

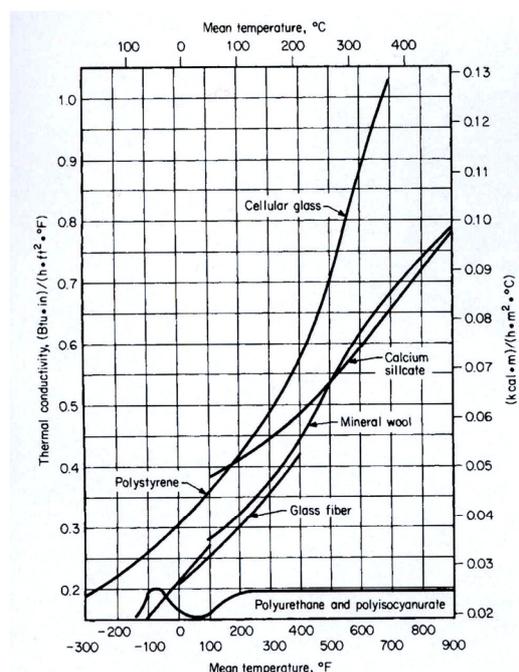
## Coibentazioni

Le coibentazioni hanno lo scopo di ridurre le dispersioni termiche di un apparecchio o di una tubazione verso l'ambiente esterno e si utilizzano soprattutto quando la temperatura operativa è molto diversa (superiore o inferiore) a quella ambiente. Le coibentazioni si utilizzano anche per assicurare che la temperatura della parete esterna dell'apparecchio sia tale da non causare danni in caso di contatto accidentale: in questo caso la temperatura non deve superare i 50°C. Infine, le coibentazioni si possono utilizzare per evitare lo stillicidio, ossia la condensazione dell'umidità dell'acqua sulla superficie esterna (fredda) dell'apparecchio, o la formazione di ghiaccio, se la temperatura esterna dovesse scendere sotto 0°C.

La scelta del materiale coibente da utilizzare dipende principalmente dalla temperatura della superficie dell'apparecchio, dalla riduzione di disperdimento termico che si vuole ottenere, da esigenze legate alla facilità di montaggio/smontaggio e dal costo.

Le caratteristiche di alcuni comuni materiali coibenti sono riportati in tabella: la conducibilità termica aumenta all'aumentare della temperatura.

Materiale	Temperatura di impiego (°C)	Conducibilità termica (W/m°C)	Densità (kg/m <sup>3</sup> )
Polistirolo espanso	-30/+80	0.025-0.045	10-40
Poliuretano espanso	-150/+140	0.02-0.05	20-150
Sughero	-80/+50	0.03 - 0.05	140-160
Perlite espansa	-150/+400	0.04 - 0.07	100-150
Vermiculite espansa	-50/+100	0.05 - 0.10	400-500
Lana di vetro	0/+300	0.075 - 0.11	70-120
Lana di roccia	0/+500	0.04 - 0.06	120 - 150
Silicato di calcio	+200/+700	0.04 - 0.06	200 - 250
Caolinite in mattoni	+600/+1500	0.2 - 0.4	500 -700



In molti casi si tratta di materiali fibrosi, in cui va evitato che ci siano infiltrazioni di umidità, dato che l'acqua conduce bene il calore e peggiorerebbe le proprietà isolanti del coibente. La superficie del coibente va in ogni caso protetta dalle intemperie, che potrebbero danneggiarlo. A tale scopo si utilizzano rivestimenti, che possono essere costituiti da fasce imbevute in cemento (apparecchi al chiuso) fogli di materiale polimerico o resinoso, lamierino metallico, ecc. Le giunzioni devono essere sigillate, con resine o asfalto, soprattutto per sistemi che operano intorno, o al di sotto, della temperatura di congelamento dell'acqua, o nelle situazioni in cui il vapor d'acqua eventualmente penetrato attraverso la coibentazione possa condensare alla temperatura più bassa a cui si trova la parete metallica dell'apparecchio.

Se non ci sono esigenze specifiche, legate alla sicurezza per gli operatori, o al raggiungimento di temperature superficiali che evitino stillicidio, o solidificazione, del vapor acqueo atmosferico, lo spessore ottimale della coibentazione può essere valutato in base a criteri di minimo costo che tengano conto di:

- Costo del calore perduto attraverso la coibentazione;
- Costo del coibente;
- Costo del materiale di finitura superficiale;

Queste voci di costo sono direttamente correlate al tipo di coibente selezionato e al suo spessore; altre voci di costo, invece, come quelle relative all'installazione del coibente si possono considerare indipendenti da queste variabili.

