

Aislamiento térmico

02.01. Transmisión del calor

Cuando dos cuerpos se encuentran a temperaturas diferentes, se produce un flujo del cuerpo más caliente al más frío, hasta que se alcanza el equilibrio térmico.

El cambio de calor se produce de tres formas:

a) Por conducción

En este caso el calor se transmite de molécula a molécula sin cambio aparente de materia, por lo que esta forma de cambio de calor interesa esencialmente a los sólidos.

La elevación de temperatura aumenta la excitación de las partículas más elementales de la materia, transmitiéndose dicha excitación a las más próximas de su entorno y con ello su energía calorífica, continuándose el proceso en el cuerpo en cuestión de la zona más caliente a la más fría.

Por lógica se comprende que cuanto más denso, compacto y pesado es un cuerpo, más próximas están las moléculas entre sí y, por tanto, el cambio se realiza con mayor facilidad.

b) Por convección

Esta forma de propagación es propia de los fluidos (líquidos y gases).

Las moléculas en contacto con un cuerpo a temperatura más alta «A» se calientan, disminuyendo su densidad y desplazándose por gravedad. Si a su vez entran en contacto con un cuerpo más frío «B», ceden calor, aumentando su densidad y desplazándose en sentido contrario, formándose así un ciclo de convección.

c) Por radiación

La radiación está constituida por ondas electromagnéticas de diferentes longitudes. Mientras las dos formas de transmisión anteriores (conducción y convección) necesitan de un soporte material; la transmisión por radiación puede realizarse en el vacío.

Todos los cuerpos, incluso a temperaturas bajas, emiten calor por radiación y la cantidad de calor irradiado aumenta cuando se eleva la temperatura del cuerpo.

Por ello, cuando un cuerpo se encuentra en presencia de otro más caliente, absorbe más energía de la que emite y viceversa, siendo la cantidad transmitida la diferencia entre la emitida por ambos.

TABLA DE UNIDADES Y SÍMBOLOS

Símbolo	Cantidades físicas	Unidad
Φ	Cantidad de flujo de calor	W
q	Densidad de flujo de calor	W/m ²
q_l	Densidad lineal de flujo de calor	W/m
T	Temperatura absoluta	K
θ	Temperatura centígrado	°C
$\Delta\theta$	Diferencia de temperatura	°C
θ_d	Temperatura de rocío	°C
λ	Conductividad térmica	W/(m · K)
h	Coefficiente superficial de transmisión de calor	W/(m ² · K)
R	Resistencia térmica	(m ² · K)/W
R_l	Resistencia térmica lineal	(m · K)/W
R_{le}	Resistencia térmica superficial lineal	(m · K)/W
R_s	Resistencia superficial de transmisión de calor	(m ² · K)/W
U	Transmitancia térmica	W/(m ² · K)
U_l	Transmitancia térmica lineal	W/(m · K)
U_{sph}	Transmitancia térmica de la esfera	W/K
c_p	Calor específico a presión constante	kJ/(kg · K)
d	Espesor	m
D	Diámetro	m
a_r	Factor de temperatura	K ³
C_r	Coefficiente de radiación	W/(m ² · K ⁴)
ϵ	Emisividad	—
σ	Constante de Stefan Boltzman	W/(m ² · K ⁴)
H	Altura	m
l	Longitud	m
C'	Parámetro de espesor	m
P	Perímetro	m
A	Área	m ²
V	Volumen	m ³
v	Velocidad	m/s

02.01.01. Transmisión del calor por conducción en régimen estacionario

La conducción de calor normalmente describe la transmisión de calor a través de las moléculas en sólidos, líquidos y gases producido por un gradiente de temperatura.

En el cálculo se supone que el gradiente de temperatura existe en una sola dirección, y que la temperatura es constante en planos perpendiculares a ella.

La densidad de flujo de calor q para una pared en una dirección x perpendicular a su cara, viene dada por:

$$q = -\lambda \cdot \frac{\partial \theta}{\partial x} \text{ W/m}^2$$

a) Para una pared plana de espesor « d »:

$$q = \frac{\lambda}{d} \cdot (\theta_{si} - \theta_{se}) \text{ W/m}^2$$

o bien:

$$q = \frac{(\theta_{si} - \theta_{se})}{R} \text{ W/m}^2$$

donde

λ es la conductividad térmica del material en $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;

d es el espesor de la pared en m ;

θ_{si} es la temperatura de la superficie interior, en $^{\circ}\text{C}$;

θ_{se} es la temperatura de la superficie exterior, en $^{\circ}\text{C}$;

R es la resistencia térmica de la pared en $(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$.

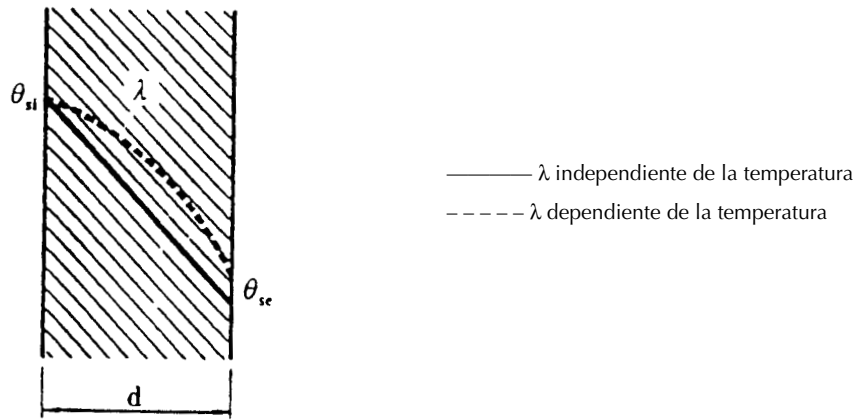


Fig. 1. Distribución de la temperatura en una pared de una sola capa.

Para una pared multicapa:

$$q = \frac{(\theta_{si} - \theta_{se})}{R'} \text{ W/m}^2$$

donde R' es la resistencia térmica de la pared multicapa:

$$R' = \sum_{j=1}^n \frac{d_j}{\lambda_j} \text{ (m}^2 \cdot \text{K)/W}$$

NOTA – La prima indica que se refiere a una pared multicapa.

