

# Guía técnica

## Diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos

Incluye CD-ROM  
con programa AISLAM



MINISTERIO  
DE INDUSTRIA, TURISMO  
Y COMERCIO



Instituto para la  
Diversificación y  
Ahorro de la Energía



*Edificios*

## Guía técnica

# Diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos

Incluye CD-ROM  
con programa AISLAM

## **TÍTULO**

Guía técnica para el diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos

## **CONTENIDO**

Esta publicación ha sido redactada por la Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR) para el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), con el objetivo de promocionar la eficiencia en el uso final de la energía en los edificios (contiene un CD con programa informático de cálculo).

.....

Esta publicación está incluida en el fondo editorial del IDAE, en la serie “Ahorro y Eficiencia Energética en Climatización”.

Cualquier reproducción, parcial o total, de la presente publicación debe contar con la aprobación por escrito del IDAE.

Depósito Legal: M-8044-2007

ISBN: 978-84-96680-08-1

.....

**IDAE**  
**Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía**  
**C/ Madera, 8**  
**E-28004-Madrid**  
**comunicacion@idae.es**  
**www.idae.es**

Madrid, febrero de 2007

# ÍNDICE

<b>Presentación</b> . . . . .	<b>5</b>
<b>1 Objeto y campo de aplicación</b> . . . . .	<b>7</b>
<b>2 Transmisión de calor</b> . . . . .	<b>9</b>
2.1 Introducción . . . . .	9
2.2 Resistencias térmicas por conducción . . . . .	9
2.3 Resistencias térmicas por convección . . . . .	10
2.4 Resistencias térmicas por radiación . . . . .	12
2.5 Resistencias térmicas por convección-radiación . . . . .	12
2.6 Calor intercambiado en un elemento compuesto por diferentes capas . . . . .	13
2.7 Resistencia térmica global. Coeficiente global de transferencia de calor . . . . .	16
2.8 Existencia de elementos singulares . . . . .	17
<b>3 Estimación del espesor de aislante</b> . . . . .	<b>23</b>
3.1 Para intercambiar un flujo de calor dado . . . . .	23
3.2 Para perder un porcentaje de calor con respecto al elemento no aislado . . . . .	23
3.3 Para limitar una resistencia térmica o un coeficiente global de intercambio de calor . . . . .	23
3.4 Para mantener una temperatura superficial exterior . . . . .	24
3.5 Evitar condensaciones superficiales . . . . .	25
3.6 En función del espesor económico . . . . .	25
3.7 En función de un tiempo de congelación para tuberías . . . . .	27
3.8 En función de presentar una diferencia de temperaturas a lo largo de una tubería o conducto . . . . .	29
<b>4 Estudio de condensaciones interiores</b> . . . . .	<b>31</b>
<b>5 Ejemplos</b> . . . . .	<b>33</b>
5.1 Paredes. Espesor de aislamiento para tener un Coeficiente global de transferencia de calor . . . . .	33
5.2 Paredes. Distribución de temperaturas y flujo de calor en estado estacionario . . . . .	34

5.3 Paredes. Observar la posibilidad de condensaciones interiores . . . . .	35
5.4 Paredes. Cálculo del espesor de aislamiento para transferir un flujo de calor dado . . . . .	36
5.5 Paredes. Cálculo del espesor económico de aislamiento . . . . .	38
5.6 Tuberías. Espesor para perder un tanto por cien respecto a tubería desnuda . . . . .	41
5.7 Tuberías. Cálculo espesor para que no existan condensaciones sobre una tubería . . . . .	43
5.8 Tuberías. Cálculo espesor aislamiento en tubería enterrada, para perder un flujo de calor . . . . .	45
5.9 Tuberías. Cálculo espesor aislamiento tubería para que congele un tanto por cien del agua contenida en un determinado tiempo . . . . .	46
5.10 Esferas. Cálculo de pérdida de calor . . . . .	47
5.11 Conductos. Cálculo de pérdida de calor y temperatura final en un tramo . . . . .	48
5.12 Depósito. Cálculo del flujo de calor perdido . . . . .	50

**Apéndice I: Coeficientes de convención más usuales . . . . . 53**

**Apéndice II: Coeficientes de convección + radiación en elementos constructivos . . . . . 55**

**Apéndice III: Temperatura de rocío . . . . . 56**

**Apéndice IV: Normas y documentos para consulta . . . . . 57**

**Apéndice V: Símbolos y unidades . . . . . 58**

# PRESENTACIÓN

El nuevo Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) transpone parcialmente la Directiva 2002/91/CE, de 16 de diciembre, relativa a la eficiencia energética de los edificios, fijando los requisitos mínimos de eficiencia energética que deben cumplir las instalaciones térmicas de los edificios nuevos y existentes, y un procedimiento de inspección periódica de calderas y de los sistemas de aire acondicionado.

El Reglamento se desarrolla con un enfoque basado en prestaciones u objetivos, es decir, expresando los requisitos que deben satisfacer las instalaciones térmicas sin obligar al uso de una determinada técnica o material ni impidiendo la introducción de nuevas tecnologías y conceptos en cuanto al diseño, frente al enfoque tradicional de reglamentos prescriptivos que consisten en un conjunto de especificaciones técnicas detalladas que presentan el inconveniente de limitar la gama de soluciones aceptables e impiden el uso de nuevos productos y de técnicas innovadoras.

Así, para justificar que una instalación cumple las exigencias que se establecen en el RITE podrá optarse por una de las siguientes opciones:

- adoptar soluciones basadas en las Instrucciones Técnicas, cuya correcta aplicación en el diseño y dimensionado, ejecución, mantenimiento y utilización de la instalación, es suficiente para acreditar el cumplimiento de las exigencias; o
- adoptar soluciones alternativas, entendidas como aquellas que se apartan parcial o totalmente de las Instrucciones Técnicas. El proyectista o el director de la instalación, bajo su responsabilidad y previa conformidad de la propiedad, pueden adoptar soluciones alternativas, siempre que justifiquen documentalmente que la instalación diseñada satisface las exigencias del RITE porque sus prestaciones son, al menos, equivalentes a las que se obtendrían por la aplicación de las soluciones basadas en las Instrucciones Técnicas.

Por esta razón, el IDAE con el fin de facilitar a los agentes que participan en el diseño y dimensionado, ejecución, mantenimiento e inspección de estas instalaciones, ha promovido la elaboración de una serie de guías técnicas de ahorro y eficiencia energética en climatización, que desarrollen soluciones alternativas.

En concreto, la que nos ocupa, titulada “Guía técnica. Diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos”, junto con el programa informático AISLAM, pretende ser un procedimiento alternativo, de acuerdo con lo establecido en la IT 1.2.4.2, para el cálculo de los espesores de aislamiento.

**NOTA:** En este documento, todas las menciones al Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios se refieren al último borrador disponible.







## Objeto y campo de aplicación

Este documento facilita los métodos de cálculo y los criterios normales de dimensionamiento, para la estimación del espesor de aislamiento a utilizar en equipos y elementos de la edificación e instalaciones industriales. Estos cálculos se realizan en estado estacionario y flujo unidimensional.



# 2

## Transmisión de calor

### 2.1 INTRODUCCIÓN

En la transferencia de calor existente a través de un equipo o elemento entre dos entornos (interior y exterior) tienen lugar los tres mecanismos típicos de conducción, convección y radiación.

- El mecanismo de conducción (transferencia de calor a través de un material sin movimiento macroscópico) se realiza a través de los materiales sólidos.
- El mecanismo de convección (transferencia de calor por conducción con existencia de un movimiento macroscópico de los materiales) se realiza a través de los gases o líquidos, pudiendo ser el movimiento provocado o natural (por diferencia de densidades).
- El mecanismo de radiación (transferencia de calor entre superficies sin la necesidad de la presencia de un medio material entre ambas) se realiza a través del vacío o de medios transparentes o semitransparentes.

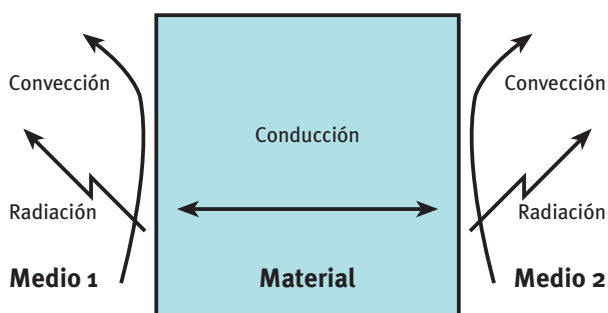
En el campo de materiales y temperaturas que consideramos podemos afirmar:

- En materiales sólidos sólo consideraremos el mecanismo de conducción, ya que se suponen materiales opacos. (No se consideran vidrios o materiales plásticos transparentes. Realmente no consideramos el intercambio de calor que se produce en éstos por radiación).
- En líquidos sólo se considerará la convección (respecto al mecanismo de radiación se supondrá que son opacos, y por tanto el posible flujo de calor mediante este mecanismo se desprecia).
- En gases (principalmente aire) se deberá considerar la convección y la radiación (se producen ambos mecanismos a la vez).

Dependiendo de la configuración geométrica básica de las capas (planas, cilíndricas, esféricas) se expresa de forma práctica el flujo de calor como:

- Placas planas: Flujo de calor por unidad de área  $q/A$  ( $W/m^2$ ).
- Placa cilíndrica: Flujo de calor por unidad de longitud  $q/H$  ( $W/m$ ).
- Placa esférica: Flujo de calor  $q$  ( $W$ ).

### Formas genéricas de intercambio de calor



### 2.2 RESISTENCIAS TÉRMICAS POR CONDUCCIÓN

La ecuación que rige el intercambio de calor por conducción es la conocida ecuación de Fourier, la cual considera que la densidad de flujo de calor por unidad

de área es proporcional al gradiente de temperaturas en la dirección perpendicular al área considerada:

$$q / A = -k \frac{dT}{dn} \quad [1]$$

La constante de proporcionalidad se conoce como conductividad térmica del material, tomándose en general de forma práctica como constante. En realidad, puede presentar cierta dependencia con la temperatura del mismo. En esos casos se toma el valor medio dentro del campo de temperaturas en el que se desarrolla la aplicación.

Los valores de dicha variable pueden ser muy diferentes, desde aislantes con conductividades del orden de varias centésimas (0,04 W/m K para Lana de vidrio; 0,024 para Poliuretano tipo II; 0,029 para Poliestireno tipo V) a metales puros con valores del orden de varias decenas (40 W/m K para el acero, 100 W/m K para el cobre). Esta variación tan grande hace que la resistencia térmica al paso de calor de materiales con mucha conductividad (metales) sea en la práctica despreciable.

Los valores de materiales típicos de construcción son del orden de la unidad. Es el caso del ladrillo macizo (0,87 W/m K), enfoscado de cemento (1,4 W/m K) o enlucido de yeso (0,3 W/m K).

Cuando la composición de un material no es homogénea se define una conductividad aparente, en función del tipo constructivo (o distribución y porcentaje de diferentes elementos). Así se define una conductividad aparente diferente para el ladrillo perforado (0,76 W/m K) y para el ladrillo hueco (0,49 W/m K) respecto al ladrillo macizo (0,87 W/m K).

### 2.2.1 Resistencias térmicas conductivas en caso de placas planas

Particularizada la anterior ecuación al caso de una placa plana en que sus superficies tengan una diferencia de temperaturas  $\Delta T$ , tenemos:

$$q / A = \frac{\Delta T}{esp / k} \quad [2]$$

Donde se define la resistencia térmica por conducción de una placa plana como:

$$R_{cond\_plana} = \frac{esp}{k} \quad [3]$$

### 2.2.2 Resistencias térmicas conductivas en caso de capa cilíndrica

Particularizada la anterior ecuación al caso de una capa cilíndrica en que sus superficies tengan una diferencia de temperaturas  $\Delta T$ , tenemos:

$$q/H = \frac{\Delta T}{\ln(r_{ext}/r_{int}) / 2\pi k} \quad [4]$$

Donde se define la resistencia térmica por conducción de una capa cilíndrica como:

$$R_{cond\_cilindrica} = \frac{\ln(r_{ext}/r_{int})}{2\pi k} \quad [5]$$

### 2.2.3 Resistencias térmicas conductivas en caso de capa esférica

Particularizada la anterior ecuación al caso de una capa esférica en que sus superficies tengan una diferencia de temperaturas  $\Delta T$ , tenemos:

$$q = \frac{\Delta T}{\left(\frac{1}{r_{int}} - \frac{1}{r_{ext}}\right) / 4\pi k} \quad [6]$$

Se define la resistencia térmica por conducción de una capa esférica como:

$$R_{cond\_esférica} = \frac{\left(\frac{1}{r_{int}} - \frac{1}{r_{ext}}\right)}{4\pi k} \quad [7]$$

## 2.3 RESISTENCIAS TÉRMICAS POR CONVECCIÓN

La ecuación que rige el intercambio de calor por convección es la conocida ecuación de Newton, la cual considera que la densidad de flujo de calor por unidad de área es proporcional a la diferencia de temperaturas entre la superficie y la temperatura del fluido (líquido o sólido).

$$q / A = h_{conv} (\Delta T) \quad [8]$$

En este caso la constante de proporcionalidad se conoce como coeficiente de convección o coeficiente de película (y en la realidad es lo menos parecido a una constante).

Dicho coeficiente de convección presenta gran variación en función del tipo y cantidad de movimiento que presente el fluido, así como de su estado, e incluso del mismo gradiente de temperaturas (pared-fluido).

Respecto al movimiento se debe diferenciar entre movimiento provocado (forzado) por un elemento (bomba, ventilador) o por el ambiente (velocidad viento), y movimiento natural (debido a la diferencia de temperaturas dentro del fluido que a su vez provoca diferencia de densidades y por tanto desplazamiento).

Respecto a su estado, cabe diferenciar el caso de gases, líquidos o fluidos que en las condiciones de trabajo presenten cambios de fases (tuberías bifásicas).

Como órdenes de magnitud se pueden señalar:

#### Caso de gases:

- Con movimiento natural del orden de varias unidades ( $1-10 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ ).
- Con movimiento forzado del orden de varias decenas ( $10-100 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ ).

#### Caso de líquidos:

- Con movimiento natural del orden de algunas centenas ( $100 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ ).
- Con movimiento forzado del orden de algunos millares ( $1000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ ).

#### Caso de fluidos en cambio de fase:

- Del orden de algunos millares ( $1000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ )

Esta gran variedad de coeficientes de convección hace que el comportamiento al paso de calor en el caso de gases sea muy diferente con respecto a los demás. En otras palabras, la resistencia térmica que ofrece un líquido o un fluido en cambio de fase es despreciable frente a la que ofrece un gas. En el apéndice I se dan las correlaciones más usuales.

### 2.3.1 Resistencias térmicas convectivas en caso de placas planas

Particularizada la anterior ecuación al caso de una placa plana en que tengamos una diferencia de temperaturas  $\Delta T$  entre la superficie y el fluido:

$$q / A = \frac{\Delta T}{1/h_{conv}} \quad [9]$$

Donde se define la resistencia térmica por convección de una placa plana como:

$$R_{conv\_plana} = \frac{1}{h_{conv}} \quad [10]$$

### 2.3.2 Resistencias térmicas convectivas en caso de capa cilíndrica

Particularizada la anterior ecuación al caso de una capa cilíndrica en que tengamos una diferencia de temperaturas  $\Delta T$  entre la superficie y el fluido:

$$q / H = \frac{\Delta T}{1/(2 \pi r h_{conv})} \quad [11]$$

Donde se define la resistencia térmica por convección de una capa cilíndrica como:

$$R_{conv\_cilindrica} = \frac{1}{2 \pi r h_{conv}} \quad [12]$$

### 2.3.3 Resistencias térmicas convectivas en caso de capa esférica

Particularizada la anterior ecuación al caso de una capa esférica en que tengamos una diferencia de temperaturas  $\Delta T$  entre la superficie y el fluido:

$$q = \frac{\Delta T}{1/(\pi r^2 h_{conv})} \quad [13]$$

Donde se define la resistencia térmica por convección de una capa esférica como:

$$R_{conv\_esférica} = \frac{1}{\pi r^2 h_{conv}} \quad [14]$$

## 2.4 RESISTENCIAS TÉRMICAS POR RADIACIÓN

La ecuación que rige el intercambio de calor por radiación es la conocida ecuación de Stefan-Boltzman, la cual considera que la densidad de flujo de calor por unidad de área es proporcional a la diferencia a la cuarta potencia de temperaturas (en Kelvin) entre superficies. (Recordemos que únicamente se tiene en cuenta este tipo de mecanismo de intercambio de calor en presencia de gases, y en nuestro caso práctico, en aire).

$$q / A = C(TK_{sup1}^4 - TK_{sup2}^4) \quad [15]$$

En este caso la constante de proporcionalidad  $C$  presenta diferentes valores en función de las propiedades radiantes de las superficies (coeficiente de emisión), y de la forma del recinto (distancias y ángulos entre superficies), siendo en general difícil su determinación exacta.