## Superficie piana

Il calore disperso per unità di superficie è dato da:

$$\frac{Q}{A} = U \cdot (T_i - T_e) = \frac{T_i - T_e}{\frac{1}{h_i} + \frac{s_m}{k_m} + \frac{s_c}{k_c} + \frac{1}{h_e}} = h_e \cdot (T_s - T_e)$$

Q = calore disperso (W)

A = superficie (m<sup>2</sup>)

U = coefficiente globale di scambio termico (W/m<sup>2</sup>°C)

T<sub>i</sub> = temperatura interna (°C)

T<sub>e</sub> = temperatura esterna (°C)

T<sub>s</sub> = temperatura sulla superficie esterna del coibente (°C)

h<sub>i</sub> = coefficiente di scambio termico all'interno (W/m<sup>2</sup>°C)

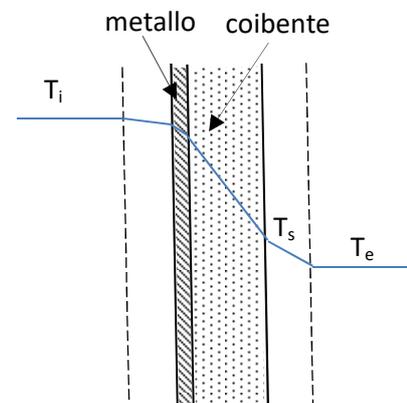
h<sub>e</sub> = coefficiente di scambio termico all'esterno (W/m<sup>2</sup>°C)

s<sub>m</sub> = spessore della parete metallica (m)

k<sub>m</sub> = conducibilità termica del metallo (W/m°C)

s<sub>c</sub> = spessore del coibente (m)

k<sub>c</sub> = conducibilità termica del coibente (W/m°C)



Le relazioni alle superfici piane si possono applicare anche a superfici cilindriche di apparecchi in cui lo spessore della parete metallica, e quello del coibente, siano molto inferiore rispetto al diametro dell'apparecchio.

Generalmente il coefficiente di scambio termico all'interno è alto e la parete metallica ha buona conducibilità termica e spessore modesto; in queste ipotesi, la relazione precedente si semplifica:

$$\frac{Q}{A} = \frac{T_i - T_e}{\frac{s_c}{k_c} + \frac{1}{h_e}} = h_e \cdot (T_s - T_e)$$

Il coefficiente di scambio dell'aria esterna si può calcolare con le seguenti relazioni:

Aria in quiete (convezione naturale)		Aria in movimento (convezione forzata)
Tubi orizzontali e tubi verticali lunghi	$h_e = 1.302 \cdot \left(\frac{\Delta T_f}{d_o}\right)^{0.25}$	$h_e = \frac{16.12 \cdot u^{0.6}}{T_f^{0.168} \cdot d_o^{0.4}}$
Superfici verticali di altezza < 60 cm	$h_e = 1.365 \cdot \left(\frac{\Delta T_f}{L}\right)^{0.25}$	
Superfici verticali di altezza > 60 cm	$h_e = 1.771 \cdot (\Delta T_f)^{0.25}$	
Superfici orizzontali dirette verso l'alto	$h_e = 2.492 \cdot (\Delta T_f)^{0.25}$	
Superfici orizzontali dirette verso il basso	$h_e = 1.312 \cdot (\Delta T_f)^{0.25}$	
$\Delta T_f = T_s - T_e =$ differenza di temperatura attraverso il film (°C) $d_o =$ diametro esterno (m) $L =$ altezza (m)		$d_o =$ diametro esterno (m) $T_f =$ temperatura media del film (K) $T_f = \frac{T_s + T_e}{2}$ $u =$ velocità del vento (m/s)

In caso di aria in quiete il valore del coefficiente di scambio esterno può risultare molto basso e, oltre allo scambio termico per convezione naturale occorre tenere conto del contributo dell'irraggiamento. Ciò può essere fatto utilizzando la relazione:

$$Q_{irraggiamento} = \sigma \cdot A \cdot \varepsilon \cdot (T_s^4 - T_e^4)$$

$\varepsilon =$  emissività della superficie esterna

$\sigma =$  costante di Stefan-Boltzman,  $5.67 \cdot 10^{-8}$  (W/m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>)