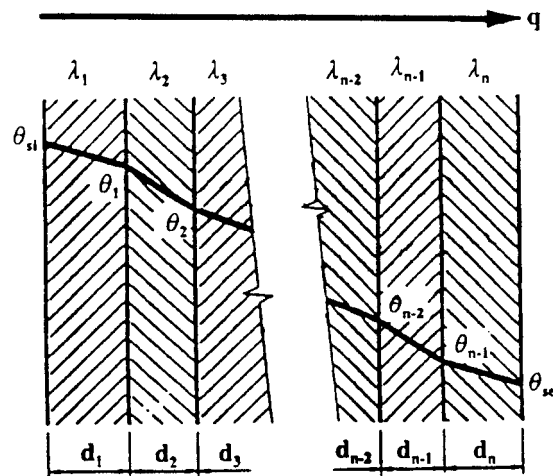


Fig. 2. Distribución de temperatura en una pared plana multicapa

b) La densidad lineal de flujo de calor q_l a través de una pared cilíndrica hueca de una sola capa es:

$$q_l = \frac{(\theta_{si} - \theta_{se})}{R_l} \text{ W/m}$$

donde R_l es la resistencia térmica lineal de una sola capa cilíndrica hueca, dada por:

$$R_l = \frac{\ln \frac{D_e}{D_i}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \text{ (m} \cdot \text{K)/W}$$

donde

D_e es el diámetro exterior de la capa;

D_i es el diámetro interior de la capa.

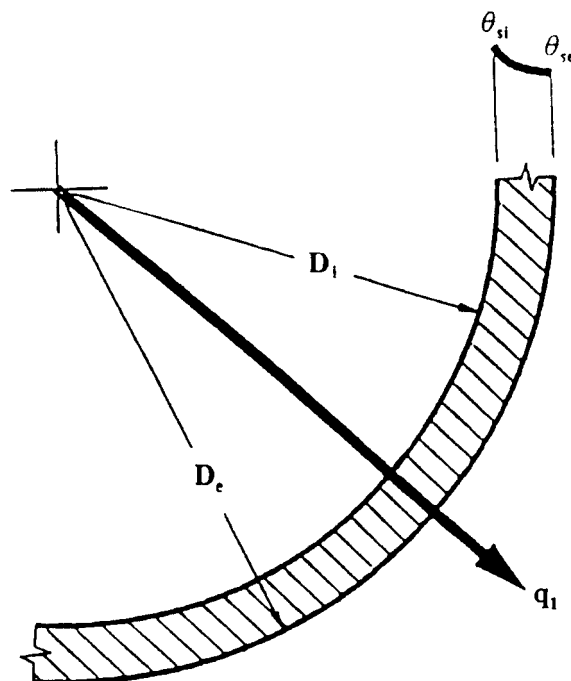


Fig. 3. Distribución de la temperatura en un elemento de forma cilíndrica y una sola capa

Para elementos cilíndricos multicapa:

$$q_l = \frac{(\theta_{si} - \theta_{se})}{R'_l} W/m$$

donde

$$R'_l = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sum_{j=1}^n \left(\frac{1}{\lambda_j} \cdot \ln \frac{D_{ej}}{D_{ij}} \right) \quad (m \cdot K)/W$$

con $D_1 = D_i$ y $D_n = D_e$

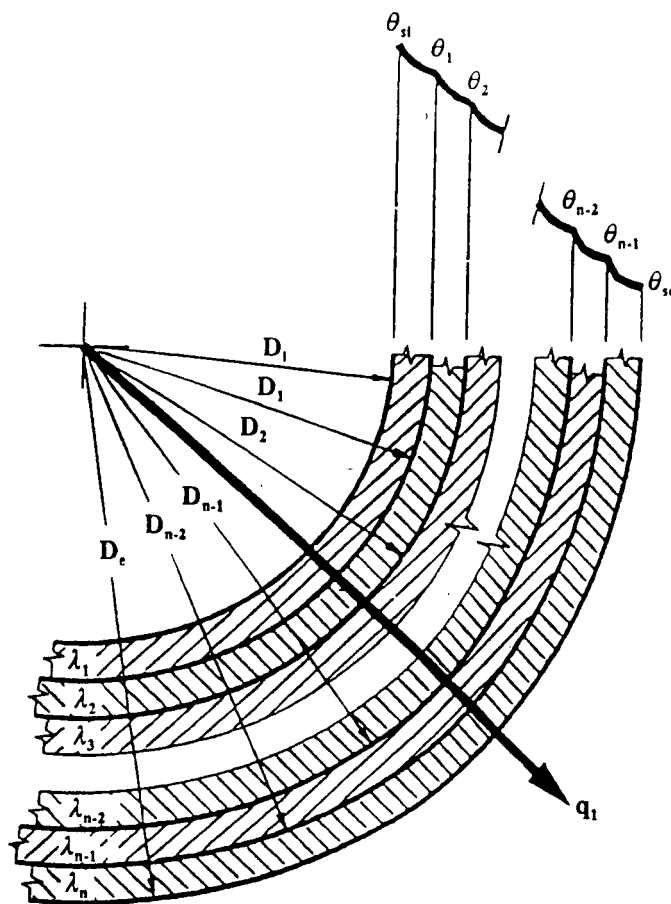


Fig. 4. Distribución de la temperatura en un elemento cilíndrico multicapa

c) La cantidad de flujo de calor a través de un elemento esférico de una sola capa es:

$$\Phi = \frac{\theta_{si} - \theta_{se}}{R_{sph}} W$$

donde R_{sph} es la resistencia térmica de una sola capa esférica en K/W y viene dado por:

$$R_{sph} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \left(\frac{1}{D_i} - \frac{1}{D_e} \right) K/W$$

donde

D_e es el diámetro exterior de la capa;

D_i es el diámetro interior de la capa.

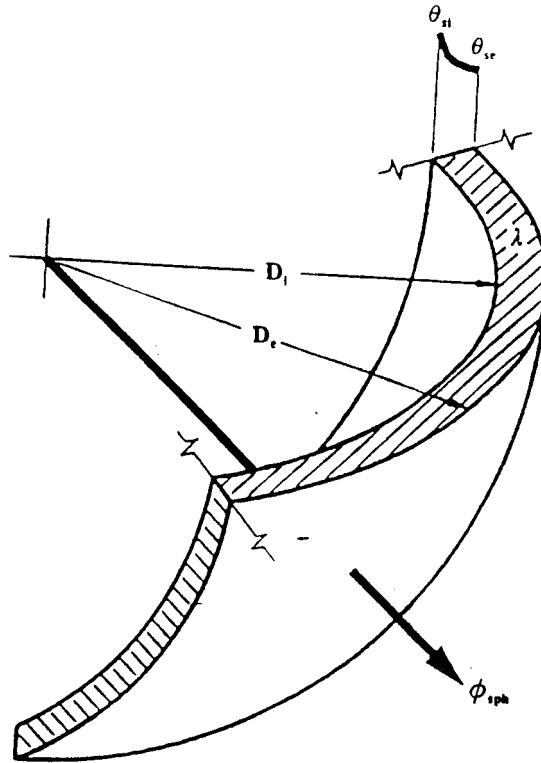


Fig. 5. Distribución de la temperatura en un elemento esférico de una sola capa

El flujo de calor para unas formas esféricas multicapa es:

$$\Phi = \frac{\theta_{si} - \theta_{se}}{R'_{sph}} W$$

donde

$$R'_{sph} = \frac{1}{2\pi} \sum_{j=1}^n \frac{1}{\lambda_j} \cdot \left(\frac{1}{D_{j-1}} - \frac{1}{D_j} \right) K/W$$

con $D_1 = D_i$ y $D_n = D_e$

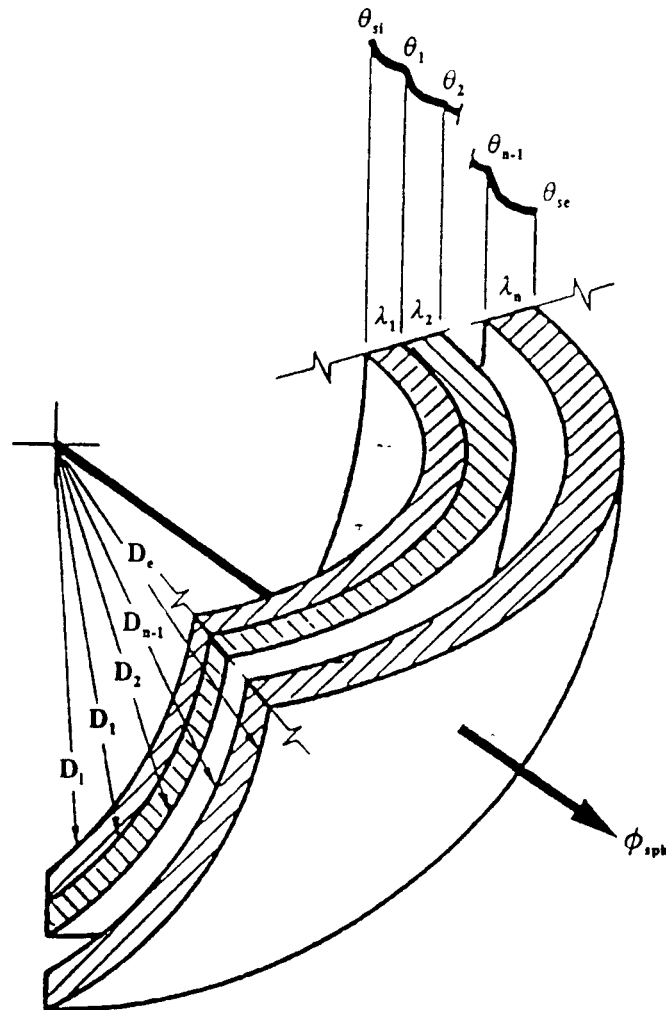


Fig. 6. Distribución de la temperatura en un elemento esférico multicapa

NOTA: El flujo de calor a través de la pared de un conducto con sección rectangular viene dado por:

$$q_d = \frac{\theta_1 - \theta_2}{R_d} \text{ W/m}$$

La resistencia térmica de la pared de tal conducto puede calcularse de forma aproximada mediante la fórmula:

$$R_d = \frac{2 \cdot d}{\lambda \cdot (P_e + P_i)} \text{ (m} \cdot \text{K)/W}$$

donde

- P_i es el perímetro interior del conducto;
- P_e es el perímetro exterior del conducto;
- d es el espesor de la capa aislante.

$$P_e = P_i + (8 \cdot d)$$

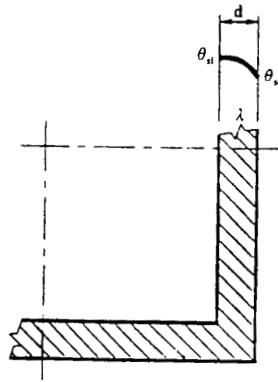


Fig. 7. Distribución de la temperatura en la pared de un conducto rectangular

02.01.02. Transmisión superficial del calor

En las instalaciones, las superficies sólidas mantienen una transferencia de calor con el medio fluido en contacto, donde se mezclan las formas convectivas y radiativas, especialmente cuando el medio fluido es gaseoso, especialmente el aire ambiente.

Por ello es necesario el estudio conjunto de ambos tipos de transferencias.

El coeficiente superficial de transmisión de calor h en $W/(m^2 \cdot K)$ se define como la cantidad de flujo de calor que pasa a través de una superficie en estado estacionario, dividida por la diferencia de temperatura entre dicha superficie y su entorno.

En el caso de instalaciones, existen dos tipos de coeficiente superficial según se trate de la cara interna h_i o la externa h_e .

En general, el coeficiente superficial de transmisión de calor viene dado por:

$$h = h_r + h_{cv} \quad W/(m^2 \cdot K)$$

donde

h_r es la parte radiativa del coeficiente superficial de transmisión de calor;

h_{cv} es la parte convectiva del coeficiente superficial de transmisión de calor.

02.01.02.01. Parte radiativa del coeficiente de superficie, h_r

El coeficiente superficial debido a radiación, h_r depende de la temperatura, del acabado superficial del material y de su emisividad. La emisividad se define como la relación entre el coeficiente de radiación C_r de la superficie y el coeficiente de radiación constante del cuerpo negro.

h_r está dado por:

$$h_r = a_r \cdot C_r \quad W/(m^2 \cdot K)$$

a_r es el factor temperatura. Está dado por:

$$a_r = \frac{T_1^4 - T_2^4}{T_1 - T_2} \quad K^3$$

y puede ser aproximada hasta una diferencia de temperatura de 200 K por:

$$a_r \approx 4 \cdot (T_{av})^3 \cdot K^3$$

donde T_{av} es $0,5 \cdot (T_{superficial} + T_{ambiente})$ (temperatura superficial + temperatura ambiente o superficial de una superficie radiante en la vecindad en K).

C_r es el coeficiente de radiación, en $W/(m^2 \cdot K^4)$

C_r está dado por:

$$C_r = \varepsilon \cdot \sigma$$

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$$

Superficie	ε	C_r $W/(m^2 \cdot K^4)$
aluminio brillante	0,05	$0,28 \cdot 10^{-8}$
aluminio oxidado	0,13	$0,74 \cdot 10^{-8}$
chapa de metal galvanizado, limpio	0,26	$1,47 \cdot 10^{-8}$
chapa de metal galvanizado, sucio	0,44	$2,49 \cdot 10^{-8}$
acero austenítico	0,15	$0,85 \cdot 10^{-8}$
plancha de aluminio-zinc	0,18	$1,02 \cdot 10^{-8}$
superficies no metálicas	0,94	$5,33 \cdot 10^{-8}$

02.01.02.02. Coeficiente superficial debido a convección, h_{cv} .

Este factor es dependiente de varios factores, tales como la velocidad del aire, la orientación de la superficie, el tipo de material, la diferencia de temperatura, etc.

Diferentes ecuaciones se utilizan en distintos países y no existen medios matemáticos exactos para seleccionar una ecuación inequívoca, por lo que los resultados pueden variar.