En el caso de que la superficie en estudio sea de menor tamaño que las de su entorno (caso típico de la superficie de una tubería respecto a la habitación en que se encuentra, o de forma más aproximada el de una pared respecto al conjunto de todas las demás), la anterior ecuación se reduce a:

$$q / A = \varepsilon \sigma (TK_{sup1}^4 - TK_{sup2}^4) \quad [16]$$

En donde,  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzman ( $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$ ) y  $\varepsilon$  es el coeficiente de emisión de la superficie en estudio.

Los valores del coeficiente de emisión (a longitudes de onda largas del entorno de 9 micras para temperaturas del orden de  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ ) dependen del tipo de superficie, siendo claramente diferentes el caso de superficies metálicas (0,05 para metálica brillante; 0,25 para metálica opaca; 0,5 para pinturas metálicas) y el resto de superficies (0,88 para pinturas, plásticos, ladrillos; 0,90 para pinturas no metálicas de color oscuro). Como valor medio se toma en general 0,9.

En la práctica se desconoce normalmente el valor de las temperaturas superficiales del resto de superficies, por

lo que una buena aproximación será suponerla igual a la temperatura del aire. Por tanto, la expresión del flujo de calor se puede expresar (linealizando la ecuación) como un coeficiente de convección equivalente de radiación mediante:

$$q / A = h_{rad} (\Delta T) \quad [17]$$

Donde  $\Delta T$  representa la diferencia de temperaturas entre la pared y el medio (aire) dicha diferencia se contabiliza en  $^\circ\text{C}$  ya que es lo mismo que en Kelvin.

Evidentemente el valor del coeficiente de convección equivalente en radiación será (suponiendo la temperatura del resto de superficies igual a la del aire):

$$h_{rad} = \varepsilon \sigma (TK_{sup} + TK_{aire}) (TK_{sup}^2 + TK_{aire}^2) \quad [18]$$

Finalmente al haber expresado el intercambio radiante con la misma ecuación formal que la convección, la resistencia térmica para placa plana, capa cilíndrica o esférica serán del mismo tipo que las convectivas, sin más que sustituir el coeficiente de película en convección por el correspondiente en radiación.

## 2.5 RESISTENCIAS TÉRMICAS POR CONVECCIÓN-RADIACIÓN

Cuando ambos mecanismos de intercambio son significativos (caso de gases y más concretamente presencia de aire), el calor intercambiado desde la superficie del elemento a su entorno tendrá dos contribuciones, una convectiva y otra radiante, es decir:

$$q / A = h_{conv} (\Delta T) + h_{rad} (\Delta T) = h_{conv\_rad} (\Delta T) \quad [19]$$

Por lo que podremos resumir ambos fenómenos en un coeficiente global de película (que contabilice ambos mecanismos) y que no es más que la suma de ambos coeficientes de forma individualizada.

$$h_{conv\_rad} = h_{conv} + h_{rad} \quad [20]$$

Análogamente podremos establecer las diferentes resistencias convectivas-radiantes para las distintas configuraciones sin más que sustituir el coeficiente de convección inicialmente propuesto por el coeficiente de convección-radiación ahora señalado, por tanto:

- Resistencia convectiva-radiante para placa plana

$$R_{conv-rad\_plana} = \frac{1}{h_{conv\_rad}} \quad [21]$$

- Resistencia convectiva-radiante para capa cilíndrica

$$R_{conv\_rad\_cilíndrica} = \frac{1}{2 \pi r h_{conv\_rad}} \quad [22]$$

- Resistencia convectiva-radiante para capa esférica

$$R_{conv\_rad\_esférica} = \frac{1}{\pi r^2 h_{conv\_rad}} \quad [23]$$

Recordemos que en el caso de líquidos (o fluidos en cambio de fase) el calor intercambiado por radiación es despreciable y, por tanto, siguen siendo válidas las anteriores expresiones sin más que asignar un valor nulo al coeficiente de película equivalente de radiación ( $h_{rad} = 0$ ).

## 2.6 CALOR INTERCAMBIADO EN UN ELEMENTO COMPUESTO POR DIFERENTES CAPAS

Es evidente que en estado estacionario (constancia de temperaturas a ambas partes de un elemento con el tiempo), la cantidad de calor que atraviesa cada una de las capas es constante (evidentemente se supone que no existe cambio de fase en ninguna capa).

Resaltemos que asumimos el estado estacionario, y no presencia de radiación de longitud de onda corta (exposición solar), por lo tanto, mediante el uso de estas expresiones no obtendremos el calor real transferido por los muros exteriores de un edificio, ya que no consideramos ni inercia térmica, ni radiación solar.

De forma general se deberá contar la posibilidad de existencia de intercambio convectivo y radiante a ambas partes del elemento.

### 2.6.1 Caso de capa plana

Las anteriores afirmaciones se resumen para placas planas en la constancia del flujo de calor por unidad de área, es decir:

$$q / A = \frac{\Delta T_{int}}{R_{conv-rad\_plana,int}} = \frac{\Delta T_i}{R_{cond\_plana,i}} = \frac{\Delta T_{ext}}{R_{conv-rad\_plana,ext}} \quad [24]$$

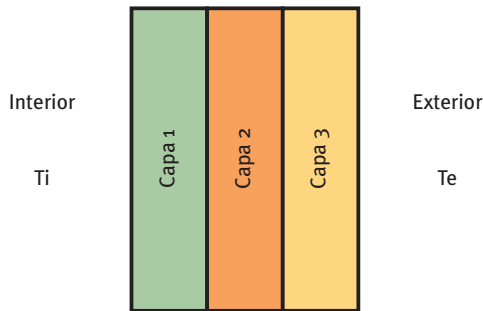
De donde se obtiene, simplemente sumando numeradores y denominadores (propiedad de las fracciones), y contabilizando todas las capas):

$$q / A = \frac{T_{int} - T_{ext}}{R_{conv-rad\_plana,int} + \sum_{\substack{capas \\ material}} R_{cond\_plana,i} + R_{conv-rad\_plana,ext}} \quad [25]$$

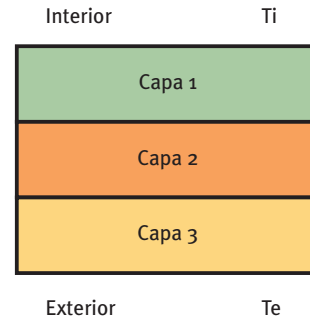
Y que en general se expresa como:

$$q/A = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{h_{conv\_rad,int}} + \sum_{\substack{capas \\ material}} \frac{esp_i}{k_i} + \frac{1}{h_{conv\_rad,ext}}} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{R_{total,plana}} \quad [26]$$

**Placas planas verticales**



**Placas planas horizontales**



**2.6.2 Caso de capa cilíndrica**

Para capa cilíndrica tenemos la constancia del flujo de calor por unidad de longitud, es decir:

$$q/H = \frac{\Delta T_{int}}{R_{conv-rad,cilindrica,int}} = \frac{\Delta T_i}{R_{cond,cilindrica,i}} = \frac{\Delta T_{ext}}{R_{conv-rad,cilindrica,ext}} \quad [27]$$

De donde se obtiene, simplemente sumando numeradores y denominadores (propiedad de las fracciones), y contabilizando todas las capas:

$$q/H = \frac{T_{int} - T_{ext}}{R_{conv-rad,cilindrica,int} + \sum_{\substack{capas \\ material}} R_{cond,cilindrica,i} + R_{conv-rad,cilindrica,ext}} \quad [28]$$

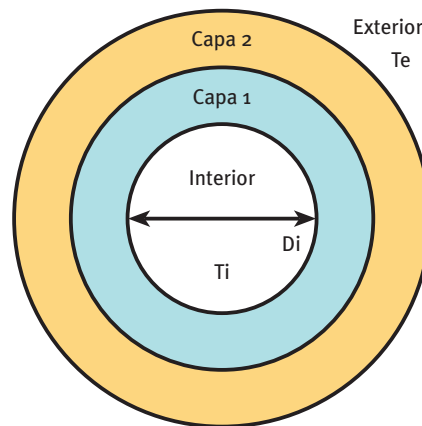
Las superficies interiores de la tubería están a la misma temperatura y, por tanto, aunque el fluido sea un gas el intercambio de calor por radiación es despreciable (o nulo). Consecuentemente, en el interior sólo se considerará el intercambio de calor por convección.

Y que en general se expresa como:

$$q/H = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv,int}} + \sum_{\substack{capas \\ material}} \frac{\ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2\pi k_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv\_rad,ext}}} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{R_{total,cilindricas}} \quad [29]$$



### Tuberías



#### 2.6.3 Caso de capa esférica

Finalmente, para capa esférica tenemos la constancia del flujo de calor, es decir:

$$q = \frac{\Delta T_{\text{int}}}{R_{\text{conv-rad\_esférica,int}}} = \frac{\Delta T_i}{R_{\text{cond\_esférica,i}}} = \frac{\Delta T_{\text{ext}}}{R_{\text{conv-rad\_esférica,ext}}} \quad [30]$$

De donde se obtiene, como en los casos anteriores:

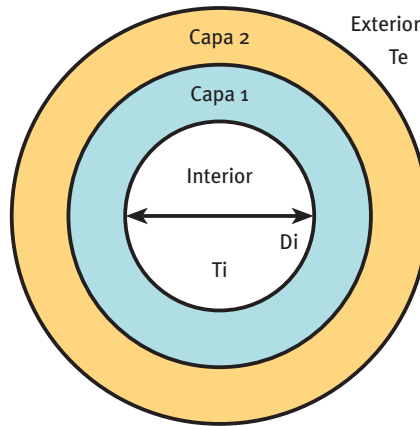
$$q = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{R_{\text{conv-rad\_esférica,int}} + \sum_{\substack{\text{capas} \\ \text{material}}} R_{\text{cond\_esférica,i}} + R_{\text{conv-rad\_esférica,ext}}} \quad [31]$$

Igualmente al caso de tuberías, las superficies interiores de las esferas están a la misma temperatura y, por tanto, aunque el fluido sea un gas el intercambio de calor por radiación es despreciable (o nulo). Consecuentemente, en el interior sólo se considerará el intercambio de calor por convección.

Y que en general se expresa como:

$$q = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{\frac{l}{\pi r_{\text{int}}^2 h_{\text{conv,int}}} + \sum_{\substack{\text{capas} \\ \text{material}}} \left( \frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_{i+1}} \right) \frac{l}{4\pi k_i} + \frac{l}{\pi r_{\text{ext}}^2 h_{\text{conv\_rad,ext}}}} = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{R_{\text{total,esféricas}}} \quad [32]$$

### Esferas



## 2.7 RESISTENCIA TÉRMICA GLOBAL. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

En cada una de las configuraciones analizadas se puede resumir la contribución de las diferentes capas de material y la existencia de convección y radiación en una resistencia térmica global del sistema, y con su inversa definir el coeficiente global de transferencia de calor, así:

- Paredes

$$q / A = \frac{T_{int} - T_{ext}}{R_{total,placas}} = U_{plana} (T_{int} - T_{ext}) \quad [33]$$

$$U_{plana} = \frac{1}{R_{total,planas}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{conv,int}} + \sum_{\substack{capas \\ material}} \frac{esp_i}{k_i} + \frac{1}{h_{conv\_rad,ext}}} \quad [34]$$

- Tuberías

$$q/H = \frac{T_{int} - T_{ext}}{R_{total,cilindricas}} = U_{cilindrica} 2\pi r (T_{int} - T_{ext}) \quad [35]$$

$$U_{cilindrica} = \frac{1}{2\pi r R_{total,cilindricas}} = \frac{1/2\pi r}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv,int}} + \sum_{\substack{capas \\ material}} \frac{\ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2\pi k_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv\_rad,ext}}} \quad [36]$$

- Esferas

$$q = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{R_{\text{total, esféricas}}} = U_{\text{esférica}} \pi r^2 (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}) \quad [37]$$

$$U_{\text{esférica}} = \frac{1}{\pi r^2 R_{\text{total, esféricas}}} = \frac{1/\pi r^2}{\frac{1}{\pi r_{\text{int}}^2 h_{\text{conv, int}}} + \sum_{\text{capas material}} \left( \frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_{i+1}} \right) \frac{1}{4\pi k_i} + \frac{1}{\pi r_{\text{ext}}^2 h_{\text{conv, rad, ext}}}} \quad [38]$$

Observemos que tanto para tuberías como para esferas el coeficiente global de transferencia de calor no es constante, y depende de la superficie de referencia (radio  $r$ ).

## 2.8 EXISTENCIA DE ELEMENTOS SINGULARES

### 2.8.1 Cámaras de aire sin ventilar

Realmente, las cámaras de aire sólo son utilizables en configuraciones planas (raramente se utilizan en algún caso en tuberías).

En dicha cámara de aire existe convección y radiación, tal como hemos visto. No obstante, en la práctica se le asigna a dicha capa una cierta resistencia térmica global en función de su espesor y disposición. Es de destacar que la resistencia térmica que se asigna no es proporcional al espesor, e incluso a partir de un cierto espesor el aumento del mismo no conlleva una mayor resistencia, sino que disminuye (pensemos que en esos casos el movimiento del aire dentro de la cámara es más libre).

En la siguiente tabla se facilitan los valores típicos (extraídos del código técnico de la edificación):

Espesor (mm)	10	20	30	40	50	100	150
Vertical	0,15	0,17	0,17	0,18	0,18	0,17	0,16
Horizontal	0,15	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16

Resistencia térmica para cámaras de aire ( $\text{m}^2 \text{K/W}$ )

### 2.8.2 Cámaras de aire ligeramente ventiladas

Son aquellas que cumplen:

- **Horizontales**

$500 \text{ mm}^2 < A_{\text{apertura}} < 1500 \text{ mm}^2$  por  $\text{m}^2$  de superficie

- **Verticales**

$500 \text{ mm}^2 < A_{\text{apertura}} < 1500 \text{ mm}^2$  por m de longitud horizontal

Se toma la mitad de la resistencia de cámaras no ventiladas.

### 2.8.3 Cámaras de aire ventiladas

Se considera la cámara de aire como un ambiente interior. Se toma el coeficiente de convección correspondiente y se desprecia el resto de cerramiento al exterior.

### 2.8.4 Puentes térmicos

Se trata de la existencia de elementos no homogéneos dentro de las capas analizadas, y que en general favorecen el intercambio de calor por poseer mayor conductividad. Como caso típico podemos observar existencia de pilares en paredes, o existencia de bridas o válvulas en tuberías.

Contabilizar estos elementos para el cálculo del flujo de calor es realmente complejo, ya que se trata de configuraciones en donde existe flujo de calor bidimensional o tridimensional.

En general se suelen contabilizar de varias formas:

- Aumentar una cierta cantidad de calor (disminuyendo la resistencia térmica global o directamente con un porcentaje).
- Aumentar la conductividad de la capa aislante (suponer un incremento ficticio).
- Aumentar la longitud de tubería (suponer una longitud ficticia).

Todos estos procedimientos son muy difíciles de cuantificar y asignar correctamente a un caso, por lo que se debe recurrir a la experiencia del calculista.

### 2.8.5 Existencia de resistencias superficiales

En la práctica pueden existir dos tipos de resistencias térmicas aún no consideradas, las resistencias térmicas de contacto entre capas de diferente material y la resistencia térmica por depósitos de materiales en las superficies exteriores o interiores.

Las primeras son debidas a que algunas combinaciones (chapa metálica sobre superficie constructiva rugosa, por ejemplo) dejan pequeñas oquedades (en general de aire) que presentan resistencia térmica al paso de calor.

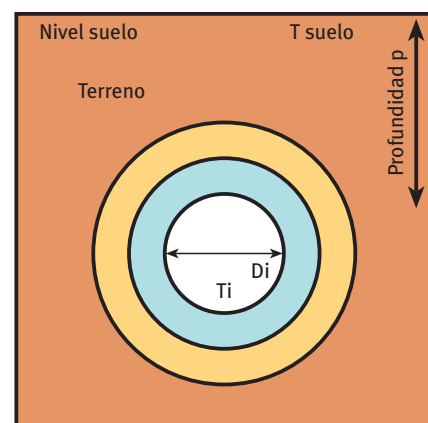
Las segundas son debidas a depósitos de material (caso típico de carbonatos cálcicos dentro de tuberías con circulación de agua caliente).

El estimar objetivamente la contribución real de dichas resistencias es muy complicado, y en general se presentan con el paso del tiempo (en el instante inicial no existen estos depósitos de materiales). Finalmente, teniendo en cuenta que el hecho de no considerarlas mayor las expectativas de pérdida de calor, se llega a la conclusión de que en general es mejor no contabilizarlas, en caso de querer hacerlo debe ser la experiencia la que fije estas resistencias.