$T_e =$  temperatura esterna (K)

$T_s =$  temperatura sulla superficie esterna del coibente (K)

Si può definire uno pseudo-coefficiente di scambio termico per irraggiamento:

$$h_r = \frac{Q_{irraggiamento}}{A \cdot (T_s - T_e)} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot \frac{T_s^4 - T_e^4}{T_s - T_e} \cong \sigma \cdot \varepsilon \cdot \frac{(T_s + T_e)^3}{2}$$

$h_r =$  pseudo-coefficiente di scambio termico per irraggiamento all'esterno (W/m<sup>2</sup>°C)

I valori dell'emissività di alcune tipologie di superfici sono riportate in tabella.

Tipologia di superficie	Temperatura (°C)	Emissività
Alluminio lucido	20-580	0.05-0.057
Alluminio ossidato	150-600	0.11-0.19
Acciaio lucido	150	0.21
Acciaio ossidato	40-250	0.95
Zinco lucido	225-325	0.045-0.053
Zinco ossidato	25	0.271

## Superficie cilindrica

Il calore disperso per unità di lunghezza di tubo è dato da:

$$\frac{Q}{L} = U_L \cdot \pi \cdot d_e \cdot (T_i - T_e) = \frac{\pi \cdot (T_i - T_e)}{\frac{1}{h_i \cdot d_i} + \frac{1}{2 \cdot k_m} \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{2 \cdot k_c} \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_o}\right) + \frac{1}{h_e \cdot d_e}} =$$
$$= \pi \cdot d_e \cdot h_e \cdot (T_s - T_e)$$

Q = calore disperso (W)

L = lunghezza della tubazione (m)

$U_L$  = coefficiente di scambio termico globale, riferito alla lunghezza della tubazione (W/m<sup>2</sup>°C)

$T_i$  = temperatura interna (°C)

$T_e$  = temperatura esterna (°C)

$T_s$  = temperatura sulla superficie esterna del coibente (°C)

$h_i$  = coefficiente di scambio termico all'interno (W/m<sup>2</sup>°C)

$h_e$  = coefficiente di scambio termico all'esterno (W/m<sup>2</sup>°C)

$d_i$  = diametro interno della tubazione (m)

$d_o$  = diametro esterno della tubazione (m)

$d_e$  = diametro esterno del coibente (m)

$k_m$  = conducibilità termica del metallo (W/m°C)

$k_c$  = conducibilità termica del coibente (W/m°C)

Anche in questo caso, se il coefficiente di scambio termico all'interno è alto e la parete metallica ha buona conducibilità termica e spessore modesto, la relazione precedente si semplifica:

$$\frac{Q}{L} = U_L \cdot \pi \cdot d_e \cdot (T_i - T_e) = \frac{\pi \cdot (T_i - T_e)}{\frac{1}{2 \cdot k_c} \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_o}\right) + \frac{1}{h_e \cdot d_e}} = \pi \cdot d_e \cdot h_e \cdot (T_s - T_e)$$

La temperatura di un fluido che scorra all'interno di una tubazione varia lungo la tubazione stessa, per effetto delle dispersioni termiche, e la variazione di temperatura sarà maggiore tanto maggiore è la lunghezza della tubazione e tanto peggiore è l'isolamento termico. Il problema si pone soprattutto per le tubazioni di elevata lunghezza in cui il fluido, per effetto delle dispersioni termiche, possa cambiare di fase: ad esempio, il vapore d'acqua surriscaldato potrebbe divenire saturo e condensare. Il problema diventa molto serio soprattutto nel caso in cui un liquido, per effetto dei disperdimenti termici, possa solidificare, bloccando il flusso all'interno della tubazione, con gravi conseguenze anche per la sicurezza. In questo caso occorre garantire che la temperatura del fluido, alla fine della tubazione, sia superiore rispetto alla temperatura a cui si verifica il cambiamento di fase. A tal fine occorrerebbe anche tenere conto delle perdite di carico che il fluido incontra nel passaggio attraverso la tubazione: queste hanno effetto sulla temperatura di condensazione, che si riduce, e quindi possono essere trascurate, in un calcolo conservativo.