Para la parte convectiva, debe hacerse una distinción entre el coeficiente de superficie en el interior de los edificios y entre los que están al aire abierto.

Para tuberías y depósitos existe una diferencia entre el coeficiente interno, h_i y el coeficiente externo, h_e .

a) Interior de los edificios

En el interior de edificios, h_{cv} puede ser calculado para paredes planas verticales y tuberías verticales para convección laminar libre ($H^3 \cdot \Delta\theta \leq 10 \text{ m}^3 \cdot \text{K}$) por:

$$h_{cv} = 1,32 \sqrt[4]{\frac{\Delta\theta}{H}} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (\text{a})$$

donde:

$\Delta\theta = (\theta_{se} - \theta_a)$ en K.

θ_{se} es la temperatura de la superficie de la pared, en K.

θ_a es la temperatura del aire ambiente dentro del edificio, en K.

H es la altura de la pared o el diámetro de la tubería, en m.

Para paredes planas verticales, tuberías verticales y en aproximación para grandes esferas dentro de edificios, la parte convectiva, h_{cv} para convección libre turbulenta ($H^3 \cdot \Delta\theta \geq 10 \text{ m}^3 \cdot \text{K}$) viene dada por:

$$h_{cv} = 1,74 \sqrt[3]{\Delta\theta} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (\text{b})$$

Para tuberías horizontales dentro de los edificios, h_{cv} está dado por:

- flujo laminar ($D^3 \cdot \Delta\theta \leq 10 \text{ m}^3 \cdot \text{K}$)

$$h_{cv} = 1,25 \sqrt[4]{\frac{\Delta\theta}{D_e}} \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (\text{c})$$

- flujo turbulento ($D^3 \cdot \Delta\theta \geq 10 \text{ m}^3 \cdot \text{K}$)

$$h_{cv} = 1,21 \sqrt[3]{\Delta\theta} \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (\text{d})$$

Para el caso de superficies planas horizontales en el interior de edificios este coeficiente no es importante para la mayoría de los propósitos prácticos.

Todas las ecuaciones de la parte convectiva del coeficiente térmico de la superficie externa dentro de edificios es aplicable para situaciones con diferencias de temperatura entre superficie y aire menores de $100 \text{ }^\circ\text{C}$.

NOTA: Para conductos cilíndricos con un diámetro menor de $0,25 \text{ m}$, la parte convectiva del coeficiente externo puede ser calculado en buena aproximación por la ecuación (c).

Para mayores diámetros, por ejemplo $D_e > 0,25 \text{ m}$ la ecuación para paredes planas, (a) puede aplicarse. La exactitud respectiva es de 5% para diámetros mayores de $0,4 \text{ m}$ y 10% para diámetros $0,25 < D_e < 0,4 \text{ m}$. La ecuación (a) también se usa para conductos con sección rectangular, con una anchura y altura de similar magnitud.

b) Exterior de edificios

Para paredes planas verticales en el exterior de los edificios y por aproximación para grandes esferas, la parte convectiva, h_{cv} del coeficiente superficial está dado por:

- flujo laminar ($v \cdot H \leq 8 \text{ m}^2/\text{s}$)

$$h_{cv} = 3,96 \sqrt{\frac{v}{H}} \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (\text{e})$$

- flujo turbulento ($v \cdot H \geq 8 \text{ m}^2/\text{s}$)

$$h_{cv} = 5,76 \sqrt[5]{\frac{v^4}{H}} \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (\text{f})$$

Para tuberías horizontales y verticales que están en el exterior de edificios, se aplican las siguientes expresiones:

- flujo laminar ($v \cdot D_e \leq 8,55 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}$)

$$h_{cv} = \frac{8,1 \cdot 10^{-3}}{D_e} + 3,14 \sqrt{\frac{v}{D_e}} \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (\text{g})$$

- flujo turbulento ($v \cdot D_e \geq 8,55 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2/\text{s}$)

$$h_{cv} = 8,9 \frac{v^{0,9}}{D_e^{0,1}} \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (\text{h})$$

donde:

D_e es el diámetro exterior del aislamiento, en m.

v es la velocidad del viento, en m/s.

NOTA: Para el cálculo de la temperatura superficial, las expresiones (a) y (b) debieran ser usadas para la pared y la tubería en lugar de las fórmulas (e) y (h) cuando no está establecida la presencia de aire.

Para paredes horizontales en superficies al exterior, en caso de flujo laminar se aplicaría la ecuación (e) y la (f) en caso de flujo turbulento.

Para los líquidos en el interior de tuberías y depósitos, los coeficientes superficiales alcanzan valores muy elevados, en general superiores a $2.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

Lo mismo sucede con el vapor de agua saturado.

02.01.02.03. Aproximación para el cálculo de h_e

Para cálculos aproximados las siguientes ecuaciones para el coeficiente exterior, h_e en el interior de edificios pueden aplicarse.

Para tuberías horizontales:

$$h_e = C_A + 0,5 \Delta\theta \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Para tuberías verticales y paredes:

$$h_e = C_B + 0,09 \Delta\theta \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

usando los coeficientes de la siguientes tabla:

Superficie	C_A	C_B
aluminio brillante	2,5	2,7
aluminio oxidado	3,1	3,3
chapa de metal galvanizado, limpio	4,0	4,2
chapa de metal galvanizado, sucio	5,3	5,5
acero austenítico	3,2	3,4
plancha de aluminio-zinc	3,4	3,6
superficies no metálicas	8,5	8,7

Las anteriores ecuaciones son aplicables para tuberías horizontales en el rango de $D_e = 0,35 \text{ m}$ hasta 1 m y para tuberías verticales de todos los diámetros.

02.01.02.04. Resistencia térmica superficial R_{se}

La resistencia térmica superficial R_{se} es la inversa del coeficiente superficial h .

Para paredes planas, la resistencia térmica superficial R_{se} ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$) es:

$$R_{se} = \frac{1}{h_e} \quad (\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$$

Para paredes cilíndricas, la resistencia térmica superficial lineal R_{se} viene dada por:

$$R_{se} = \frac{1}{h_e \cdot \pi \cdot D_e} \quad (\text{m} \cdot \text{K})/\text{W}$$

Para paredes esféricas, la resistencia térmica R_{sph} es:

$$R_{sphe} = \frac{1}{h_e \cdot \pi \cdot D_e^2} \quad \text{K}/\text{W}$$

02.01.03. Transmitancia térmica.

La transmitancia térmica de una pared plana, U , es la cantidad de flujo de calor que en estado estacionario pasa por unidad de área, dividida por la diferencia de temperatura en los

alrededores de ambas caras de la pared. Análogas expresiones tendrían paredes cilíndricas y esféricas según:

$$U = \frac{q}{\theta_i - \theta_a} \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad U_l = \frac{q_l}{\theta_i - \theta_a} \quad \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K}) \quad U_{\text{sph}} = \frac{q}{\theta_i - \theta_a} \quad \text{W}/\text{K}$$