### 2.8.6 Caso de tuberías enterradas

En esta configuración la transmisión de calor es bidimensional, y su cálculo complejo; como cálculos aproximados (con la consideración de unidimensionalidad), se puede resumir la presencia del

#### Tuberías enterradas



terreno como una resistencia térmica del mismo, suponiendo el intercambio de calor entre la tubería y la temperatura del suelo, es decir:

$$q/H = \frac{T_{int} - T_{suelo}}{\frac{l}{2\pi r_{int} h_{conv,int}} + \sum_{\substack{\text{capas} \\ \text{material}}} \frac{\ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2\pi k_i} + R_{terreno}} \quad [39]$$

La resistencia del terreno depende evidentemente de la profundidad a la que está enterrada la tubería y a la conductividad del terreno, pudiéndose aproximar mediante:

$$R_{terreno} = \frac{1}{2\pi k_{terreno}} \ln \left[ \left( \frac{2p}{D_{ext}} \right) + \sqrt{\left( \frac{2p}{D_{ext}} \right)^2 - 1} \right] \quad [40]$$

La conductividad del terreno (a falta de datos experimentales) se puede aproximar a:

$$k_{terreno} = \left( r_{terreno}^{0,266} - 6,05 \right) \left( 1 - \frac{Hr_{terreno} - 10}{80} \right) \quad [41]$$

Donde la densidad del terreno está en el rango (1.200 y 1.800 kg/m³) y la humedad relativa del terreno (entre 5% y 30%).

Finalmente, la temperatura del terreno (a nivel del suelo) varía aproximadamente de forma cosenoidal, mediante la expresión:

$$T_{suelo} = T_{media,suelo} - Va \cos \left( \frac{2\pi}{365} (dia - dia_0) \right) \quad [42]$$

Donde el rango de valores posibles es:

$T_{media,suelo}$  = Temperatura media, dependiendo de la zona climática de la localidad (Zona E 15 °C, Zona D 16 °C, Zona C 17 °C, Zona B 18 °C y Zona A 19 °C).

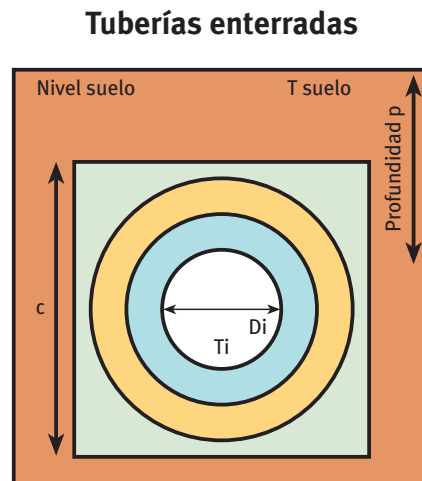
$Va$  = Variación anual, dependiendo de la zona climática de la localidad (Zona E 12 °C, Zona D 11 °C, Zona C 10 °C, Zona B 9,5 °C y Zona A 9 °C).

$dia$  = día juliano (1 a 365).

$dia_0$  = día valor mínimo (Zona E 34, Zona D 33, Zona C 32, Zona B 32 y Zona A 31).

### 2.8.7 Caso de tuberías enterradas con caja o canalización

Como en el caso anterior se trata de flujo de calor bidimensional, aunque se aproximará a un flujo unidimensional con una resistencia térmica de la canalización, así:



- Canalización con un material (en general arena o similar)

$$R_{canal} = \frac{\ln(r_{equ}/r_{ext})}{2\pi k} \quad [43]$$

Donde el radio equivalente asignado será:

$$r_{equ} = \frac{1,07 c}{2} \quad [44]$$

Siendo  $c$  = lado de la canalización (m)

- Canalización de aire

$$R_{canal} = \frac{1}{(h_{canal} 2\pi r_{ext})} \quad [45]$$

Donde  $h_{canal} = 17 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

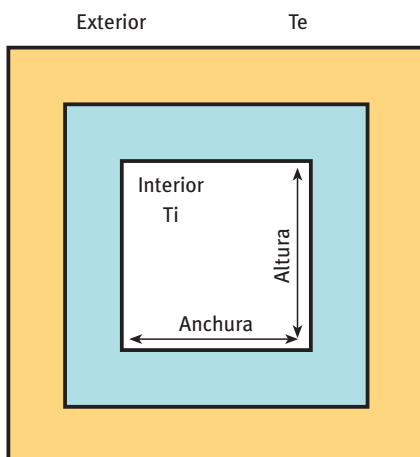
- Galería visitable (se calculará como tuberías interiores, definiendo una temperatura de la galería).

En todos los casos se ha supuesto la existencia de una única tubería. Si existen varias y están a diferentes temperaturas existen interacciones entre ellas, y las anteriores expresiones no son válidas, consultar ASHRAE 2004 (Systems & Equipment cap. 11).

### 2.8.8 Caso de conductos de aire

En general, sólo consideraremos una única capa de material (si existen varias suelen ser de resistencia térmica despreciable: chapa metálica, etc...).

#### Conductos aire



El flujo de calor se calcula a través de cada pared, tomado como placas planas, y con los coeficientes de convección que se especifican para este caso en el apéndice I.

Como en tuberías, en el interior sólo se contabilizará el intercambio de calor por convección, ya que por radiación es despreciable (las paredes interiores se encuentran a la misma temperatura).

Simplemente resaltar que el resultado final que nos interesa es el calor perdido por metro de conducto, expresando por tanto el resultado como:

$$q/H = \frac{q}{A} (2a + 2b + 4 esp) \quad [46]$$

(Se ha contabilizado una superficie media teniendo en cuenta el espesor del aislamiento).

También es de destacar la importancia de fijar una correcta temperatura exterior, pues en general dichos conductos van por falsos techos o galerías de servicio que poseen una temperatura distinta, tanto del exterior como del interior, del recinto al que abastecen de aire.

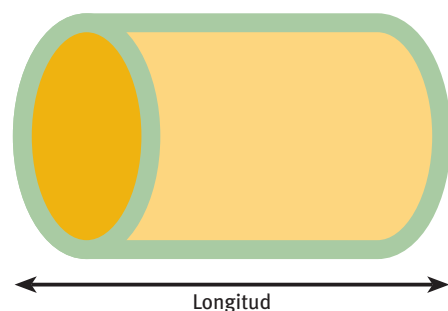
Para estimar la temperatura final a lo largo de un tramo (longitud dada), o el flujo total de calor intercambiado ver apartado 5.8.

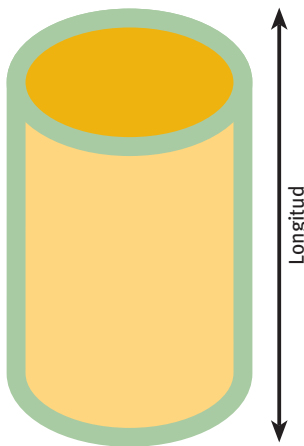
### 2.8.9 Caso de depósitos

Se trata de depósitos cilíndricos en disposición vertical u horizontal. En general la resistencia convectiva interior es despreciable, ya que almacenan agua (o algún tipo de salmuera) con coeficientes de convección muy grandes en comparación con el exterior.

En estos casos existe intercambio de calor por la superficie lateral (como una tubería, pero con dimensiones mucho mas grandes) y por la superficie superior e inferior (como en el caso de placas planas).

#### Depósito horizontal



**Depósito vertical**

Los coeficientes de convección a utilizar se encuentran en el anexo I, y son los mismos que los respectivos para paredes y tuberías. Evidentemente, en el interior sólo se contabiliza el intercambio por convección (se supone nula la radiación).

El flujo de calor total perdido por el depósito se estima mediante:

$$q = \frac{q}{A} \Big|_{pared} (\pi r_{int}^2) + \frac{q}{A} \Big|_{pared} (\pi r_{int}^2) + \frac{q}{H} \Big|_{cilindro} (L) \quad [47]$$

Una muy buena aproximación se obtiene (debido al gran diámetro del depósito y a la incertidumbre de cómo se produce la convección en la parte inferior del depósito) considerando que la resistencia térmica por metro cuadrado es la misma independientemente de la superficie que consideremos (lateral, superior, inferior), e igual a la que se produce en el lateral del depósito. Así, la ec. [47] se reconvierte en:

$$q = \frac{q}{H} \Big|_{cilindro} (\pi r_{int}^2 + 2\pi r_{int} L + \pi r_{int}^2) \quad [48]$$







## Estimación del espesor de aislante

Definir el espesor de aislante en una determinada instalación puede ser función de varios criterios técnicos. A continuación se irán definiendo los mismos e indicando la forma de estimar el espesor de aislamiento.

En todos los casos el procedimiento suele ser iterativo, ya que los coeficientes de convección, y el de radiación dependen en general de la temperatura de las superficies (exterior e interior) y éstas a su vez dependen del flujo de calor transferido que es función del espesor utilizado. Finalmente, en el caso de tuberías el coeficiente de convección puede depender del diámetro exterior de la tubería, y éste a su vez depende del espesor de aislamiento.

### 3.1 PARA INTERCAMBIAR UN FLUJO DE CALOR DADO

Es el caso más sencillo, y el valor asignado a la densidad de flujo de calor suele ser fijado por la experiencia. Es una práctica habitual, aunque sus resultados pueden ser muy alejados de valores óptimos de diseño.

Un caso práctico es asignar un valor de pérdidas en paredes de cámaras frigoríficas en función de la temperatura interior de la misma (entre 6 y 7  $W/m^2$  para cámaras de congelación y entre 8 y 9  $W/m^2$  para cámaras de refrigeración). La diferencia viene establecida fundamentalmente por el distinto coste de producción de frío en función del nivel térmico requerido.

Para el caso de tuberías (limitar  $W/m$ ) y esferas (limitar  $W$ ), señalar que no se suele utilizar este criterio.

Finalmente, especificar que en el caso de tuberías y esferas el procedimiento es necesariamente iterativo, ya que el radio exterior aparece en dos términos de la correspondiente ecuación (resistencia de su capa y resistencia convectiva-radiativa exterior).

### 3.2 PARA PERDER UN PORCENTAJE DE CALOR CON RESPECTO AL ELEMENTO NO AISLADO

Es quizás uno de los criterios más acertados, pues es una forma relativa de establecer la bondad del sistema. No obstante, hay que destacar que en tuberías cambian los coeficientes de convección exteriores, y esto para tuberías pequeñas es crítico. Por lo tanto, este criterio puede parecer acertado para paredes y para tuberías con un diámetro superior a 10 cm (en tuberías de menor diámetro este criterio no es adecuado).

El proceso de cálculo es idéntico al anterior, no obstante, el cálculo se debe realizar dos veces, uno sin la existencia de aislamiento (probablemente con su necesaria iteración), y otro partiendo del flujo de calor que finalmente se desea intercambiar, el cual se obtiene del flujo de calor anterior, y el porcentaje asignado. Partiendo de este valor se obtiene el espesor de aislamiento (como en el apartado 3.1).

### 3.3 PARA LIMITAR UNA RESISTENCIA TÉRMICA O UN COEFICIENTE GLOBAL DE INTERCAMBIO DE CALOR

Las ecuaciones a utilizar según la geometría analizada son (33,34,35), junto con (26,29,32), de las cuales se deben despejar el espesor de aislamiento.

Señalar que en el caso de tuberías y esferas el procedimiento es necesariamente iterativo, ya que el radio exterior aparece en dos términos de la correspondiente ecuación.

Para capas planas, y como ejemplo en el Código Técnico de la Edificación, vienen fijados unos valores máximos del coeficiente global de transferencia de calor (el inverso

en este caso corresponde con la resistencia térmica) para cerramientos en función de la zona climática y su tipo, el cual se reproduce a continuación:

Zona Climática	A	B	C	D	E
Muro	0,94	0,82	0,73	0,66	0,57
Suelo	0,53	0,52	0,50	0,49	0,48
Cubierta	0,50	0,45	0,41	0,38	0,35
Medianera	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Particiones interiores	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20

En tuberías y esferas no se suele utilizar este criterio. Señalar que el procedimiento es necesariamente iterativo, ya que el radio exterior aparece en dos términos de la correspondiente ecuación.

### 3.4 PARA MANTENER UNA TEMPERATURA SUPERFICIAL EXTERIOR

En general se trata de imponer como máximo una temperatura de protección, de forma que contactos involuntarios no produzcan lesiones. Como ejemplo, en el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios, se impone que ninguna superficie expuesta a contactos accidentales pueda estar a más de 60 °C.

En la práctica se trata de tuberías que transportan fluidos calientes (geometría cilíndrica), o depósitos que los contienen (geometría cilíndrica en las paredes y plana en las superficies superior e inferior).

La estimación del necesario aislamiento se realiza igualando el flujo de calor total transferido al correspondiente entre la superficie que se quiere proteger (la exterior) y el ambiente exterior.

• **Caso de placas planas**

$$\frac{T_{sup,ext} - T_{ext}}{\frac{1}{h_{conv\_rad,ext}}} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{h_{conv\_rad,int}} + \sum_{\substack{capas \\ material}} \frac{esp_i}{k_i} + \frac{1}{h_{conv\_rad,ext}}} \quad [49]$$

• **Caso de tuberías**

$$\frac{T_{sup,ext} - T_{ext}}{2\pi r_{ext} h_{conv\_rad,ext}} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{2\pi r_{int} h_{conv,int}} + \sum_{\substack{capas \\ material}} \frac{\ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2\pi k_i} + \frac{1}{2\pi r_{ext} h_{conv\_rad,ext}}} \quad [50]$$

Observemos que en este caso es necesaria la iteración por estar el radio exterior en varios términos de la ecuación.

• **Caso de esferas**

$$\frac{T_{sup,ext} - T_{ext}}{\pi r_{ext}^2 h_{conv\_rad,ext}} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{\frac{1}{\pi r_{int}^2 h_{conv,int}} + \sum_{\substack{capas \\ material}} \frac{\left(\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_{i+1}}\right)}{4\pi k_i} + \frac{1}{\pi r_{ext}^2 h_{conv\_rad,ext}}} \quad [51]$$

Igualmente es necesaria la iteración.

En el supuesto de querer mantener una temperatura superficial interior se procedería de igual forma pero igualando al flujo de calor interior. (Realmente sólo tiene sentido en el caso de placas planas, ya que en tuberías y esferas es imposible el contacto accidental en el interior de las mismas).

### 3.5 EVITAR CONDENSACIONES SUPERFICIALES

Este caso es semejante al anterior (se utilizan por tanto las mismas ecuaciones). Simplemente se trata de imponer una temperatura superficial que sea igual (o superior) a la temperatura de rocío del ambiente, y con ello que no se produzcan condensaciones superficiales. (Ver apéndice II para estimar la temperatura de rocío).

La posibilidad de condensación superficial siempre se da en el “lado caliente”, es decir, en paredes en la parte más caliente, y en tuberías, únicamente si por ellas circula un fluido a temperatura inferior a la de rocío del aire que la circunda exteriormente.

Es de señalar que en paredes la no existencia de condensaciones exteriores no garantiza que no puedan existir condensaciones dentro de la misma. En el supuesto de que las superficies exteriores sean impermeables al paso de vapor sí que se garantiza la no condensación interior. Esta situación se da en paneles aislantes en cámaras frigoríficas.

En tuberías por las que circula un fluido a temperatura inferior a la de rocío del ambiente, la capa exterior siempre debe ser impermeable al paso de vapor de agua, por lo que la presencia de dicha capa imposibilita el paso de vapor y por tanto las posibles condensaciones dentro de la misma.

### 3.6 EN FUNCIÓN DEL ESPESOR ECONÓMICO

En este supuesto se trata de determinar aquel espesor que minimice el coste total de la instalación teniendo en cuenta su periodo de explotación (vida de la instalación).

Es evidente que a mayor espesor de aislamiento más coste de inversión se tendrá y menor flujo de calor intercambiará el elemento, por lo que será menor el coste de energía asociado a su explotación. Teniendo en cuenta ambos costes deberá existir un espesor que minimice el coste total.