Per un tratto infinitesimo di tubo, di lunghezza  $dl$ , si può scrivere:

$$-w_c \cdot c_{pc} \cdot dT_i = U_L \cdot (T_i - T_e) \cdot dl$$

$w_c$  = portata del fluido caldo che passa nella tubazione (kg/s)

$c_{pc}$  = calore specifico del fluido caldo che passa nella tubazione (J/kg°C)

Integrando tra le condizioni iniziali,  $T_i = T_{in}$  per  $l = 0$ , e quelle finali,  $T_i = T_{fin}$  per  $l = L$  (dove  $T_{fin}$  è fissata qualche grado sopra alla temperatura che provocherebbe il cambiamento di fase indesiderato), si ricava il valore del coefficiente di scambio termico globale necessario:

$$U_L = \frac{w_c \cdot c_{pc}}{L} \cdot \ln\left(\frac{T_{in} - T_e}{T_{fin} - T_e}\right) = \frac{1}{d_e} \cdot \frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot d_i} + \frac{1}{2 \cdot k_m} \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{2 \cdot k_c} \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_o}\right) + \frac{1}{h_e \cdot d_e}}$$

Noto il valore di  $U_L$  si determina il diametro esterno del tubo coibentato e, quindi, lo spessore di coibente necessario. La relazione precedente si semplifica, se si può trascurare la resistenza termica del film del prodotto caldo che passa nella tubazione e quella della parete metallica:

$$U_L = \frac{w_c \cdot c_{pc}}{L} \cdot \ln\left(\frac{T_{in} - T_e}{T_{fin} - T_e}\right) \cong \frac{1}{d_e} \cdot \frac{1}{\frac{1}{2 \cdot k_c} \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_o}\right) + \frac{1}{h_e \cdot d_e}}$$

### Esempio 1 - Coibentazione di un evaporatore

Consideriamo il primo degli evaporatori a multiplo effetto di cui all'esercizio relativo. La temperatura dell'evaporatore è  $T_i = 124.4$ , e contiene una soluzione di soda: si suppone che l'evaporatore sia costruito in acciaio inossidabile ( $k_m = 16$  W/mK).

Il diametro interno dell'evaporatore è 2.3 m: si assume che lo spessore del mantello sia 5 mm: dato l'elevato rapporto tra diametro e spessore si può utilizzare il modello relativo alle superfici piane.

L'apparecchio è del tipo a basket, con un fascio tubiero alto 2.4 m: si ipotizza di lasciare 10 cm a disposizione del liquido al di sopra del fascio tubiero e 20 cm al di sotto del fascio tubiero; per l'evaporatore si utilizzano fondi ellittici, con rapporto dei semi assi 2:1, per cui lo spazio verticale occupato da un fondo è  $D/4 = 0.575$  m. Se si considerare che l'evaporatore sia pieno per metà di liquido, la sua altezza totale risulta 6.55 m; la parte cilindrica è alta 5.4 m.

La superficie esposta all'aria è la somma di quella laterale della parete cilindrica e di quella dei due fondi. La superficie laterale di ogni fondo è pari alla metà di quella di un ellissoide oblato con semiassi  $a = D/2 = 1.15$  m e  $c = D/4 = 0.575$  m:

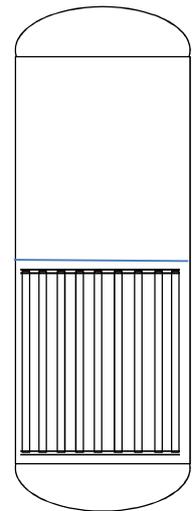
$$S_{oblato} = 2 \cdot \pi \cdot a^2 \cdot \left(1 + \frac{c}{a \cdot e \cdot \text{sen}(e)}\right) \quad \text{con } e^2 = 1 - \frac{c^2}{a^2}$$

Si ha  $e = 0.866$  e  $S = 14.6$  m<sup>2</sup>. La superficie di questo solido corrisponde, complessivamente, a quella dei 2 fondi; la superficie della porzione cilindrica del recipiente è 39 m<sup>2</sup>; in totale, la superficie esterna dell'evaporatore è circa 53.6 m<sup>2</sup>.