Para paredes planas, la transmitancia térmica U puede calcularse:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + R + \frac{1}{h_e} = R_{\text{si}} + R + R_{\text{se}} \quad (\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$$

Para paredes cilíndricas, la transmitancia térmica lineal U_l puede calcularse:

$$\frac{1}{U_l} = \frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot D_i} + R_l + \frac{1}{h_e \cdot \pi \cdot D_e} = R_{li} + R_l + R_{le} \quad (\text{m} \cdot \text{K})/\text{W}$$

Para paredes esféricas, la transmisión térmica U_{sph} viene dada por:

$$\frac{1}{U_{\text{sph}}} = \frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot D_i^2} + R_{\text{sph}} + \frac{1}{h_e \cdot \pi \cdot D_e^2} \quad \text{K}/\text{W}$$

Como se ha indicado antes, el valor de h_i es muy elevado, por lo que la resistencia superficial de líquidos en el interior de depósitos y tuberías R_{si} es pequeña y se puede despreciar. Para la resistencia superficial exterior R_{se} , se aplican las ecuaciones indicadas. Para conductos de aire es necesario considerar también el coeficiente superficial interior.

La inversa de la transmitancia térmica U es la resistencia térmica R_T para paredes planas y la resistencia térmica total lineal R_{Tl} para paredes cilíndricas y $R_{T\text{sph}}$ para paredes esféricas.

02.01.04. Distribución de temperaturas. Temperaturas superficiales.

02.01.04.01. Temperaturas intermedias. La ecuación general que nos da la pérdida de calor en un elemento multicapa puede escribirse de la siguiente forma general:

$$q = \frac{\theta_i - \theta_a}{R_T} \quad \text{W}/\text{m}^2$$

donde

$$R_T = R_{\text{si}} + R_1 + R_2 + \dots + R_n + R_{\text{se}} \quad (\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$$

$R_1, R_2 \dots$ son las resistencias térmicas de cada capa individual; $R_{\text{si}}, R_{\text{se}}$ son las resistencias térmicas superficiales de las superficies interior y exterior.

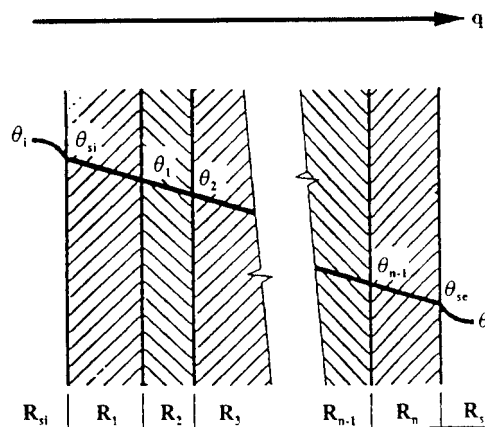


Fig. 8. Distribución de la temperatura en una pared plana multicapa, mostrando la dependencia lineal de la resistencia térmica superficial y las resistencias térmicas de cada capa independiente.

La relación entre la resistencia de cada capa o de la resistencia superficial respecto a la resistencia total dará una medida de la caída de temperatura en cada capa o superficie (K).

Para la obtención de los valores de R_1 , R_2 , R_{si} , R_{se} y R_T véanse las fórmulas anteriores.

$$\theta_1 - \theta_2 = \frac{R_1}{R_T} \cdot (\theta_i - \theta_a)$$

$$\theta_i - \theta_{si} = \frac{R_{si}}{R_T} \cdot (\theta_i - \theta_a)$$

$$\theta_2 - \theta_3 = \frac{R_2}{R_T} \cdot (\theta_i - \theta_a)$$

$$\theta_{se} - \theta_a = \frac{R_{se}}{R_T} \cdot (\theta_i - \theta_a)$$

02.01.04.02. Temperatura superficial

Dado que no es posible conocer todos los parámetros que entran en juego, resulta difícil garantizar la temperatura superficial.

El cálculo de la temperatura superficial se usa normalmente para determinar un valor límite de la temperatura de la instalación por razones de seguridad.

El cálculo teórico puede variar en la práctica por distintas condiciones. Éstas pueden ser: la temperatura ambiente, el movimiento del aire, el estado de la superficie del aislamiento, el efecto radiativo de los cuerpos adyacentes, condiciones meteorológicas, ...

Para la obtención de la temperatura superficial partimos de la fórmula anterior; despreciando la R_{si} , como se ha indicado antes:

$$\theta_{se} = \theta_a + \frac{R_{se}}{R_T} (\theta_i - \theta_a) \text{ } ^\circ\text{C}$$

y al sustituir los valores de R_{se} y R_T , para una sola capa de aislante:

Paredes planas:

$$\theta_{se} = \theta_a + \frac{(\theta_i - \theta_a)}{\frac{h_e \cdot d}{\lambda} + 1} \text{ } ^\circ\text{C}$$

Paredes cilíndricas:

$$\theta_{se} = \theta_a + \frac{(\theta_i - \theta_a)}{\frac{h_e D_e}{2\lambda} \ln \frac{D_e}{D_i} + 1} \text{ } ^\circ\text{C}$$

El diagrama nº 1 adjunto permite calcular directamente el espesor del aislamiento que resulta para una misma temperatura superficial, en una pared plana y en paredes cilíndricas de diversos diámetros y considerando el resto de condiciones iguales. Esto supone que el valor de la conductividad térmica, λ , debe ser igual en ambos tipos de aislante en el intervalo de temperaturas de trabajo para cada caso.