#### 3.6.1 Caso de placas planas

Para obtener el espesor económico expresamos todos los costes en función del m<sup>2</sup> de superficie de aislamiento. El coste de inversión en aislamiento  $CI$  (€/m<sup>2</sup>) se puede poner en función de dos términos, uno dependiente de la cantidad de material utilizado y otro del coste de instalación (independiente del espesor), por tanto:

$$CI = aa + bb \text{ esp} \quad [52]$$

Si se conoce el precio del aislamiento para dos espesores dados es inmediato obtener dichas constantes:

$$bb = \frac{CI_1 - CI_2}{\text{esp}_1 - \text{esp}_2}$$

$$aa = CI_1 - \frac{CI_1 - CI_2}{\text{esp}_1 - \text{esp}_2} \text{esp}_1 \quad [53]$$

El coste de explotación durante el primer año será en función del flujo de calor transferido por m<sup>2</sup>, del tiempo anual de funcionamiento  $t$  (s) y del coste de la energía térmica producida  $s$  (€/l)

$$t \frac{q}{A} \quad [54]$$

Este coste se sucede cada año, por lo que para calcular el valor actual neto del gasto durante  $N$  años de vida de la instalación, con una inflación del combustible utilizado  $i$  (%) y un coste de oportunidad del dinero  $d$  (%), (interés que un banco nos hubiera dado por invertir ese dinero), se debe multiplicar por el VAN (Valor Actual Neto).

$$VAN = \frac{\left(\frac{1+i}{1+d}\right)^N - 1}{\left(\frac{1+i}{1+d}\right) - 1} \quad \text{Si } i = d \quad VAN = N \quad [55]$$

$$CF = t \frac{q}{A} s VAN \quad [56]$$

Y finalmente el coste total será  $CI+CF$ . Obteniendo el mínimo de dicha función de coste (derivando e igualando a cero), se obtiene el espesor económico:

$$esp_{econ} = \sqrt{t \frac{VAN s k_{aisl}}{bb} (|T_{ext} - T_{int}|) - k_{aisl} \left( \frac{1}{h_{conv\_rad,int}} + \sum_{\substack{\text{capas} \\ \text{excepto} \\ \text{aislante}}} \frac{esp_i}{k_i} + \frac{1}{h_{conv\_rad,ext}} \right)} \quad [57]$$

En la anterior expresión (si se calcula con precisión) es igualmente necesaria la iteración, ya que los coeficientes de convección-radiación interior y exterior dependen del salto de temperaturas entre las paredes y los medios, y este salto es función del espesor de aislamiento considerado.

### 3.6.2 Caso de capas cilíndricas

En correspondencia con la situación anterior expresamos todos los términos en función del metro lineal de tubería.

El coste de inversión en aislamiento  $CI$  (€/m) se puede expresar en dos términos, uno dependiente de la cantidad de material utilizado (función del perímetro total) y otro en función del coste de instalación (independiente del espesor), por tanto:

$$CI = 2\pi (r + esp)(aa + bb esp) \quad [58]$$

Si se conoce el precio del aislamiento para dos espesores dados es inmediato obtener dichas constantes:

$$bb = \frac{\left[ \frac{CI_1}{2\pi(r + esp_1)} - \frac{CI_2}{2\pi(r + esp_2)} \right]}{esp_1 - esp_2}$$

$$aa = \frac{CI_1}{2\pi(r + esp_1)} - \frac{\left[ \frac{CI_1}{2\pi(r + esp_1)} - \frac{CI_2}{2\pi(r + esp_2)} \right]}{esp_1 - esp_2} esp_1 \quad [59]$$

El coste de explotación del primer año (o funcionamiento) será en función del flujo de calor perdido por  $m$ , el tiempo anual de funcionamiento  $t$  (s) y el coste de la energía térmica producida  $s$  (€/l).

$$t \frac{q}{H} \quad [60]$$

Este coste se sucede cada año, por lo que utilizaremos el valor actual neto del gasto durante  $N$  años de vida de la instalación ( $VAN$ ), como en el caso anterior, para obtener el coste de funcionamiento o explotación:

$$R_{cond\_plana} = \frac{esp}{k} \quad [61]$$

Y, finalmente, el coste total será  $CI+CF$ . Obteniendo el mínimo (derivando e igualando a cero) de dicha función de coste se obtiene el espesor económico, aunque en este caso no es posible expresar el espesor económico de forma explícita en función de las demás variables, y se hace necesaria la iteración para obtener la solución.

### 3.6.3 Caso de capas esféricas

Análogamente a los anteriores supuestos expresamos todos los términos en función del flujo de calor de la esfera.

El coste de inversión en aislamiento  $CI$  (€) se puede expresar en dos términos, uno dependiente de la cantidad de material utilizado (función del área superficial total) y otro en función del coste de instalación (independiente del espesor), por tanto:

$$CI = \pi (r + esp)^2 (aa + bb \text{ esp}) \quad [62]$$

En caso de conocerse el precio del aislamiento para dos espesores dados es inmediato obtener dichas constantes:

$$bb = \frac{\left[ \frac{CI_1}{\pi (r + esp_1)^2} - \frac{CI_2}{\pi (r + esp_2)^2} \right]}{esp_1 - esp_2}$$

$$aa = \frac{CI_1}{\pi (r + esp_1)^2} - \frac{\left[ \frac{CI_1}{\pi (r + esp_1)^2} - \frac{CI_2}{\pi (r + esp_2)^2} \right]}{esp_1 - esp_2} esp_1 \quad [63]$$

El coste de explotación del primer año (o funcionamiento) será en función del flujo de calor perdido, el tiempo anual de funcionamiento  $t$  (s) y el coste de la energía térmica producida  $s$  (€/l)

$$t q s \quad [64]$$

Este coste se sucede cada año, por lo que utilizaremos el valor actual neto del gasto durante  $N$  años de vida de la instalación ( $VAN$ ), como en los supuestos anteriores, para obtener el coste de funcionamiento o explotación:

$$CF = t q s VAN \quad [65]$$

Y, finalmente, el coste total será  $CI+CF$ . Obteniendo el mínimo (derivando e igualando a cero) de dicha función de coste se obtiene el espesor económico, aunque en este caso es necesaria la iteración para su determinación.

## 3.7 EN FUNCIÓN DE UN TIEMPO DE CONGELACIÓN PARA TUBERÍAS

En tuberías, es interesante conocer el tiempo que tardará (sin movimiento de fluido) en congelarse el agua de su interior partiendo de una determinada temperatura inicial, o planteado de forma alternativa, qué espesor de aislamiento debemos utilizar para que se congele un determinado porcentaje de agua en un determinado tiempo (por ejemplo, 8 horas nocturnas) sin movimiento del fluido y en unas condiciones dadas de temperatura exterior.

Supuesta toda la tubería (materiales y fluido) a una misma temperatura, podemos afirmar que el calor intercambiado se utilizará en disminuir su temperatura (si es superior a la temperatura de congelación, normalmente asumida en  $0^\circ\text{C}$ ) o en congelar el agua interior (si estamos a  $0^\circ\text{C}$ ). Así, la ecuación diferencial que marca el proceso será:

- Si  $T_{agua} > 0\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$-(m_{agua} C_{p_{agua}} + m_{tubería} C_{p_{tubería}}) dT_{agua} = \frac{T_{agua} - T_{ext}}{R_{total, cilíndricas}} dt \quad [66]$$

- Si  $T_{agua} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$dm_{hielo} C_{f_{agua}} = \frac{0 - T_{ext}}{R_{total, cilíndricas}} \quad [67]$$

En la práctica se suele despreciar el calor necesario para enfriar el material de la tubería (en todo caso esta afirmación supone una posición conservadora, en realidad, el tiempo para alcanzar esa temperatura será algo mayor).

El proceso no se realiza en condiciones constantes de resistencia térmica del sistema, ya que de una parte la resistencia térmica (exterior) varía en función de la temperatura del agua, así en el primer instante la temperatura superficial será superior a la que se alcance en los instantes finales (la temperatura interior va disminuyendo), y de otra parte cuando se está formando hielo, éste presenta una cierta resistencia térmica al paso de calor, por lo que la misma variando en función del porcentaje de hielo formado.

Como la mayor parte del intercambio de calor se realizará en el proceso de cambio de estado (debido al alto calor de cambio de estado), y despreciando la resistencia térmica que ofrece el hielo (posición conservadora), operaremos con la resistencia térmica que ofrece el sistema ( $R_{total, cilíndricas}$ ) cuando la temperatura del agua sea de  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Integrando las anteriores ecuaciones (con la consideración de resistencia térmica constante) obtenemos:

$$t_{enfriamiento} = R_{total, cilíndricas} \frac{\pi D_{int}^2}{4} \rho_{agua} C_{p_{agua}} \ln \left[ \frac{T_{ext} - T_{agua,0}}{T_{ext}} \right] \quad [68]$$

$$t_{congelación} = \frac{Por \frac{\pi D_{int}^2}{4} \rho_{hielo} C_{f_{agua}} R_{total, cilíndrica}}{-T_{ext}} \quad [69]$$

Siendo:

$t_{enfriamiento}$  = tiempo que se tarda en alcanzar  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  desde una temperatura inicial de  $T_{agua}$ .

$t_{congelación}$  = tiempo que tarda en congelar un porcentaje ( $Por$ ) de agua contenida en una tubería cuando en el instante inicial se encuentra toda la tubería en estado líquido a  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Evidentemente el tiempo total será la suma de ambos, y podemos obtener la resistencia térmica (y por tanto el espesor de aislamiento) que es necesaria imponer para afirmar que tras un tiempo " $t_{total}$ " el porcentaje de agua congelada será " $Por$ ".

$$R_{total, cilíndrica} = \frac{t_{total}}{\frac{\pi D_{int}^2}{4} \left[ \frac{Por}{100} \frac{\rho_{hielo} C_{f_{agua}}}{-T_{ext}} + \rho_{agua} C_{p_{agua}} \ln \left[ \frac{T_{ext} - T_{agua,0}}{T_{ext}} \right] \right]} \quad [70]$$

Siendo:

- $\rho_{\text{agua}}$  = densidad del agua (1000 kg/m<sup>3</sup>)
- $\rho_{\text{hielo}}$  = densidad del hielo (920 kg/m<sup>3</sup>)
- $C_{f_{\text{agua}}}$  = calor de cambio de estado a hielo (333800 J/kg)
- $C_{\text{agua}}$  = calor de específico agua líquida (4190 J/kg K)

### 3.8 EN FUNCIÓN DE PRESENTAR UNA DIFERENCIA DE TEMPERATURAS A LO LARGO DE UNA TUBERÍA O CONDUCTO

El calor intercambiado a lo largo de una tubería (o conducto) será utilizado por el fluido interior en modificar su temperatura. Si limitamos la máxima diferencia de temperatura del fluido estaremos limitando el máximo flujo de calor intercambiado, y con ello el espesor de aislamiento a imponer.

La ecuación diferencial básica será:

$$-m_{\text{fluido}} C_{p_{\text{fluido}}} dT_{\text{fluido}} = \frac{T_{\text{fluido}} - T_{\text{ext}}}{R_{\text{total, cilíndricas}}} dH \quad [71]$$

Integrando a lo largo de toda la tubería (conducto) y despejando la resistencia térmica tenemos:

$$R_{\text{total, cilíndricas}} = \frac{H}{\frac{\pi D_{\text{int}}^2}{4} \rho_{\text{fluido}} v_{\text{fluido}} C_{p_{\text{fluido}}} \ln \left[ \frac{T_{\text{fluido, ent}} - T_{\text{ext}}}{T_{\text{fluido, sal}} - T_{\text{ext}}} \right]} \quad [72]$$

Como en el caso anterior, una vez obtenida la resistencia térmica total es posible evaluar el espesor de aislamiento, como en el caso 3.3 (recordemos que se trata de un proceso iterativo).

Evidentemente despejando de la anterior expresión la temperatura del fluido al final de una distancia  $H$  ( $T_{\text{fluido, sal}}$ ) obtenemos:

$$T_{\text{fluido, sal}} = T_{\text{ext}} + (T_{\text{fluido, ent}} - T_{\text{ext}}) e^{\frac{-H}{\frac{\pi D_{\text{int}}^2}{4} \rho_{\text{fluido}} v_{\text{fluido}} C_{p_{\text{fluido}}} R_{\text{total, cilíndricas}}}} \quad [73]$$

Y el flujo de calor total transferido a lo largo de  $H$  metros será:

$$q = \frac{\pi D_{\text{int}}^2}{4} \rho_{\text{fluido}} v_{\text{fluido}} C_{p_{\text{fluido}}} (T_{\text{fluido, ent}} - T_{\text{fluido, sal}}) \quad [74]$$

Lógicamente si los conductos son rectangulares el área a considerar no se corresponde con un círculo ( $\pi D^2/4$ ), sino con un rectángulo (altura x anchura).





# 4

## Estudio de condensaciones interiores

El estudio de condensaciones interiores se realiza para placas planas y se aplica a los cerramientos en construcción, tal y como se especifica en el Código Técnico. El análisis se puede realizar bajo dos variables: la presión parcial de vapor y la temperatura de rocío.

En el primer caso se trata de comparar la presión parcial de vapor existente en cada punto del interior de la pared y compararlo con la presión parcial del vapor en saturación a la temperatura que se encuentra dicho punto, si ésta es mayor existirán condensaciones y en caso contrario no.

En el segundo caso, y una vez estimada la presión parcial de vapor en cada punto, se evalúa cuál es la temperatura de rocío a dicha presión parcial de vapor, y si esta temperatura es inferior a la temperatura que se encuentra dicho punto de la pared condensará, en caso contrario no.

En definitiva, se trata de comparar dos distribuciones a lo largo de la pared: la presión parcial de vapor con respecto a la de saturación o la temperatura seca respecto a la de rocío.

La presión parcial de vapor en el exterior ( $P_{v_{ext}}$ ) (calculada a través de la temperatura seca y la humedad relativa, ver apéndice III) es la misma que la que existe en la superficie exterior de la pared.

$$P_{v_{ext}} = f(T_{ext}, Hr_{ext}) \quad [75]$$

Análogamente obtendríamos la presión parcial de vapor en la superficie interior de la pared ( $P_{v_{int}}$ ).

$$P_{v_{int}} = f(T_{int}, Hr_{int}) \quad [76]$$

El flujo de vapor que atraviesa una placa plana por metro cuadrado depende de la diferencia de presiones parciales de vapor a ambos lados de la placa y de la resistencia al paso de vapor de la misma, la cual es función de su resistividad al paso de vapor y de su espesor, así:

$$m_{vapor} = \frac{P_{v_{ext}} - P_{v_{int}}}{rv_i \text{ esp}_i} = \frac{P_{v_{ext}} - P_{v_{int}}}{RV_i} \quad [77]$$

Donde

- $RV_i$  es la resistencia al paso de vapor de la capa genérica "i" (MNs/g)
- $rv_i$  es la resistencia al paso de vapor de dicho material (MNs/gm)  
(1 MNs/gm=0,000866mmHg m<sup>2</sup> dia/g cm)

Como valores de los materiales más comunes en construcción podemos señalar:

Material	MNs/gm
Bloque hormigón ligero	30
Bloque hueco hormigón	15
Ladrillo hueco	30
Ladrillo macizo	55
Enfoscado cemento	40
Enlucido yeso	60
Aire	0
Lana de vidrio	9
Espuma elastómera	48000
Lana mineral	10
Poliestireno	140-250
Madera	45-75

Si no existe condensación el flujo de vapor será constante a lo largo de todas las capas, y ésta será la condición que utilizamos para obtener la presión de vapor en cada punto de unión de materiales. Por último, dentro de un material homogéneo la distribución es rectilínea. (La expresión final adoptada es semejante a la ec. [24] obtenida para transmisión de calor en placas planas).

$$m_{\text{vapor}} = \frac{\Delta P_{V_i}}{RV_i} = \frac{\Delta P_{V_j}}{RV_j} = \frac{P_{V_{\text{ext}}} - P_{V_{\text{int}}}}{\sum_{\substack{\text{capas} \\ \text{material}}} RV_i} \quad [78]$$

Mediante esta ecuación podremos ir obteniendo la diferencia de presión parcial de vapor que soporta cada capa de material, y usando los valores en el exterior e interior podremos estimar la presión parcial de vapor en cada punto de la pared.

En dicha pared también debemos conocer la temperatura en cada punto de unión de materiales (mediante la

ec. [24]), y con dicha temperatura podemos obtener la presión parcial de vapor en saturación (con Hr=100%, ver apéndice III).

Como hemos señalado, si dicha presión parcial en saturación es inferior a la presión parcial de vapor estimada anteriormente condensará.

$$P_{V_i} < P_{Vs_i} \quad \Rightarrow \quad \text{Condensa} \quad [79]$$

La otra opción es estimar a partir de la presión parcial de vapor calculada la correspondiente temperatura de rocío (ver apéndice III), y si esta temperatura es superior a la temperatura real de algún punto de la pared condensará.

$$T_{S_i} < T_{r_i} \quad \Rightarrow \quad \text{Condensa} \quad [80]$$

# 5

## Ejemplos

### 5.1 PAREDES. ESPESOR DEL AISLAMIENTO PARA TENER UN COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Calcular el espesor mínimo de Lana de vidrio a utilizar, según el Código Técnico de la Edificación, en un muro exterior en la zona climática “C”, cuya composición interior-exterior es 15 mm de enlucido de yeso, 65 mm de ladrillo hueco, lana de vidrio y 90 mm de ladrillo perforado.

