguiente figura:

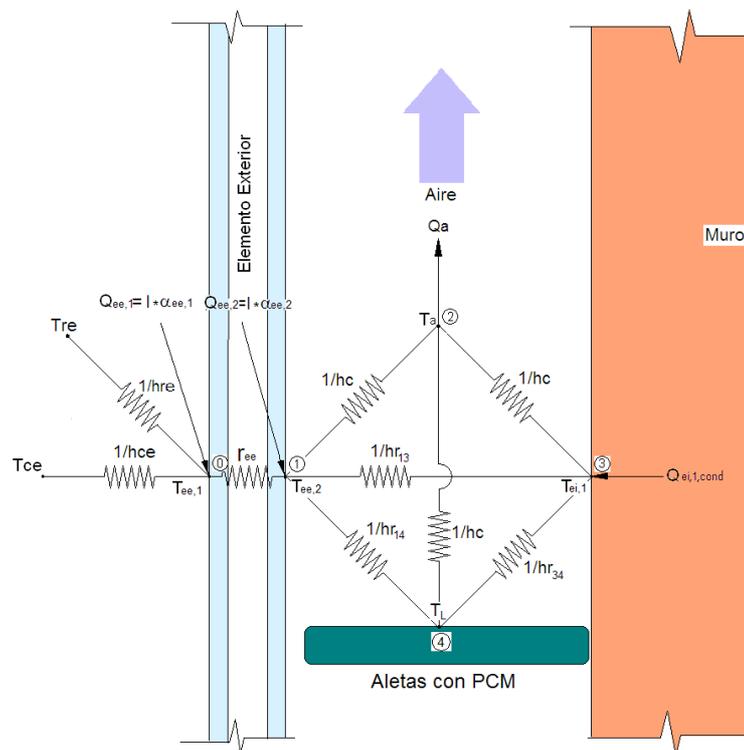


Figura1. Esquema eléctrico equivalente de la transferencia de calor en un muro solar

T_L : Temperatura superficial de las aletas

Q_L : Calor cedido por la superficie de las aletas

Se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\mathbf{NODO\ 0:} \quad 0 = \frac{1}{R_e} (T_e - T_{ee,1}) + \frac{1}{R_v} (T_{ee,2} - T_{ee,1}) + Q_{ee,1}$$

NODO 1:

$$0 = \frac{1}{R_{ee}} (T_{ee,1} - T_{ee,2}) + \frac{1}{R_C} (T_a - T_{ee,2}) + \frac{1}{R_{r,12}} (T_{ei,1} - T_{ee,2}) + \frac{1}{R_{r,14}} (T_L - T_{ee,2}) + Q_{ee,2}$$

$$\mathbf{NODO\ 2:} \quad 0 = \frac{1}{R_C} (T_{ee,2} - T_a) + \frac{1}{R_C} (T_{ei,1} - \bar{T}_a) + \frac{1}{R_C} \Gamma_A (T_L - \bar{T}_a) - Q_a$$

$$\mathbf{NODO\ 3:} \quad 0 = \frac{1}{R_{r,12}} (T_{ee,2} - T_{ei,1}) + \frac{1}{R_C} (T_a - T_{ei,1}) + \frac{1}{R_{r,34}} (T_L - T_{ei,1}) + Q_{ei,cond} + Q_{ei,1}$$

$$\mathbf{NODO\ 4:} \quad 0 = \frac{1}{R_{r,14}} (T_{ee,2} - T_L) + \frac{1}{R_{r,34}} (T_{ei,1} - T_L) + \frac{1}{R_C} \Gamma_A (\bar{T}_a - T_L) + Q_L$$

Las variables desconocidas de este sistema de ecuaciones son:

- las temperaturas superficiales del elemento exterior ($T_{ee,1}$, $T_{ee,2}$)
- la temperatura superficial del muro ($T_{ei,1}$)
- la temperatura media del aire \bar{T}_a
- la temperatura superficial de las aletas
- los flujos de calor que toma el aire (Q_a), que entran y salen del muro ($Q_{ei,cond}$, $Q_{ei2,cond}$) y que ceden las aletas (Q_L).

Al igual que la cámara ventilada sin aletas con cambio de fase, para la resolución completa del sistema es necesario acoplar el anterior sistema de ecuaciones con los modelos de simulación de los distintos componentes que son:

- Modelo de simulación del muro interior (diferencias finitas)
- Modelo de simulación de las temperaturas del aire en la cámara (apartado 7.3.3)
- Modelo de simulación de las aletas con cambio de fase (diferencias finitas, capítulo 6)

El sistema se resuelve de forma iterativa con los distintos modelos hasta alcanzar la convergencia en cada instante de tiempo.