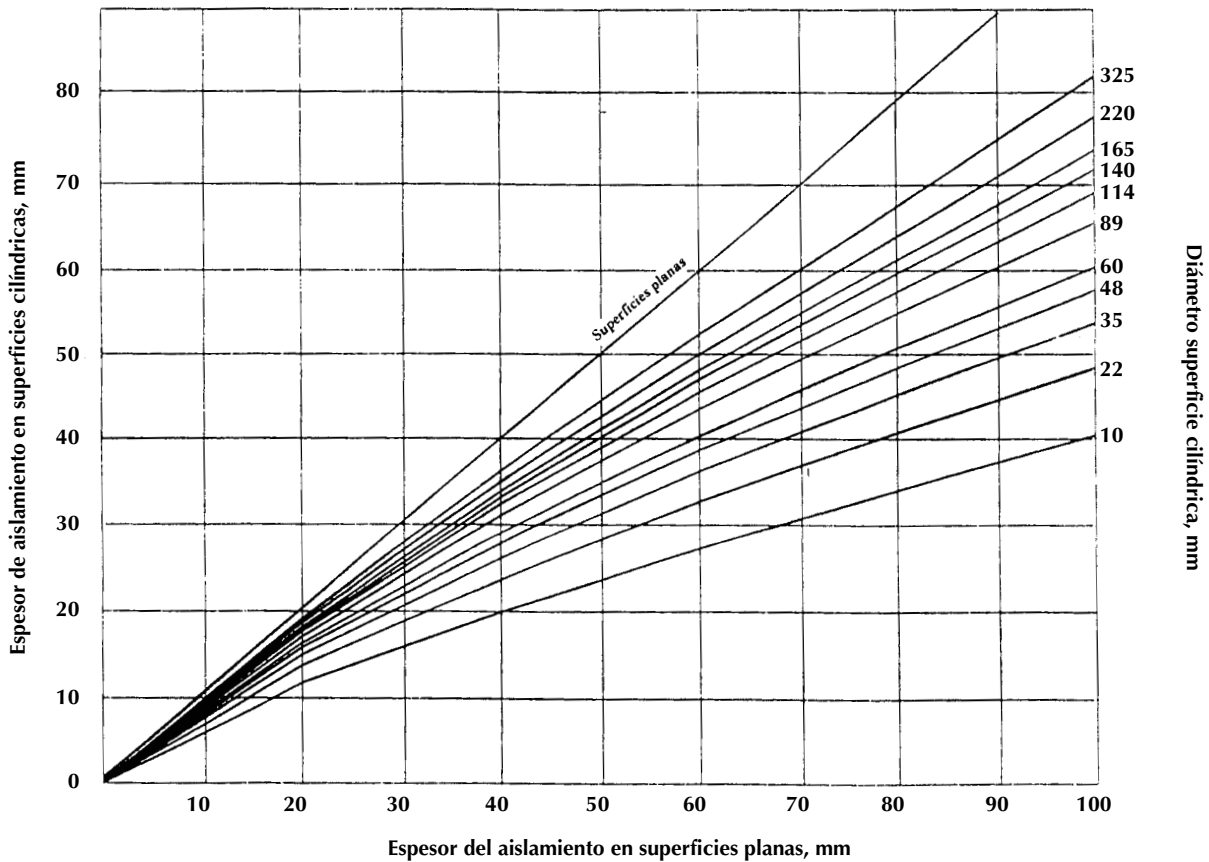


Diagrama 1: Esesores equivalentes entre paredes planas y cilíndricas.

A partir de la expresión para una tubería cilíndrica se obtiene a partir del diámetro y de un parámetro C' , entrando en el diagrama 2, el espesor de aislamiento para una tubería fijando la densidad del flujo de calor o la temperatura superficial de la misma.

Comentar que en esta fórmula se toma un valor constante de la conductividad térmica cuando esta es variable, y que por ello es una aproximación al comportamiento real.

Fijando el flujo de calor al exterior, q , en W/m^2 , resulta la siguiente expresión:

$$C'' = 2 \cdot \lambda \left[\left(\frac{(\theta_{im} - \theta_a)}{q} \right) - \frac{1}{h_e} \right]$$

donde $C'' = D_e \cdot \ln \frac{D_e}{D_i}$

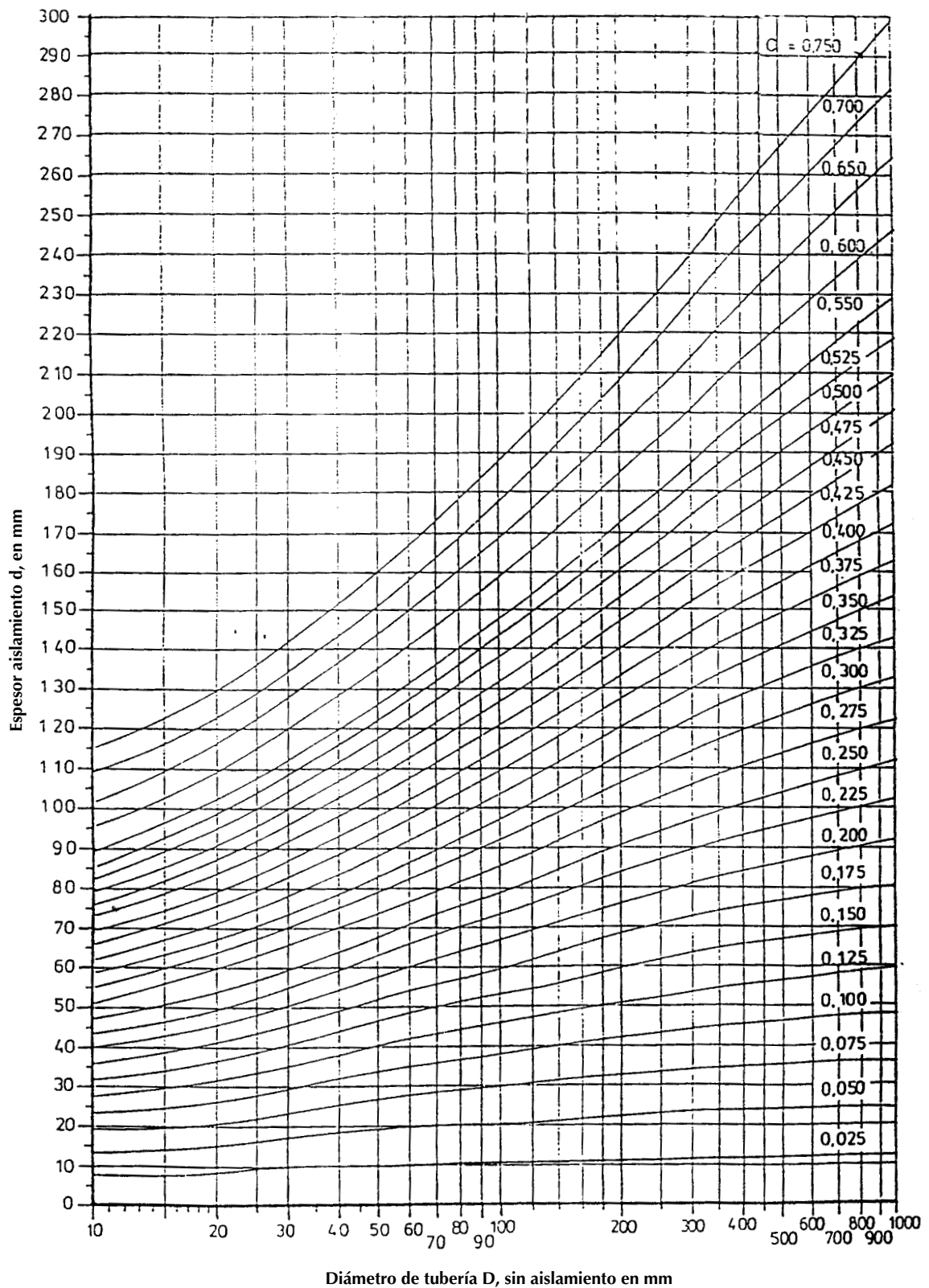
Análoga expresión se tiene si se fija la temperatura superficial externa, obteniendo:

$$C'' = \frac{2 \cdot \lambda}{h_e} \cdot \left[\left(\frac{(\theta_{im} - \theta_a)}{\theta_{se} - \theta_a} \right) - 1 \right]$$

donde $C'' = D_e \cdot \ln \frac{D_e}{D_i}$

Con las anteriores expresiones y en función del diámetro sin aislamiento de la tubería en mm obtenemos el espesor de aislamiento en mm.