Consultando las conductividades de los materiales utilizados y de acuerdo con el apéndice II para los coeficientes de convección\_radiación tenemos:

#### Condiciones Interiores

Coefficiente convección\_radiación interno impuesto:

$$h_{int} = 7,70 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

#### Datos diferentes capas material

Nombre	Espesor (mm)	Conductividad (W/m K)
Enlucido yeso	15,00	0,300
Ladrillo hueco	65,00	0,490
Lana de vidrio		0,040
Ladrillo perforado	90,00	0,760

#### Condiciones Exteriores

Coefficiente convección\_radiación externo impuesto:

$$h_{ext} = 25,00 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Al tratarse de placas planas las resistencias térmicas de las diferentes capas se obtendrán según la ec. [3] y la [10]:

$$R_{cond\_plana} = \frac{esp}{k}$$

$$R_{conv\_plana} = \frac{1}{h_{conv}}$$

Resultando:

	Resistencia térmica (m² K/W)
Interior	0,130
Enlucido yeso	0,050
Ladrillo hueco	0,133
Lana de vidrio	X
Ladrillo perforado	0,118
Exterior	0,040

Ofreciéndose una resistencia total (suma) sin aislamiento de: 0,471 m² K/W

Al estar en la zona climática “C” (ver apartado 5.3) el coeficiente global de transferencia de calor máximo de muros exteriores es 0,73 W/m² K, y la resistencia térmica total es su inversa:

$$R_{total} = \frac{1}{0,73} = 1,37 \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

Por lo que el valor de resistencia térmica que debe ofrecer el aislamiento será:

$$R_{aislamiento} = 1,370 - 0,471 = 0,899 \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

Finalmente podemos despejar el espesor de aislamiento requerido, ec. [3]:

$$esp = k R_{cond\_plana} = 0,04 * 0,899 = 0,03596 \text{ m}$$

## 5.2 PAREDES. DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS Y EL FLUJO DE CALOR EN ESTADO ESTACIONARIO

Calcular, de acuerdo con el Código Técnico de la Edificación, la distribución de temperaturas y el flujo de calor transferido en estado estacionario en un muro, cuya composición interior-exterior es 15 mm de enlucido de yeso, 65 mm de ladrillo hueco, 50 mm de cámara de aire no ventilada, 15 mm de enfoscado de cemento y 115 mm de ladrillo perforado, cuando en el exterior se supone una temperatura de 0 °C y en el interior 22 °C.

Las propiedades de los materiales y los coeficientes de convección son idénticos al caso anterior, añadiendo la conductividad del enfoscado de cemento (1,4 W/m² K). Con dichos datos se obtienen las resistencias térmicas de las diferentes capas (utilizando las ec. [3] y [10].

### Condiciones Interiores

Coficiente convección\_radiación interno impuesto:  
 $h_{int} = 7,70 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

### Datos diferentes capas material

Nombre	Espesor (mm)	Conductividad (W/m K)	Resist. térmica (m² K/W)
Interior			0,130
Enlucido yeso	15,00	0,300	0,050
Ladrillo hueco	65,00	0,490	0,133
Cámara de aire	50,00		0,18
Enfoscado de cemento	15,00	1,4	0,011
Ladrillo perforado	115,00	0,760	0,151
Exterior			0,040

### Condiciones Exteriores

Coficiente convección\_radiación externo impuesto:  
 $h_{ext} = 25,00 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

La resistencia térmica de la cámara de aire se ha obtenido del apartado 2.8.1.

La resistencia total del muro (suma) vale: 0,695 m² K/W (y el coeficiente global de transmisión de calor, el inverso 1,44 W/m² K).

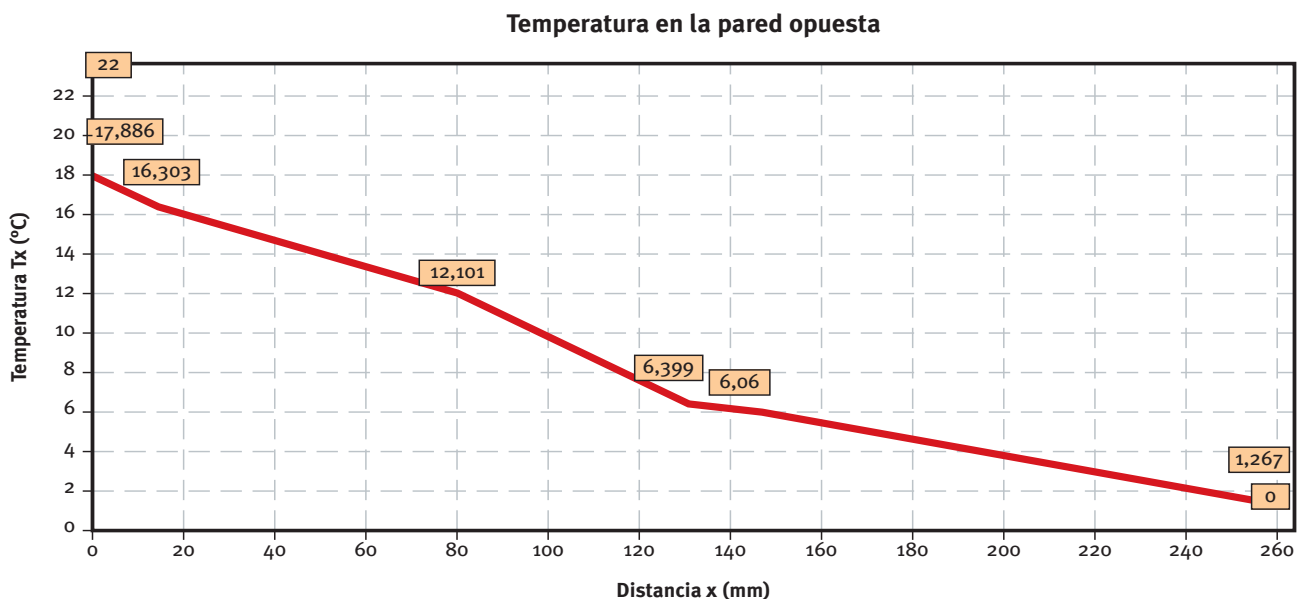
La densidad superficial de flujo de calor se calcula mediante la ec. [26]:

$$q / A = \frac{T_{int} - T_{ext}}{R_{total,plana}} = \frac{22 - 0}{0,695} = 31,68 \text{ W/m}^2$$

Finalmente, la temperatura de los diferentes puntos de unión entre capas de material se estima mediante la ec. [24]

$$q / A = \frac{\Delta T_{int}}{R_{conv-rad\_plana,int}} = \frac{\Delta T_i}{R_{cond\_plana,i}} = \frac{\Delta T_{ext}}{R_{conv-rad\_plana,ext}}$$

Sus resultados se representan gráficamente en la figura inferior.



### 5.3 PAREDES. OBSERVAR LA POSIBILIDAD DE CONDENSACIONES INTERIORES

Con los datos del ejemplo 5.1 y supuesto un espesor de aislamiento de 5 cm, observar si existen condensaciones en el interior del muro cuando en el ambiente exterior se tiene una temperatura de 0 °C y una humedad relativa del 80%, y en el interior 22 °C con el 60%.

En este caso debemos añadir la resistividad al paso de vapor de los diferentes materiales, y calcular la resistencia al paso de vapor de las distintas capas de material de acuerdo con la ec. [75]

$$R_{vapor,j} = esp_j \quad rv_j$$

Nombre	Espesor (mm)	Conductividad (W/m K)	Resistiv. vapor (MN s/gm)	Resist. térmica (m² K/W)	Resist. vapor (MN s/g)
Interior			0	0,130	0
Enlucido yeso	15,00	0,300	60	0,050	0,9
Ladrillo hueco	65,00	0,490	30	0,133	1,95
Lana de vidrio	50,00	0,040	9	1,250	0,45
Ladrillo perforado	90,00	0,760	40	0,118	3,6
Exterior			0	0,040	0
<b>SUMA</b>				<b>1,721</b>	<b>6,9</b>

Y su coeficiente global de transmisión de calor (inverso resistencia térmica) es 0,58 W/m² K.

Asimismo debemos obtener la presión parcial de vapor (y su temperatura de rocío) a ambas partes del muro:

#### • Exterior

$$\begin{aligned} T_{ext} &= 0 \text{ °C} \quad Hr_{ext} = 80\% \text{ (apéndice III)} \\ T_{ext} &= 0 \text{ °C y ec. [A.III.5]} \rightarrow P_{vs} = 611 \text{ Pa} \\ Hr_{ext} &= 80\% \text{ y ec. [A.III.6]} \rightarrow P_{v_{ext}} = 489 \text{ Pa} \\ P_{v_{ext}} &= 489 \text{ Pa y ec. [A.III.7]} \rightarrow Tr_{ext} = -2,69 \text{ °C} \end{aligned}$$

#### • Interior

$$\begin{aligned} T_{int} &= 22 \text{ °C} \quad Hr_{ext} = 60\% \text{ (apéndice III} \\ &\text{análogamente)} \rightarrow Tr_{int} = 13,89 \text{ °C} \quad P_{v_{int}} = 1587 \text{ Pa} \end{aligned}$$

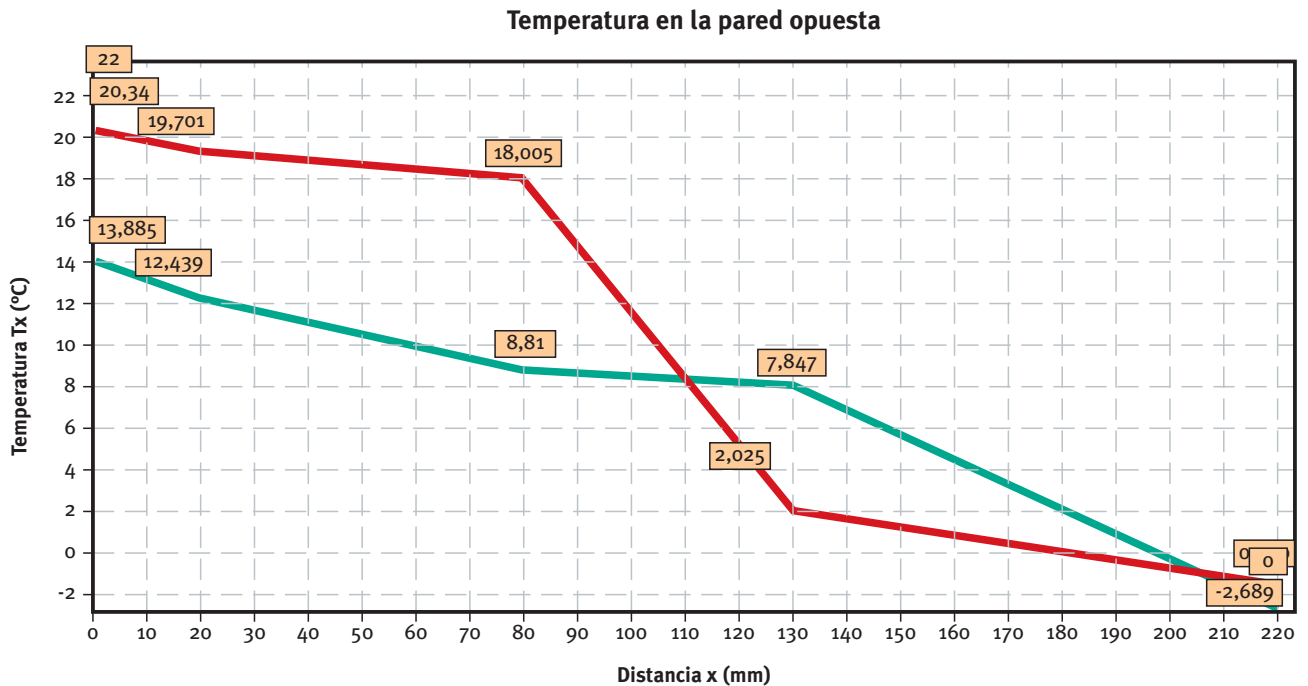
Seguidamente deberemos ir obteniendo las diferentes presiones parciales en los puntos de unión de materiales mediante la ec. [78]

$$m_{vapor} = \frac{\Delta P v_i}{RV_i} = \frac{\Delta P v_j}{RV_j} = \frac{P_{v_{ext}} - P_{v_{int}}}{\sum_{\substack{\text{capas} \\ \text{material}}} RV_i}$$

A partir de la presión parcial de vapor podemos calcular igualmente la temperatura de rocío (apéndice III, ec [A.III.7]) para dichos puntos, obteniéndose:

	Pv (Pa)	Tr (°C)	Ts (°C)
Interior			22
	1587	13,89	20,34
Enlucido yeso			
	1444	12,44	19,70
Ladrillo Hueco			
	1133	8,81	18,00
Lana de vidrio			
	1062	7,85	2,03
Ladrillo Perforado			
	489	-2,69	0,51
Exterior			0

Finalmente si representamos conjuntamente la temperatura seca (obtenida por el mismo procedimiento que en el ejemplo 5.2) y la temperatura de rocío tenemos:



Y como observamos se cruzan, es decir, Sí que existirán en dichas condiciones condensaciones dentro del muro, aunque no condensa en las superficies, ni interior ni exterior.

#### 5.4 PAREDES. CÁLCULO DEL ESPESOR DE AISLAMIENTO PARA TRANSFERIR UN FLUJO DE CALOR DADO

Se desea estimar el espesor de panel de poliuretano a utilizar en una cámara frigorífica para transferir en estado estacionario  $7 \text{ W/m}^2$ . La cámara se encuentra a  $-20 \text{ °C}$  estando en el interior de una nave que se supone a  $30 \text{ °C}$  (condiciones de verano).

Considerar una altura de las paredes de  $3 \text{ m}$  y superficie no metálica (coef. Emisión  $0,9$ ).

Los coeficientes de convección\_radiación a utilizar tanto en el interior como en el exterior, dependen de las temperaturas superficiales (ver apéndice I, ec. [A.I.1] o [A.I.2], ec. [18] y [20]), y estas a su vez dependen del flujo de calor y del espesor de aislamiento utilizado, por lo que es necesaria la iteración (se puede iniciar con un espesor de aislamiento cualquiera).

El resultado que finalmente se obtiene es:

##### Condiciones Interiores

$T_{int} = -20 \text{ °C}$

Altura:  $= 3 \text{ m}$

Coef.emisión:  $= 0,9$

Coef. convección turbulenta:  $1,91 \text{ W/m}^2 \text{ C}$  ec. [A.I.2]

$$h_{conv} = 1,74 \sqrt[3]{\Delta T} = 1,74 \sqrt[3]{(20 - 18,67)} = 1,91 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Coef. radiación ec. [18]

$$\begin{aligned}
 h_{rad} &= \varepsilon \sigma (TK_{sup} + TK_{aire})(TK_{sup}^2 + TK_{aire}^2) = \\
 &= 0,9 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} (273,15 - 18,67 + 273,15 - 20)((273,15 - 18,67)^2 + (273,15 - 20)^2) = \\
 &= 3,34 \text{ W / m}^2 \text{ K}
 \end{aligned}$$

Coefficiente convección\_radiación interior calculado:  $h_{int} = 5,25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  ec. [20]

Nombre	Espesor (mm)	Conductividad (W/m K)	Resist. térmica (m <sup>2</sup> K/W)	Ts (°C)
Interior			0,190	-20
				-18,67
Poliuretano II	136,34	0,020	6,817	
				29,05
Exterior			0,136	30

#### Condiciones Exteriores

Text = 30 °C

Altura: = 3 m

Coef. emisión: = 0,9

Coef. convección turbulenta 1,71 W/m<sup>2</sup> K ec. [A.I.2]

$$h_{conv} = 1,74 \sqrt[3]{\Delta T} = 1,74 \sqrt[3]{(30 - 29,05)} = 1,71 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Coef. radiación 5,66 W/m<sup>2</sup> K ec. [18]

$$\begin{aligned}
 h_{rad} &= \varepsilon \sigma (TK_{sup} + TK_{aire})(TK_{sup}^2 + TK_{aire}^2) = \\
 &= 0,9 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} (273,15 + 29,05 + 273,15 + 30)((273,15 + 29,05)^2 + (273,15 + 30)^2) = \\
 &= 5,66 \text{ W / m}^2 \text{ K}
 \end{aligned}$$

Coefficiente convección\_radiación exterior calculado (recinto cerrado):  $h_{ext} = 7,37 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  ec. [20]. La distribución de temperaturas en el interior (en este caso en las superficies) se calcula con la ec. [24].

Por lo tanto el resultado final obtenido es (recordamos que después de realizar varias iteraciones):

Espesor de aislamiento 136,34 mm

Coef. global de transferencia de calor 0,14 W/m<sup>2</sup> K

Densidad sup. flujo de calor 7,00 W/m<sup>2</sup>

## 5.5 PAREDES. CÁLCULO DEL ESPESOR ECONÓMICO DE AISLAMIENTO

Se desea estimar el espesor económico de panel de poliuretano a utilizar en una cámara frigorífica del ejemplo 5.4.

Recordemos que el interior de la cámara se encuentra a  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , y está dentro de una nave por lo que se supone una temperatura media ambiente a lo largo del año de  $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Inflación del combustible = 6%

Coste oportunidad dinero = 4%

Años de vida de la instalación = 20

Horas de funcionamiento al año = 7920 h.

Coste de la energía =  $0,033\text{ €/kWh}$  (electricidad  $0,1\text{ €/kWh}$  y un COP = 3)

Instalación frigorífica =  $0,033 / (1000 \cdot 3600)\text{ €/l}$

Coste según espesor:

10 cm	41 €/m <sup>2</sup>
12,5 cm	47 €/m <sup>2</sup>

La función a minimizar es el coste total CT, suma del coste de instalación CI (ec. [52]) más el coste de explotación en euros constantes CF (ec. [56]).

Una aproximación se puede obtener mediante la ec. [57]. No obstante, se deben realizar igualmente iteraciones, ya que ésta depende de los coeficientes de convección que a su vez dependen de las temperaturas superficiales y éstas dependen del espesor de aislamiento utilizado. Si se resuelve a mano es mejor imponer unos coeficientes de convección\_radiación, y luego comprobar que son del mismo orden que los finalmente existentes.

Desde un punto de vista exacto el procedimiento es análogo al ejemplo anterior; únicamente algo más tedioso porque hay que calcularlo para diferentes espesores y finalmente elegir aquel que minimice la función coste total.

En el ejemplo planteado la solución óptima se obtiene con un espesor de 157,9 mm:

### Condiciones Interiores

Tint =  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$

Altura: = 3 m

Coef. emisión: = 0,9

Coef. convección turbulenta ec. [A.1.2]

$$h_{conv} = 1,74^3 \sqrt{\Delta T} = 1,74^3 \sqrt{-18,81 - (-20)} = 1,85\text{ W / m}^2\text{ K}$$

Coef. radiación ec. [18]

$$\begin{aligned} h_{rad} &= \varepsilon \sigma (TK_{sup} + TK_{aire})(TK_{sup}^2 + TK_{aire}^2) = \\ &= 0,9 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} (273,15 - 18,81 + 273,15 - 20)((273,15 - 18,81)^2 + (273,15 - 20)^2) = \\ &= 3,33\text{ W / m}^2\text{ K} \end{aligned}$$

Coefficiente convección\_radiación interior calculado: hint =  $5,18\text{ W/m}^2\text{ K}$



### Datos diferentes capas material

Nombre	Espesor (mm)	Conductividad (W/m K)	Resist. térmica (m <sup>2</sup> K/W)
Interior			0,193
Poliuretano II	155	0,024	6,458
Exterior			0,145

### Condiciones Exteriores

Text = 22 °C

Altura: = 3 m

Coef. emisión: = 0,9

Coef. convección turbulenta ec. [A.I.2]

$$h_{conv} = 1,74^3 \sqrt{\Delta T} = 1,74^3 \sqrt{(22 - 21,10)} = 1,68 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Coef. radiación ec. [18]

$$\begin{aligned} h_{rad} &= \varepsilon \sigma (TK_{sup} + TK_{aire})(TK_{sup}^2 + TK_{aire}^2) = \\ &= 0,9 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} (273,15 + 22 + 273,15 + 21,10)((273,15 + 22)^2 + (273,15 + 21,10)^2) = \\ &= 5,22 \text{ W / m}^2 \text{ K} \end{aligned}$$

Coeficiente convección\_radiación exterior calculado (recinto cerrado): hext = 6,9 W/m<sup>2</sup> K

Las resistencias térmicas se obtienen mediante la ec. [3] y la ec. [10]:

$$R_{cond\_plana} = \frac{esp}{k}$$

$$R_{conv\_plana} = \frac{1}{h_{conv}}$$

Resistencia total = 0,193+6,458+0,145 = 6,796 m<sup>2</sup> K/W

Coef. global de transferencia de calor (inverso de la resistencia térmica): 0,147 W/m<sup>2</sup> K.

Y la densidad sup. flujo de calor: 6,18 W/m<sup>2</sup>.

$$q / A = \frac{T_{int} - T_{ext}}{R_{total,plana}} = \frac{22 - (-20)}{6,796} = 6,18 \text{ W/m}^2$$

El coste de la inversión, según ec. [52] y [53]:

$$bb = \frac{CI_1 - CI_2}{esp_1 - esp_2} = \frac{41 - 47}{0,1 - 0,125} = 240$$

$$aa = CI_1 - \frac{CI_1 - CI_2}{esp_1 - esp_2} esp_1 = 41 - 240 \times 0,1 = 17$$

$$CI = aa + bb \text{ esp} = 17 + 240 \times 0,155 = 54,2 \text{ € / m}^2$$

Y el coste de explotación, de acuerdo a la ec. [56] y ec. [55]

$$VAN = \frac{\left(\frac{1+i}{1+d}\right)^N - 1}{\left(\frac{1+i}{1+d}\right)^{-1} - 1} = \frac{\left(\frac{1+0,06}{1+0,04}\right)^{20} - 1}{\left(\frac{1+0,06}{1+0,04}\right)^{-1} - 1} = 24,11$$

$$CF = t \frac{q}{A} s VAN = 7920 \times 3600 \times 6,19 \times \frac{0,033}{1000 \times 3600} \times 24,11 = 39,04 \text{ € / m}^2$$

Coste Total (Inver+Explotación) = 54,2+39,04 = 93,15 euros/m<sup>2</sup>

Y produciéndose una distribución de temperaturas en el primer instante:

Nombre	Espesor (mm)	Conductividad (W/m K)	Resist. térmica (m <sup>2</sup> K/W)	Ts (°C)
Interior			0,193	-20
				-18,81
Poliuretano II	155	0,024	6,458	
				21,1
Exterior			0,145	22

El espesor económico se comprueba que coincide con el obtenido mediante la ec. [57]

$$esp_{econ} = \sqrt{t \frac{VAN \ s \ k_{aisl}}{bb} (|T_{ext} - T_{int}|) - k_{aisl} \left( \frac{1}{h_{conv\_rad,int}} + \sum_{\substack{\text{capas} \\ \text{excepto} \\ \text{aislante}}} \frac{esp_i}{k_i} + \frac{1}{h_{conv\_rad,ext}} \right)} =$$

$$= \sqrt{7920 \times 3600 \frac{24,11 \times \frac{0,033}{1000 \times 3600} - 0,024}{240} (22 - (-20)) - 0,024 \left( \frac{1}{5,18} + \frac{1}{6,9} \right)} = 0,159 \text{ m}$$

## 5.6 TUBERÍAS. ESPESOR PARA PERDER UN TANTO POR CIENTO RESPECTO A LA TUBERÍA DESNUDA

Calcular el espesor de aislamiento de lana de vidrio que es necesario utilizar en una tubería horizontal de acero DN40, por la que circula agua a 90 °C en un recinto cerrado que se encuentra a 25 °C, para que la pérdida de calor sea el 10% de la que se produciría con la tubería desnuda.

En cualquier caso, el coeficiente de convección interior es muy grande, lo que produce una resistencia térmica despreciable.

En este ejemplo, en primer lugar, hay que calcular el flujo de calor que cedería esa tubería desnuda, para la cual se puede suponer que la temperatura exterior de la tubería coincide con la interior (ya que al ser de acero la resistencia térmica es despreciable).

El diámetro interior de la tubería es de 41,9 mm, teniendo un espesor de 3,2 mm, lo que da un diámetro exterior de  $(41,9+2 \times 3,2) = 48,3$  mm.

El coeficiente de convección exterior a utilizar viene dado por las ec. [A.I.10], ya que:

$D^3 \Delta T = (48,3 \times 10^{-3})^3 (90 - 25) = 0,007 < 10 \text{ m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$ , por lo tanto es régimen laminar

$$h_{conv} = 1,254 \sqrt{\frac{\Delta T}{D}} = 1,254 \sqrt{\frac{90 - 25}{0,0483}} = 7,57 \text{ W / m}^2\text{K}$$

$$\begin{aligned} h_{rad} &= \varepsilon \sigma (TK_{sup} + TK_{aire})(TK_{sup}^2 + TK_{aire}^2) = \\ &= 0,9 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} (273,15 + 90 + 273,15 + 25) ((273,15 + 90)^2 + (273,15 + 25)^2) = \\ &= 7,45 \text{ W / m}^2\text{K} \end{aligned}$$

Obteniéndose un coeficiente total de 15,02 W/m<sup>2</sup> K, lo que produce una resistencia térmica de ec. [12]

$$R_{conv\_cilindricas} = \frac{1}{2 \pi r h_{conv}} = \frac{1}{2 \pi (48,3 \cdot 10^{-3} / 2) 15,02} = 0,439 \text{ m K/W}$$

Lo que produce un intercambio de calor, de acuerdo con la ec. [11]

$$q / H = \frac{\Delta T}{1 / (2 \pi r h_{conv})} = \frac{90 - 25}{1 / (2 \pi \cdot 24,15 \cdot 10^{-3} \cdot 15,02)} = 148 \text{ W / m}$$

Por lo tanto el flujo de calor lineal que deseamos perder es:

$$q / H = 10\% q / H|_{desnuda} = 14,8 \text{ W / m}$$

Seguidamente debemos de calcular el espesor de aislamiento que impuesto en esa tubería hiciera perder ese flujo de calor, teniendo en cuenta que el aislamiento añade una resistencia tal como la ec. [5], y modifica la resistencia convectiva (de acuerdo con la ec. [A.I.10]), al modificarse la temperatura superficial.

Una vez resuelto el proceso iterativo la solución final es espesor igual a 43,8 mm.

Coefficiente convección interno muy alto (resistencia térmica despreciable).

Resistencia térmica de la capa de lana de vidrio

$$R_{\text{capa\_cilíndrica}} = \frac{\ln(r_{\text{ext}}/r_{\text{int}})}{2\pi k} = \frac{\ln((41,9/2 + 3,2 + 43,9)/(41,9/2 + 3,2))}{2\pi 0,04} = 4,122 \text{ m K/W}$$

El diámetro exterior de la solución obtenida será  $41,9 + 2 \cdot 3,2 + 2 \cdot 43,9 = 136,1$  mm.

Coefficiente convección externo dado por las ec. [A.I.10] ya que:

$D^3\Delta T = (136,1 \cdot 10^{-3})^3 (29,07 - 25) = 1 \cdot 10^{-8} < 10 \text{ m}^3 \text{ }^\circ\text{C}$ , por lo tanto, es régimen laminar.

$$h_{\text{conv}} = 1,254 \sqrt{\frac{\Delta T}{D}} = 1,254 \sqrt{\frac{29,02 - 25}{0,1361}} = 2,91 \text{ W / m}^2\text{K}$$

$$\begin{aligned} h_{\text{rad}} &= \epsilon \sigma (TK_{\text{sup}} + TK_{\text{aire}})(TK_{\text{sup}}^2 + TK_{\text{aire}}^2) = \\ &= 0,9 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} (273,15 + 29,02 + 273,15 + 25)((273,15 + 29,02)^2 + (273,15 + 25)^2) = \\ &= 5,52 \text{ W / m}^2\text{K} \end{aligned}$$

Obteniéndose un coeficiente convección\_radiación exterior calculado (recinto cerrado):  $h_{\text{ext}} = 8,44 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ , y finalmente produce una resistencia térmica de ec. [12]

$$R_{\text{conv\_cilíndricas}} = \frac{1}{2\pi r h_{\text{conv}}} = \frac{1}{2\pi (136,1 \cdot 10^{-3}/2) 8,44} = 0,277 \text{ m K/W}$$

Calculándose el flujo de calor mediante la ec. [29]

$$q/H = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{\frac{1}{2\pi r_{\text{int}} h_{\text{conv,int}}} + \sum_{\text{capas material}} \frac{\ln\left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}{2\pi k_i} + \frac{1}{2\pi r_{\text{ext}} h_{\text{conv\_rad,ext}}}} = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{R_{\text{total,cilíndricas}}}$$

$$q/H = \frac{90 - 25}{0 + 0,001 + 4,122 + 0,277} = \frac{90 - 25}{4,395} = 14,80 \text{ W / m}$$

La distribución de temperaturas finalmente obtenida es:

Nombre	Espesor (mm)	Conductividad (W/m K)	Resist. térmica (m <sup>2</sup> K/W)	Ts (°C)
Interior			0,000	90
				90
Acero DN40	3,20	40,000	0,001	
				89,99
Lana de vidrio	43,90	0,040	4,122	
				29,02
Exterior			0,277	25

### 5.7 TUBERÍAS. CÁLCULO ESPESOR PARA QUE NO EXISTAN CONDENSACIONES SOBRE UNA TUBERÍA

Calcular el espesor de aislamiento (de conductividad 0,03 W/m K) para una tubería vertical de acero DN40, que es necesario utilizar para que no condense en la superficie externa, cuando por ella circula agua fría a 8 °C, estando el exterior a 25 °C, con una humedad relativa del 90%, una velocidad del aire de 3 m/s y un coef. de emisión de 0,9 (pintada).

La temperatura exterior es de 25 °C, y con una humedad relativa del 90%, obtenemos (con el apéndice III) una temperatura de rocío de 23,3 °C.

El resultado obtenido (después de iterar) es de 6,3 mm, con el que pasamos a realizar los cálculos.

El coeficiente de convección interior se considera muy grande, por lo que su resistencia térmica es despreciable.

La resistencia térmica de una capa de aislante de 6,3 mm ofrece una resistencia térmica de ec. [4]

$$R_{\text{capa\_cilíndrica}} = \frac{\ln(r_{\text{ext}}/r_{\text{int}})}{2\pi k} = \frac{\ln((41,9/2 + 3,2 + 6,3)/(41,9/2 + 3,2))}{2\pi \cdot 0,03} = 1,230 \text{ m K/W}$$

Datos diferentes capas material

Nombre	Espesor (mm)	Conductividad (W/m K)	Resist. térmica (m K/W)
Interior			0,000
Acero DN40	3,20	40,000	0,001
Aislante 2	6,30	0,030	1,230
Exterior			0,141

Condiciones Exteriores

Text = 25 °C

Velocidad: = 3 m/s

Coef.emisión: = 0,3

Coef. convección turbulenta ( $\nu D=3 \cdot 0,0609 = 0,1827 > 0,00855 \text{ m}^2/\text{s}$ ) ec. [A.1.14]

( $D = 41,9 + 2 \cdot 3,2 + 2 \cdot 6,3 = 60,9 \text{ mm}$ )

$$h_{conv} = 8,9 \frac{v^{0,9}}{D^{0,1}} = 8,9 \frac{3^{0,9}}{0,0609^{0,1}} = 31,65 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

$$\begin{aligned} h_{rad} &= \varepsilon \sigma (TK_{sup} + TK_{aire})(TK_{sup}^2 + TK_{aire}^2) = \\ &= 0,9 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} (273,15 + 23,3 + 273,15 + 25)((273,15 + 23,3)^2 + (273,15 + 25)^2) = \\ &= 5,36 \text{ W / m}^2 \text{ K} \end{aligned}$$

Coefficiente convección exterior calculado (al ambiente exterior):  $h_{ext} = 37,01 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

Produciéndose una resistencia exterior de:

$$R_{conv\_cilindricas} = \frac{1}{2 \pi r h_{conv}} = \frac{1}{2 \pi (60,9 \cdot 10^{-3} / 2) 37,01} = 0,141 \text{ m K/W}$$

Y la resistencia total será:  $0,001 + 1,230 + 0,141 = 1,371 \text{ m K/W}$ .

Intercambiándose un flujo de calor lineal de ec. [29]:

$$q / H = \frac{25 - 8}{0 + 0,001 + 1,230 + 0,141} = \frac{17}{1,371} = 12,43 \text{ W / m}$$

Y produciéndose una distribución de temperaturas:

Nombre	Espesor (mm)	Conductividad (W/m K)	Resist. térmica (m K/W)	Ts (°C)
Interior			0,000	8
				8
Acero DN40	3,20	40,000	0,001	
				8,01
Aislante	6,30	0,030	1,230	
				23,3
Exterior			0,141	25

Como comentario destacar que si la misma tubería estuviera en el interior de un recinto (sin una velocidad de aire impuesta, pero con la misma temperatura), el espesor necesario sería 23,7 mm (mucho mayor, pues el coeficiente de convección\_radiación en este caso sería de 7,94 W/m² K, lo cual haría una mayor resistencia térmica superficial y para mantener la misma temperatura superficial se debería aumentar la resistencia interior, lo que originaría finalmente un mayor espesor de aislamiento).