Diagrama 2. Determinación del espesor de aislamiento de una tubería para una densidad de flujo de calor determinado o para una temperatura superficial fija.



Ejemplos de aplicación

a) Cálculo de espesores de aislamiento necesarios para una pared de doble capa de un horno

Para este ejemplo se dan las siguientes condiciones de contorno:

temperatura interior	$\theta_i = 850 \text{ }^\circ\text{C}$
temperatura exterior	$\theta_a = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
altura de la pared	$H = 4 \text{ m}$
máxima densidad de flujo de calor	$q = 300 \text{ W/m}^2$
coeficiente de radiación de la chapa galvanizada	$C_r = 1,47 \cdot 10^{-8} \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K}^4)$

Se asume que el aislamiento consta de los siguientes materiales:

1.^a capa: fibra de lana cerámica.

2.^a capa: panel de lana de roca (BX SPINTEX 643-100), con chapa galvanizada de revestimiento externo.

La temperatura intermedia entre las capas de aislamiento: $\theta_i = 650 \text{ }^\circ\text{C}$

Sin considerar el coeficiente superficial interior, el espesor de aislamiento de la primera capa de lana

cerámica se puede hallar con la ecuación $q = \frac{\lambda_1}{d_1} \cdot (\theta_i - \theta_a)$ con una conductividad térmica de $\lambda_1 = 0,20$ W/(m · K) a $\theta_{av} = \frac{850 + 650}{2} = 750 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$d_1 = 0,20 \cdot \frac{850 - 650}{300} = 0,133 \text{ m}$$

Para calcular el espesor de la segunda capa de lana de roca, el coeficiente superficial h_{se} se calcula de la ecuación $h_r = a_r \cdot C_r$, estimando una temperatura superficial exterior $\theta_{se} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$a_r = \frac{(333)^4 - (293)^4}{333 - 293} = 1,23 \cdot 10^8 \text{ K}^3$$

h_r viene dado por

$$h_r = 1,23 \cdot 10^8 \cdot 1,47 \cdot 10^{-8} = 1,81 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

Para calcular el término convectivo hay que establecer inicialmente si el flujo es laminar o turbulento.

Para ello se calcula el valor del término

$$H^3 \cdot \Delta\theta = 4^3 \cdot (60 - 20) = 2.560 \geq 10 \text{ m}^3 \cdot \text{K}$$

con lo que tenemos flujo turbulento. Aplicamos entonces la ecuación:

$$h_{cv} = 1,74 \sqrt[3]{\Delta\theta} = 1,74 \sqrt[3]{40} = 5,95 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

dando un coeficiente superficial exterior total:

$$h_e = 7,76 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

La conductividad térmica del BX SPINTEX 643-100 entre $650 \text{ }^\circ\text{C}$ y $60 \text{ }^\circ\text{C}$ es $\lambda_2 = 0,109 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$.

Para el cálculo del espesor del aislamiento de la segunda capa, se utiliza la ecuación:

$$q = \frac{(\theta_i - \theta_a)}{\frac{d_2}{\lambda} + \frac{1}{h_e}} \text{ W/m}^2$$

El aislamiento necesario d_2 viene dado por una simple transformación matemática:

$$d_2 = 0,109 \cdot \left(\frac{650 - 20}{300} - \frac{1}{7,76} \right) = 0,215 \text{ m}$$

El cálculo debe comprobarse con la densidad del índice de flujo de calor que resulta de aplicar este espesor:

$$q = \frac{850 - 20}{\frac{0,133}{0,20} + \frac{0,215}{0,109} + \frac{1}{7,76}} = 300 \text{ W/m}^2$$

El cálculo de la distribución de temperatura daría $\theta_1 = 649,5 \text{ }^\circ\text{C}$ y una temperatura superficial exterior de $\theta_{se} = 58,66 \text{ }^\circ\text{C}$, que está en concordancia con la hipótesis inicial.

b) Cantidad de flujo de calor y temperatura superficial de una tubería aislada

Para una tubería horizontal aislada de suministro de aire caliente con un revestimiento metálico, se debe calcular la densidad del flujo de calor y la temperatura superficial exterior.

Condiciones de contorno:

temperatura media (aire):	$\theta_1 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$
temperatura del aire exterior:	$\theta_a = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
diámetro de la tubería:	$D_i = 0,324 \text{ m}$
espesor de aislamiento (manta de lana de roca, SPINTEX 342G-70):	$d = 0,200 \text{ m}$
conductividad térmica del aislamiento entre $300 \text{ }^\circ\text{C}$ y $30 \text{ }^\circ\text{C}$	$\lambda = 0,052 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$
coeficiente de radiación del revestimiento metálico del aislamiento:	$C_r = 2,5 \cdot 10^{-8} \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K}^4)$

Se calcula el coeficiente superficial exterior h_e con una temperatura superficial estimada de $\theta_{se} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$

Para calcular el h_{cv} se establece inicialmente si el flujo es laminar o turbulento.

Para ello comprobamos si:

$$D^3 \cdot \Delta\theta = 0,724^3 \cdot 10 = 4,05 \leq 10 \text{ m}^3 \cdot \text{K}$$

entonces estamos trabajando en régimen laminar. Con los datos del problema tenemos que:

$$h_{cv} = 1,25 \sqrt[4]{\frac{\Delta\theta}{D_e}} = 1,25 \sqrt[4]{\frac{10}{0,724}} = 2,41 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

$$h_r = \frac{303^4 - 293^4}{303 - 293} \cdot 2,5 \cdot 10^{-8} = 2,64 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

luego

$$h_e = 2,41 + 2,64 = 5,04 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

No se considera el coeficiente superficial interior. La densidad lineal de flujo de calor se calcula entonces de acuerdo con las ecuaciones indicadas en el apartado 02.01.03.

$$q_1 = \frac{\pi \cdot (300 - 20)}{\frac{1}{2 \cdot 0,052} \cdot \ln \frac{0,724}{0,324} + \frac{1}{5,04 \cdot 0,724}} = 109,9 \text{ W/m}$$

La temperatura superficial exterior se halla entonces con la ecuación:

$$\theta_{se} = \theta_a + \frac{\theta_i - \theta_a}{\frac{h_e D_e}{2\lambda} \ln \frac{D_e}{D_i} + 1}$$

resultando:

$$\theta_{se} = 20 + \frac{300 - 20}{\frac{5,04 \cdot 0,724}{2 \cdot 0,052} \ln \frac{0,724}{0,324} + 1} = 29,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

que se admite como aceptable frente al término 30 °C estimado.