## 5.8 TUBERÍAS. CÁLCULO ESPESOR AISLAMIENTO EN TUBERÍA ENTERRADA, PARA PERDER UN FLUJO DE CALOR DADO

Calcular el espesor de aislamiento de lana de vidrio que es necesario utilizar para perder 18 W/m en una tubería de acero DN40 enterrada a 1 m de profundidad, por la que circula agua a 90 °C. Suponer una temperatura de suelo de 15 °C, y que la tubería se asienta sobre una canalización de arena ( $k = 1\text{W/m K}$ ) de 350 mm de lado.

El proceso, como siempre, es iterativo, por lo que únicamente comprobamos la solución obtenida, y que en esta ocasión es 34,4 mm.

En primer lugar hay que estimar la resistencia térmica del aislante, ec. [4].

$$r_{\text{ext}} = 41,9/2 + 3,2 + 34,4 = 58,55 \text{ mm}$$

$$r_{\text{int}} = 41,9/2 + 3,2 = 24,15 \text{ mm}$$

$$R_{\text{capa\_cilíndrica}} = \frac{\ln(r_{\text{ext}}/r_{\text{int}})}{2\pi k} = \frac{\ln(58,55/24,15)}{2\pi \cdot 0,04} = 3,524 \text{ m K/W}$$

Seguidamente la resistencia térmica de la canalización de arena, ec. [43]

$$R_{\text{equ}} = 1,07 \text{ c}/2 = 1,07 \cdot 350/2 = 187,25 \text{ mm}$$

$$R_{\text{canal}} = \frac{\ln(r_{\text{equ}}/r_{\text{int}})}{2\pi k} = \frac{\ln(187,25/58,55)}{2\pi \cdot 1} = 0,185 \text{ m K/W}$$

Finalmente la resistencia del terreno, ec. [40], para lo cual debemos primeramente calcular la conductividad del mismo, ec. [41].

$$k_{\text{terreno}} = \left( \rho_{\text{terreno}}^{0,266} - 6,05 \right) \left( 1 - \frac{H r_{\text{terreno}} - 10}{80} \right) = \left( 1400^{0,266} - 6,05 \right) \left( 1 - \frac{10 - 10}{80} \right) = 0,82 \text{ W/m K}$$

Y

$$R_{\text{terreno}} = \frac{1}{2\pi k_{\text{terreno}}} \ln \left[ \left( \frac{2p}{D_{\text{ext}}} \right) + \sqrt{\left( \frac{2p}{D_{\text{ext}}} \right)^2 - 1} \right] =$$

$$= \frac{1}{2\pi \cdot 0,82} \ln \left[ \left( \frac{2 \cdot 1}{2 \cdot 0,18725} \right) + \sqrt{\left( \frac{2 \cdot 1}{2 \cdot 0,18725} \right)^2 - 1} \right] = 0,459 \text{ m K/W}$$

La resistencia total será:

$$R_{\text{total}} = 3,524 + 0,185 + 0,459 = 4,169 \text{ m K/W}$$

Y el flujo lineal de calor, ec. [28]:

$$q/H = \frac{90 - 15}{4,169} = 18 \text{ W/m K}$$

Y produciéndose una distribución de temperaturas:

Nombre	Espesor (mm)	Conductividad (W/m K)	Resist. térmica (m K/W)	Ts (°C)
Interior			0,000	90
				90
Acero DN40	3,20	40,000	0,001	
				89,99
Lana de vidrio	34,4	0,040	3,524	
				26,56
Canalización	Lado=350	1	0,185	
				23,23
Suelo	Prof=1000	0,82	0,459	25

### 5.9 TUBERÍAS. CÁLCULO ESPESOR AISLAMIENTO PARA QUE CONGEE UN TANTO POR CIENTO DEL AGUA CONTENIDA EN UN DETERMINADO TIEMPO

Calcular el espesor de aislamiento de lana de vidrio que es necesario utilizar en una tubería horizontal de acero DN40, en la que en el instante inicial se tiene agua a 20 °C y el ambiente está a -15 °C con una velocidad de aire de 3 m/s (pintada, coef. emisión=0,9). Se desea que como máximo se congele el 30% en 8 horas.

Como siempre el proceso es iterativo, y analizamos la solución final, que es 16,2 mm.

Dando un diámetro exterior de:  $41,9+3,2 \times 2+16,2 \times 2=80,7$  mm

La resistencia que debe ofrecer la tubería viene dada por la ec. [70], así:

$$R_{total, cilíndrica} = \frac{t_{total}}{\frac{\pi D_{int}^2}{4} \left[ \frac{Por}{100} \frac{\rho_{hielo} C_{f, agua}}{-T_{ext}} + \rho_{agua} C_{p, agua} \ln \left[ \frac{T_{ext} - T_{agua,0}}{T_{ext}} \right] \right]}$$

$$= \frac{8 \times 3600}{\frac{\pi (41,9 \cdot 10^{-3})^2}{4} \left[ \frac{30}{100} \frac{920 \times 333800}{15} + 1000 \times 4190 \ln \left[ \frac{-15 - 20}{-15} \right] \right]} = 2,16 \text{ m K/W}$$

#### Condiciones Exteriores

Text = -15 °C

Velocidad: = 3 m/s

Coef.emisión: = 0,9

Coef.convección turbulenta (ya que  $v D = 3 \times 0,0807=0,2421 > 0,00855$  m/s) ec. [A.1.14]



$$h_{conv} = 8,9 \frac{v^{0,9}}{D^{0,1}} = 8,9 \frac{3^{0,9}}{0,0807^{0,1}} = 30,77 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

$$\begin{aligned} h_{rad} &= \varepsilon \sigma (TK_{sup} + TK_{aire})(TK_{sup}^2 + TK_{aire}^2) = \\ &= 0,9 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} (273,15 - 14,22 + 273,15 - 15)((273,15 - 14,22)^2 + (273,15 - 15)^2) = \\ &= 3,53 \text{ W / m}^2 \text{ K} \end{aligned}$$

Coefficiente convección exterior calculado (al ambiente exterior):  $h_{ext} = 34,3 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

Ofreciendo una resistencia térmica, ec. [12]

$$R_{conv\_cilíndricas} = \frac{1}{2 \pi r h_{conv}} = \frac{1}{2 \pi (80,7 \cdot 10^{-3} / 2) 34,3} = 0,115 \text{ m K/W}$$

Y la resistencia térmica del aislante, ec. [4]

$$R_{capa\_cilíndrica} = \frac{\ln(r_{ext}/r_{int})}{2 \pi k} = \frac{\ln((80,7/2)/24,15)}{2 \pi 0,04} = 2,042 \text{ m K/W}$$

Siendo la resistencia total 2,158 m K/W que coincide con la necesaria.

Y produciéndose una distribución de temperaturas al final del proceso:

Nombre	Espesor (mm)	Conductividad (W/m K)	Resist. térmica (m K/W)	Ts (°C)
Interior			0,000	0
				0
Acero DN40	3,20	40,000	0,001	
				0
Lana de vidrio	16,20	0,040	2,042	
				-14,22
Exterior			0,115	-15

## 5.10 ESFERAS. CÁLCULO PÉRDIDA DE CALOR

Calcular el flujo de calor ganado por una esfera de 4 m de diámetro aislada (poliuretano de 40 mm de espesor) cuando en el interior tenemos un líquido a -2 °C y el exterior se encuentra a 20 °C presentando un coeficiente de convección\_radiación de 16 W/m² K.

En este caso al imponer un coeficiente de convección\_radiación el proceso no es iterativo.

Resistencia de convección\_radiación interior despreciable (líquido en su interior).

Resistencia material esfera despreciable (material metálico).

La resistencia térmica de la capa de aislante se obtiene mediante la ec. [7]

$$R_{cond\_esférica} = \left( \frac{1}{r_{int}} - \frac{1}{r_{ext}} \right) / 4 \pi k = \left( \frac{1}{4/2} - \frac{1}{4/2 + 0,04} \right) / 4 \pi 0,024 = 0,033 \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

Y la resistencia de convección\_radiación exterior ec. [14]

$$R_{conv\_esférica} = \frac{1}{\pi r^2 h_{conv}} = \frac{1}{\pi (4/2 + 0,04)^2 16} = 0,005 \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

Presentando una resistencia total  $(0,033 + 0,005) = 0,038 \text{ m}^2 \text{ K/W}$ .

Y un flujo de calor, ec. [32]

$$q = \frac{T_{ext} - T_{int}}{R_{total}} = \frac{25 - (-2)}{0,038} = 724 \text{ W}$$

Produciéndose una distribución de temperaturas ec. [30]:

Nombre	Espesor (mm)	Conductividad (W/m K)	Resist. térmica (m <sup>2</sup> K/W)	Ts (°C)
Interior			0,00	-2
				-2
Poliuretano II	40	0,024	0,033	
				21,54
Exterior			0,005	25

### 5.11 CONDUCTOS. CÁLCULO PÉRDIDA DE CALOR Y TEMPERATURA FINAL EN UN TRAMO

Calcular el flujo de calor ganado y la temperatura de salida del aire en un conducto (lana de vidrio de 25 mm de espesor) de 60 x 50 mm y 30 m de longitud por el que circula aire a 5 m/s. Temperatura del aire a la entrada 16 °C, temperatura ambiente entorno del conducto 25 °C (recinto cerrado). Suponer superficie exterior plateada (coef. emisión contando suciedad 0,3). Anchura: = 0,6 m; Altura: = 0,5 m; Velocidad: = 5 m/s

Coef. convección ec [A.1.16]

En este caso el diámetro hidráulico será  $D = 4 \cdot (0,6 \cdot 0,5) / (2 \cdot 0,6 + 2 \cdot 0,5) = 0,54 \text{ m}$

$$h_{conv} = (3,76 - 0,00497 T) \frac{v^{0,8}}{D^{0,2}} = (3,76 - 0,00497 \times 16) \frac{5^{0,8}}{0,54^{0,2}} = 15,06 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

En el interior el intercambio de calor por radiación es despreciable, luego la resistencia térmica interior será  $0,066 \text{ m}^2 \text{ K/W}$ .

El aislamiento ofrecerá una resistencia térmica de:

$$R_{cond\_plana} = \frac{esp}{k} = \frac{0,025}{0,04} = 0,625 \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

En la superficie exterior tenemos:

Coef. convección laminar ( $L^3 \Delta T = 0,63(25-22,35) = 0,57 < 10$ ) ec. [A.1.12]

$$h_{conv} = 1,174 \sqrt{\frac{\Delta T}{L}} = 1,174 \sqrt{\frac{25 - 22,35}{0,6}} = 1,70 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$\begin{aligned} h_{rad} &= \varepsilon \sigma (TK_{sup} + TK_{aire})(TK_{sup}^2 + TK_{aire}^2) = \\ &= 0,3567 \cdot 10^{-8} (273,15 + 25 + 273,15 + 22,35)((273,15 + 25)^2 + (273,15 + 22,35)^2) = \\ &= 1,78 \text{ W/m}^2 \text{ K} \end{aligned}$$

Presentando una resistencia exterior de  $1/(1,70+1,78) = 0,287 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

La resistencia total es:  $0,066+0,625+0,287 = 0,979 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

El área que presenta 1 m de conducto es:

$$2a+2b+2esp = 2*0,5+2*0,6+4*0,025 = 2,30 \text{ m}^2$$

Por lo que la resistencia por metro de longitud es:

$$R_{lineal} = \frac{0,979}{2,30} = 0,426 \text{ W/m K}$$

El flujo de calor intercambiado por metro en los primeros tramos será:

$$q_{lineal} = \frac{T_{ext} - T_{int}}{R_{lineal}} = \frac{25 - 16}{0,426} = 21,14 \text{ W/m}$$

El flujo de calor intercambiado por metro cuadrado de superficie interior será:

$$q_{sup\ i.\ int} = \frac{q_{lineal}}{(2a + 2b)} = \frac{21,14}{2*0,5 + 2*0,6} = 9,609 \text{ W/m}^2$$

Y la temperatura del aire a la salida del conducto se obtendrá mediante la ec. [73], (con el área del conducto).

$$T_{fluido,sal} = T_{ext} + (T_{fluido,ent} - T_{ext}) e^{\frac{-H}{anc \ alt \ \rho_{fluido} v_{fluido} Cp_{fluido} R_{total,cilindricas}}} =$$

$$= 25 + (16 - 25) e^{\frac{-30}{0,5 \times 0,6 \times 1,2 \times 5 \times 1000 \times 0,426}} = 16,346^\circ C$$

Y la cantidad total de calor intercambiado vendrá dado por la ec. [74]

$$q = anc \ alt \ \rho_{fluido} v_{fluido} Cp_{fluido} (T_{fluido,ent} - T_{fluido,sal}) = 0,5 \times 0,6 \times 1,2 \times 5 \times 1000 (16,346 - 16) = 622 \ W$$

Y produciéndose una distribución de temperaturas en el primer instante:

Nombre	Espesor (mm)	Conductividad (W/m K)	Resist. térmica (m² K/W)	Ts (°C)
Interior			0,066	16
				16,61
Lana de vidrio	25	0,04	0,625	
				2
Exterior			0,288	25

## 5.12 DEPÓSITO. CÁLCULO FLUJO DE CALOR PERDIDO

Calcular el flujo de calor perdido por un depósito vertical de 2 m de altura y 1 m de diámetro aislado con 4 cm de lana de vidrio, el cual contiene agua a 60 °C en un recinto cerrado que se encuentra a 20 °C.

El proceso, como siempre, es iterativo, ya que los coeficientes de convección a utilizar dependen de la distribución de temperaturas y éstas dependen a su vez de los coeficientes de convección utilizados.

El resultado final que se obtiene es 40 mm.

Coefficiente de convección interior despreciable (resistencia térmica nula)

Resistencia térmica del material del depósito nulo (conductividad muy alta)

Resistencia térmica de la capa de lana de vidrio, ec. [4]

$$r_{ext} = 1000/2 + 40 = 540 \text{ mm}$$

$$r_{int} = 1000/2 = 500 \text{ mm}$$

$$R_{capa\_cilindrica} = \frac{\ln(r_{ext}/r_{int})}{2 \pi k} = \frac{\ln(540/500)}{2 \pi 0,04} = 0,306 \text{ m K/W}$$

En la superficie exterior tenemos:

Coef. convección laminar ( $D^3 \Delta T = 1,083(24,73 - 20) = 5,96 < 10$ ) ec. [A.1.8]

$$h_{conv} = 1,324 \sqrt{\frac{\Delta T}{D}} = 1,324 \sqrt{\frac{24,73 - 20}{1,08}} = 1,91 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

$$\begin{aligned} h_{rad} &= \varepsilon \sigma (TK_{sup} + TK_{aire})(TK_{sup}^2 + TK_{aire}^2) = \\ &= 0,9 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} (273,15 + 24,73 + 273,15 + 20)((273,15 + 24,73)^2 + (273,15 + 20)^2) = \\ &= 5,27 \text{ W / m}^2 \text{ K} \end{aligned}$$

Presentando una coeficiente convección\_radiación exterior de 7,18 W/m<sup>2</sup> K y una resistencia térmica, ec. [12]

$$R_{conv\_cilindricas} = \frac{1}{2 \pi r h_{conv}} = \frac{1}{2 \pi (1080 \cdot 10^{-3} / 2) 7,18} = 0,041 \text{ m K / W}$$

Y la resistencia térmica total 0,041+0,306 = 0,347 m K/W.

Lo que produce una pérdida de calor por metro:

$$\frac{q}{H} \Big|_{cilindro} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{R_{total}} = \frac{60 - 20}{0,347} = 115,18 \text{ W / m}$$

Y finalmente un flujo de calor total del depósito ec. [48] de:

$$q = \frac{q}{H} \Big|_{cilindro} (\pi r_{int}^2 + 2\pi r_{int} L + \pi r_{int}^2) = \frac{115,18}{2 \pi 0,5} (2 \pi 0,5^2 + 2\pi 0,5 \times 2) = 288 \text{ W}$$

Produciéndose una distribución de temperaturas en el primer instante:

Nombre	Espesor (mm)	Conductividad (W/m K)	Resist. térmica (m <sup>2</sup> K/W)	Ts (°C)
Interior			0,00	60
				60
Lana de vidrio	40	0,04	0,306	
				24,73
Exterior			0,041	20



## APÉNDICE I - COEFICIENTES DE CONVECCIÓN MÁS USUALES

### I.1 Introducción

Para la estimación del coeficiente de convección siempre se debe descubrir en primer lugar el régimen de circulación (laminar o turbulento), ya que las correlaciones a utilizar son diferentes.

En todas las correlaciones se obtiene el coeficiente de convección en  $W/m^2 K$ .

### I.2 Paredes (caso de convección con aire)

#### I.2.1 Interior de edificios

##### I.2.1.1 Verticales

El régimen de circulación viene dado en función del parámetro  $H^3\Delta T$

Donde:

$H$  es la altura de la pared (m)

$\Delta T$  es el valor absoluto de la diferencia de temperaturas entre la pared y el aire ( $^{\circ}C$ )

–  $H^3\Delta T \leq 10 \text{ m}^3 \text{ }^{\circ}C$  régimen laminar

$$h_{conv} = 1,324 \sqrt{\frac{\Delta T}{H}} \quad [A.I.1]$$

–  $H^3\Delta T > 10 \text{ m}^3 \text{ }^{\circ}C$  régimen turbulento

$$h_{conv} = 1,74^3 \sqrt{\Delta T} \quad [A.I.2]$$

##### I.2.1.2 Horizontales

El régimen de circulación viene dado en función del parámetro  $H^3\Delta T$ .

Donde:

$H$  es la anchura de la superficie (m)

$\Delta T$  es el valor absoluto de la diferencia de temperaturas entre la pared y el aire ( $^{\circ}C$ )

- Coeficiente de convección superior cuando la pared caliente está hacia arriba, o coeficiente de convección inferior cuando la cara fría esta hacia abajo (la gravedad favorece el movimiento)

- $H^3\Delta T \leq 10 \text{ m}^3 \text{ }^{\circ}C$  régimen laminar

$$h_{conv} = 1,324 \sqrt{\frac{\Delta T}{H}} \quad [A.I.3]$$

- $H^3\Delta T > 10 \text{ m}^3 \text{ }^{\circ}C$  régimen turbulento

$$h_{conv} = 1,52^3 \sqrt{\Delta T} \quad [A.I.4]$$

- Coeficiente de convección superior cuando la pared fría está hacia arriba, o coeficiente de convección inferior cuando la cara caliente esta hacia abajo (la gravedad no favorece el movimiento)

- $H^3\Delta T \leq 10 \text{ m}^3 \text{ }^{\circ}C$  régimen laminar

$$h_{conv} = 0,594 \sqrt{\frac{\Delta T}{H}} \quad [A.I.5]$$

### I.2.2 Exterior de edificios

#### I.2.2.1 Verticales y Horizontales

El régimen de circulación viene dado en función del parámetro  $vH$

Donde:

$H$  es la altura de la pared (o la anchura para superficies horizontales) (m)  
 $v$  es la velocidad del aire (m/s)

- $vH \leq 8 \text{ m}^2/\text{s}$  régimen laminar

$$h_{conv} = 3,964 \sqrt{\frac{v}{H}} \quad [\text{A.I.6}]$$

- $vH > 8 \text{ m}^2/\text{s}$  régimen turbulento

$$h_{conv} = 5,765 \sqrt{\frac{v^4}{H}} \quad [\text{A.I.7}]$$

### I.3 Tuberías (coeficiente de convección exterior con aire)

#### I.3.1 Interior de edificios

##### I.3.1.1 Verticales

El régimen de circulación viene dado en función del parámetro  $D^3\Delta T$

Donde:

$D$  es el diámetro exterior de la tubería (m)  
 $\Delta T$  es el valor absoluto de la diferencia de temperaturas entre la pared y el aire ( $^{\circ}\text{C}$ )

- $D^3\Delta T \leq 10 \text{ m}^3 \text{ }^{\circ}\text{C}$  régimen laminar

$$h_{conv} = 1,324 \sqrt{\frac{\Delta T}{D}} \quad [\text{A.I.8}]$$

- $D^3\Delta T > 10 \text{ m}^3 \text{ }^{\circ}\text{C}$  régimen turbulento

$$h_{conv} = 1,743 \sqrt{\Delta T} \quad [\text{A.I.9}]$$

##### I.3.1.2 Horizontales

El régimen de circulación viene dado en función del parámetro  $D^3\Delta T$ .

Donde:

$D$  es el diámetro exterior de la tubería (m)

$\Delta T$  es el valor absoluto de la diferencia de temperaturas entre la pared y el aire ( $^{\circ}\text{C}$ )

- $D^3\Delta T \leq 10 \text{ m}^3 \text{ }^{\circ}\text{C}$  régimen laminar

$$h_{conv} = 1,254 \sqrt{\frac{\Delta T}{D}} \quad [\text{A.I.10}]$$

- $D^3\Delta T > 10 \text{ m}^3 \text{ }^{\circ}\text{C}$  régimen turbulento

$$h_{conv} = 1,213 \sqrt{\Delta T} \quad [\text{A.I.11}]$$

##### I.3.1.3 Caso de conductos de aire

En este caso existen dos superficies planas verticales y dos horizontales, siendo de dimensiones relativas variables en función de la relación altura/anchura y su régimen de circulación. Una vez ponderados dichos coeficientes, en la práctica se toma el valor medio que se expresa a continuación.

Donde:

$H$  es la anchura del conducto (m)

$\Delta T$  es el valor absoluto de la diferencia de temperaturas entre la pared y el aire ( $^{\circ}\text{C}$ )

- $H^3\Delta T \leq 10 \text{ m}^3 \text{ }^{\circ}\text{C}$  régimen laminar

$$h_{conv} = 1,174 \sqrt{\frac{\Delta T}{H}} \quad [\text{A.I.12}]$$

#### I.3.2 Exterior de edificios

##### I.3.2.1 Verticales y Horizontales

El régimen de circulación viene dado en función del parámetro  $vD$ .

Donde:

$D$  es el diámetro exterior de la tubería (m)

$v$  es la velocidad del aire (m/s)



- $vD \leq 0,00855 \text{ m}^2/\text{s}$  régimen laminar

$$h_{conv} = \frac{0,0081}{D} + 3,14 \sqrt{\frac{v}{D}} \quad [\text{A.I.13}]$$

- $vD > 0,00855 \text{ m}^2/\text{s}$  régimen turbulento

$$h_{conv} = 8,9 \frac{v^{0,9}}{D^{0,1}} \quad [\text{A.I.14}]$$

## I.4 Tuberías (coeficiente de convección interior)

### I.4.1 Con agua

En la práctica siempre estaremos en régimen turbulento (la presencia de una bomba de circulación y velocidades del orden de 1m/s así lo imponen).

$$h_{conv} = \frac{1057(1,352 + 0,019T)v^{0,8}}{D^{0,2}} \quad [\text{A.I.15}]$$

Donde:

$D$  es el diámetro interior de la tubería (m)  
 $v$  es la velocidad del agua (m/s)  
 $T$  es la temperatura en °C

### I.4.2 Con aire (caso de conductos)

En la práctica siempre estaremos en régimen turbulento (la presencia de un ventilador de circulación y velocidades del orden de 6m/s así lo imponen).

$$h_{conv} = (3,76 - 0,00497 T) \frac{v^{0,8}}{D^{0,2}} \quad [\text{A.I.16}]$$

Donde:

$D$  es el diámetro interior de la tubería (m) (o diámetro hidráulico en caso de conducto rectangular  $D_h = 2 \text{ anchura} \times \text{altura} / (\text{anchura} + \text{altura})$ )  
 $v$  es la velocidad del aire (m/s)  
 $T$  es la temperatura en °C

Expresión de ASHRAE Fundamentals 2005

## APÉNDICE II - COEFICIENTES DE CONVECCIÓN + RADIACIÓN EN EL CÓDIGO TÉCNICO

### II.1 Introducción

En los cálculos usados en el código técnico de la edificación se han fijado unos coeficientes equivalentes de convección\_radiación en función de su posición relativa y tipo de cerramiento.

### II.2 Interior de edificios

- Verticales: (Paredes)

$h_{int} = 7,7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  (resistencia térmica 0,13 m<sup>2</sup> K/W)

- Horizontales:

- Cara caliente hacia arriba o fría hacia abajo

$h_{int} = 10 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  (resistencia térmica 0,10 m<sup>2</sup> K/W)

- Cara caliente hacia abajo o fría hacia arriba

$h_{int} = 5,88 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  (resistencia térmica 0,17 m<sup>2</sup> K/W)

Parte superior para techos en calefacción

Cara caliente hacia arriba

Parte inferior para techos en calefacción

Cara fría hacia abajo

Parte superior para techos en refrigeración

Cara fría hacia arriba

Parte inferior para techos en refrigeración

Cara caliente hacia abajo

Parte superior para suelos en calefacción

Cara fría hacia arriba

Parte inferior para suelos en calefacción

Cara caliente hacia abajo

Parte superior para suelos en refrigeración

Cara caliente hacia arriba

Parte inferior para suelos en refrigeración

Cara fría hacia abajo

### II.3 Exterior de edificios

- Verticales: (Paredes)

$h_{int} = 25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  (resistencia térmica 0,04 m<sup>2</sup> K/W)

- Horizontales:

- Cara caliente hacia arriba o fría hacia abajo

$h_{int} = 25,0 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  (resistencia térmica 0,04 m<sup>2</sup> K/W)

- Cara caliente hacia abajo o fría hacia arriba

$h_{int} = 25,0 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  (resistencia térmica 0,04 m<sup>2</sup> K/W)

Parte superior para techos en calefacción – Cara caliente hacia arriba  
 Parte superior para techos en refrigeración – Cara fría hacia arriba  
 Parte inferior para suelos en calefacción – Cara caliente hacia abajo  
 Parte inferior para suelos en refrigeración – Cara fría hacia abajo

### APÉNDICE III - TEMPERATURA DE ROCÍO

#### III.1 Introducción

La temperatura de rocío de un ambiente se define como aquella temperatura en que el vapor de agua existente se encontraría en saturación. En otras palabras, si existe en dicho ambiente una superficie a dicha temperatura (o inferior) aparecerá agua líquida condensada sobre la misma. Para obtenerla nos hará falta conocer la relación existente para el agua entre la temperatura y la presión de saturación.

#### III.2 Relación entre la presión de vapor en saturación y la temperatura

ASHRAE propone dos relaciones en función del valor de la temperatura (realmente define la presión parcial de vapor en saturación en función de su temperatura, luego es necesaria la iteración si la variable de entrada es la presión parcial de vapor), así:

- $T < -0,0606 \text{ }^\circ\text{C}$

$$P_{vs} = \exp \left( \frac{-5674,359}{TK} + 6,3925247 - 9,677843 \cdot 10^{-3} TK + 6,2215701 \cdot 10^{-7} TK^2 + \right. \\ \left. + 2,0747825 \cdot 10^{-9} TK^3 - 9,4840241 \cdot 10^{-13} TK^4 + 4,1635019 \ln(TK) \right) \quad [\text{A.III.1}]$$

- $T > -0,0606 \text{ }^\circ\text{C}$

$$P_{vs} = \exp \left( \frac{-5800,2206}{TK} + 1,3914993 - 4,8640239 \cdot 10^{-2} TK + 4,1764768 \cdot 10^{-5} TK^2 - \right. \\ \left. - 1,4452093 \cdot 10^{-8} TK^3 + 6,5459673 \ln(TK) \right) \quad [\text{A.III.2}]$$

Donde

$TK$  = Temperatura (K)

$T$  = Temperatura ( $^\circ\text{C}$ )

$P_{vs}$  = Presión vapor en saturación (Pa)

Una aproximación más fácil de utilizar par el rango (0  $^\circ\text{C}$  a 200  $^\circ\text{C}$ ) es:

$$TK = \frac{35,85 \log(P_{vs}) - 2148,496}{\log(P_{vs}) - 10,2858} \quad [\text{A.III.3}]$$

o

$$P_{vs} = 10^{\frac{2148,496 - 10,2858TK}{35,85 - TK}} \quad [\text{A.III.4}]$$

### III.3 Procedimiento para obtener la temperatura de rocío en función de la temperatura seca y la humedad relativa

En primer lugar con las anteriores expresiones obtenemos la presión de saturación del agua a la temperatura seca.

$$P_{VS} = f(T_s) \quad [\text{A.III.5}]$$

Seguidamente obtendremos la presión parcial de vapor en el aire utilizando la presión parcial de vapor en saturación y la humedad relativa.

$$P_v = \frac{H_r}{100} P_{VS} \quad [\text{A.III.6}]$$

Finalmente con dicha presión parcial obtenida y las anteriores ecuaciones de ASHRAE, calculamos la temperatura de saturación a esa presión parcial. Temperatura, que como hemos definido, será la temperatura de rocío (este cálculo deberá ser iterativo por la forma de las expresiones, aunque si utilizamos la expresión aproximada dicha iteración no existe).

$$T_r = f(P_v) \quad [\text{A.III.7}]$$

### APÉNDICE IV - NORMAS Y DOCUMENTOS PARA CONSULTA

Las principales normas y manuales de consulta son:

#### ISO 7345

Aislamiento térmico. Magnitudes físicas y definiciones

#### ISO 9346

Aislamiento térmico. Transferencia de masa. Magnitudes físicas y definiciones

#### ISO 12241

Aislamiento térmico para equipos de edificación e instalaciones industriales. Método de cálculo

#### DTIE 12.01

A. Viti. Cálculo del aislamiento térmico de conductos y equipos. Atecyr

#### ASHRAE 2005

Fundamentals

#### ASHRAE 2004

Systems and Equipment Handbook

#### CÓDIGO TÉCNICO DE LA EDIFICACIÓN

R.D. 314/2006, de 17 de marzo

#### REGLAMENTO DE INSTALACIONES TÉRMICAS EN LOS EDIFICIOS

## APÉNDICE V- SÍMBOLOS Y UNIDADES

Los símbolos que se utilizarán a lo largo de este texto tienen las siguientes significaciones y unidades:

Símbolo	Definición	Unidad
A	Área	m <sup>2</sup>
a	Anchura del conducto	m
aa	Valor de ajuste de espesor económico	€/m <sup>2</sup> , €/m, €
b	Altura del conducto	m
bb	Valor de ajuste de espesor económico	€/m <sup>3</sup> , €/m <sup>2</sup> , €/m
Cf	Calor de cambio de estado	333800 J/kg
CF	Coste de funcionamiento	€/m <sup>2</sup> , €/m, €
CI	Coste de inversión	€/m <sup>2</sup> , €/m, €
Cp	Calor específico	1000 (aire) 4190 J/kg K (agua)
c	Lado de la canalización	m
D	Diámetro	m
d	Coste de oportunidad del dinero	%
DIA	Día juliano (1 a 365)	día
esp	Espesor	m
h	Coefficiente convección/radiación	W/m <sup>2</sup> K
Hr	Humedad relativa	%
H	Longitud, altura, anchura	m
i	Inflación del combustible	%
k	Conductividad	W/m K
L	Espesor	m
N	Nº de años de vida de la instalación	años
n	Longitud unitaria en dirección normal	m
p	Profundidad	m
Por	Porcentaje de agua congelada	%
Pv	Presión parcial vapor	Pa
Pvs	Presión parcial vapor en saturación	Pa
q	Flujo de calor	W
r	Radio	m
R	Resistencia térmica	m <sup>2</sup> K/W, m K/W, K/W
T	Temperatura	°C
TK	Temperatura	K
Tr	Temperatura de rocío	°C
t	Tiempo anual de funcionamiento	seg
U	Coefficiente global de transferencia de calor	W/m <sup>2</sup> K
VAN	Valor actual neto	VAN
Va	Variación anual de temperatura del suelo	°C
v	Velocidad	m/s
ε	Coefficiente de emisión	
σ	Cte Stefan-Boltzman	5,67 10 <sup>-8</sup> W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup>
ρ	Densidad	Kg/m <sup>3</sup>
Δ	Incremento	

Subíndices	
aire	Aire
agua	Agua
canal	Canal
cilíndrica	Capa cilíndrica
cond	Conducción
conv	Convección
conv_rad	Convección + Radiación
econ	Económico
equ	Equivalente
ext	Exterior
esférica	Capa esférica
final	Final
hielo	Hielo
i	Capa genérica de material
inicial	Inicial
int	Interior
media	Media
plana	Capa plana
rad	Radiación
r	Radio
suelo	Suelo
sup	Superficie
terreno	Terreno

**Guía nº 1:**

Guía técnica.

Mantenimiento de instalaciones térmicas

**Guía nº 2:**

Guía técnica.

Procedimientos para la determinación del rendimiento energético de plantas enfriadoras de agua y equipos autónomos de tratamiento de aire

**Guía nº 3:**

Guía técnica.

Diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos.  
Incluye CD-ROM con programa AISLAM



**IDAE** Instituto para la  
Diversificación y  
Ahorro de la Energía

c/ Madera, 8 - 28004 Madrid  
Tel.: 91 456 49 00. Fax: 91 523 04 14  
comunicacion@idae.es  
www.idae.es



P.V.P.: 20 € (IVA incluido)