02.01.05. Prevención de condensación superficial

En instalaciones con temperatura superficial inferior a la de rocío del ambiente, se produce condensación.

El cálculo de un espesor de aislamiento adecuado permite que esta temperatura superficial sea igual o superior a la de rocío, lo que evitará las condensaciones.

Además de los datos para el cálculo de la temperatura superficial, necesitamos el de la humedad relativa del aire ambiente, que a veces no es conocida o sólo puede estimarse. Cuanto más elevada es la humedad relativa, más difícil es obtener un valor preciso, por lo que las fluctuaciones de humedad o de temperatura superficial son determinantes.

Mediante la Tabla 1 obtenemos la temperatura de rocío θ_d , que al sustituir, nos deja como incógnita el espesor d para superficies planas:

$$d \geq \frac{\lambda}{h_e} \cdot \frac{\theta_d - \theta_i}{\theta_a - \theta_d} \text{ m}$$

Para paredes cilíndricas el espesor ($D_e = D_i + 2d$) aparece dentro y fuera del logaritmo, por lo que es necesario emplear un sistema iterativo

$$\frac{D_e}{2} \ln \frac{D_e}{D_i} \geq \frac{\lambda (\theta_d - \theta_i)}{h_e (\theta_a - \theta_d)}$$

o bien recurrir a la tabla n.º 1 ya citada.

Tabla 1
Diferencia de temperatura admisible entre la superficie y el aire ambiente, para diferentes humedades relativas

Temperatura del aire ambiente °C	Humedades relativas de aire en %													
	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95
-20	—	10,4	9,1	8,0	7,0	6,0	5,2	4,5	3,7	2,9	2,3	1,7	1,1	0,5
-15	12,3	10,8	9,6	8,3	7,3	6,4	5,4	4,6	3,8	3,1	2,5	1,8	1,2	0,6
-10	12,9	11,3	9,9	8,7	7,6	6,6	5,7	4,8	3,9	3,2	2,5	1,8	1,2	0,6
-5	13,4	11,7	10,3	9,0	7,9	6,8	5,8	5,0	4,1	3,3	2,6	1,9	1,2	0,6
0	13,9	12,2	10,7	9,3	8,1	7,1	6,0	5,1	4,2	3,5	2,7	1,9	1,3	0,7
2	14,3	12,6	11,0	9,7	8,5	7,4	6,4	5,4	4,6	3,8	3,0	2,2	1,5	0,7
4	14,7	13,0	11,4	10,1	8,9	7,7	6,7	5,8	4,9	4,0	3,1	2,3	1,5	0,7
6	15,1	13,4	11,8	10,4	9,2	8,1	7,0	6,1	5,1	4,1	3,2	2,3	1,5	0,7
8	15,6	13,8	12,2	10,8	9,6	8,4	7,3	6,2	5,1	4,2	3,2	2,3	1,5	0,8
10	16,0	14,2	12,6	11,2	10,0	8,6	7,4	6,3	5,2	4,2	3,3	2,4	1,6	0,8
12	16,5	14,6	13,0	11,6	10,1	8,8	7,5	6,3	5,3	4,3	3,3	2,4	1,6	0,8
14	16,9	15,1	13,4	11,7	10,3	8,9	7,6	6,5	5,4	4,3	3,4	2,5	1,6	0,8
16	17,4	15,5	13,6	11,9	10,4	9,0	7,8	6,6	5,4	4,4	3,5	2,5	1,7	0,8
18	17,8	15,7	13,8	12,1	10,6	9,2	7,9	6,7	5,6	4,5	3,5	2,6	1,7	0,8
20	18,1	15,9	14,0	12,3	10,7	9,3	8,0	6,8	5,6	4,6	3,6	2,6	1,7	0,8
22	18,4	16,1	14,2	12,5	10,9	9,5	8,1	6,9	5,7	4,7	3,6	2,6	1,7	0,8
24	18,6	16,4	14,4	12,6	11,1	9,6	8,2	7,0	5,8	4,7	3,7	2,7	1,8	0,8
26	18,9	16,6	14,7	12,8	11,2	9,7	8,4	7,1	5,9	4,8	3,7	2,7	1,8	0,9
28	19,2	16,9	14,9	13,0	11,4	9,9	8,5	7,2	6,0	4,9	3,8	2,8	1,8	0,9
30	19,5	17,1	15,1	13,2	11,6	10,1	8,6	7,3	6,1	5,0	3,8	2,8	1,8	0,9
35	20,2	17,7	15,7	13,7	12,0	10,4	9,0	7,6	6,3	5,1	4,0	2,9	1,9	0,9
40	20,9	18,4	16,1	14,2	12,4	10,8	9,3	7,9	6,5	5,3	4,1	3,0	2,0	1,0
45	21,6	19,0	16,7	14,7	12,8	11,2	9,6	8,1	6,8	5,5	4,3	3,1	2,1	1,0
50	22,3	19,7	17,3	15,2	13,3	11,6	9,9	8,4	7,0	5,7	4,4	3,2	2,1	1,0

Ejemplo: A una temperatura ambiente de 20 °C y 70% de humedad relativa, la temperatura superficial mínima permitida o temperatura de rocío $\theta_d = 20 - 5,6 = 14,4$ °C

Ejemplo de aplicación

Prevención de la condensación superficial. Espesor de aislamiento requerido para evitar la condensación

Condiciones de contorno:

Temperatura interior:

$$\theta_i = -20 \text{ °C}$$

Temperatura ambiente:

$$\theta_a = 20 \text{ °C}$$

Diámetro de la tubería sin aislamiento (3 1/2"): $D_i = 0,1 \text{ m}$

$$D_i = 0,1 \text{ m}$$

Humedad relativa del ambiente:

$$\Phi = 75\%$$

Conductividad térmica de la coquilla de lana de vidrio Isover entre 20 °C y -20 °C

$$\lambda = 0,029 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$$

La Tabla 1 da una diferencia máxima de 4,6 °C, por lo que la temperatura de rocío es de $\theta_d = 15,4$ °C

El coeficiente superficial de transmisión de calor lo estimamos en:

$$h_e = 9 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

Aplicando la fórmula del espesor de la superficie plana, tendremos:

$$d \geq \frac{0,029}{9} \cdot \frac{15,4 - (-20)}{4,6} = 0,025 \text{ m}$$

y para la tubería de 3 1/2" del Diagrama 1 obtenemos un valor de aproximadamente 25 mm de espesor (en este caso se elegiría coquilla de 30 mm de espesor que es el menor espesor comercial de este producto).