Il coefficiente di scambio all'interno (per la zona occupata dal liquido, è elevato: dato il valore di  $U_D = 1482$  W/m<sup>2</sup>K dell'evaporatore, e considerato che è riscaldato con vapore d'acqua condensante ( $h_{vap} = 8000$  W/m<sup>2</sup>K e  $R_d = 0.0001$  m<sup>2</sup>K/W) si ricava  $h_i = 2220$  W/m<sup>2</sup>K. Questo valore del coefficiente di scambio si riferisce alla porzione di evaporatore in cui è presente il liquido: nella parte superiore dell'apparecchio, in cui è presente solo vapore che si sviluppa dalla soluzione, il coefficiente sarà nettamente più basso, dell'ordine di 100 W/m<sup>2</sup>K. Conservativamente, si assumerà valido per tutto l'apparecchio il coefficiente  $h_i = 2220$  W/m<sup>2</sup>K relativo al liquido bollente.

Si assume che l'ambiente esterno si trovi a  $T_e = 15^\circ\text{C}$ , e che la velocità del vento sia  $u = 5$  m/s. In prima approssimazione si ipotizza che sia  $T_s \cong T_i$ , da cui si ha  $T_f = 342.9$  K, e si calcola il coefficiente di scambio termico dell'aria esterna  $h_e = 11.4$  W/m<sup>2</sup>K.

Quando l'apparecchio è privo di coibente, il calore disperso è dato dalla:



$$\frac{Q}{A} = \frac{T_i - T_e}{\frac{1}{h_i} + \frac{s_m}{k_m} + \frac{1}{h_e}} = 1234 \text{ W}$$

Il calore totale disperso verso l'esterno è quindi pari a:

$$Q_{\text{perso}} = 1234 \cdot 53.6 = 66157 \text{ W}$$

Il calore scambiato nell'evaporatore è 5539.6 kW, quindi la frazione di calore persa è circa 1.2%.

La temperatura della superficie dell'evaporatore si può calcolare dalla:

$$\frac{Q}{A} = 1234 = h_e \cdot (T_s - T_e)$$

Risulta  $T_s = 123.5^\circ\text{C}$ ; ricalcolando si ha  $T_f = 342.4 \text{ K}$  e che  $h_e = 11.4 \text{ W/m}^2\text{K}$ , come in precedenza.

Dato il valore molto modesto del coefficiente di scambio dell'aria, potrebbe essere il caso di tenere conto anche del contributo dell'irraggiamento.

Dapprima si ipotizza che, il recipiente non sia coibentato, e quindi la sua superficie presenti l'emissività dell'acciaio ossidato,  $\varepsilon = 0.95$ . Con  $T_s = 123.5^\circ\text{C}$ , ossia  $396.7 \text{ K}$ , e  $T_e = 288.2 \text{ K}$ , il valore dello pseudo-coefficiente di scambio termico per irraggiamento risulta:

$$h_r = \sigma \cdot \varepsilon \cdot \frac{(T_s + T_e)^3}{2} = 17.30 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Si ricava quindi:

$$\frac{Q}{A} = \frac{T_i - T_e}{\frac{1}{h_i} + \frac{s_m}{k_m} + \frac{s_c}{k_c} + \frac{1}{(h_e + h_r)}} = 3111 \text{ W/m}^2$$

Il calore perso è  $Q_{\text{perso}} = 166761 \text{ W}$ , pari a circa il 3% di quello scambiato nell'evaporatore.

La frazione di calore disperso aumenta parecchio in conseguenza dell'irraggiamento, poiché si è assunto che l'acciaio sia ossidato, cosa che comporta una emissività molto alta. Tuttavia, a creare maggiori problemi è la temperatura della superficie calda, che può risultare pericolosa per gli operatori in caso di contatto accidentale. Per prevenire questo rischio si fissa  $T_s = 50^\circ\text{C}$  e si valuta lo spessore di coibente necessario: si sceglie di utilizzare lana di vetro, con  $k_c = 0.09 \text{ W/mK}$ .

Data la temperatura della superficie, si ha  $T_f = 305.7 \text{ K}$  e  $h_e = 11.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Si trascura il contributo dell'irraggiamento che, in questo caso, aiuta a mantenere bassa la temperatura della superficie: il calcolo è quindi conservativo.

Il flusso di calore attraverso la superficie si calcola dalla:

$$\frac{Q}{A} = h_e \cdot (T_s - T_e) = 406 \text{ W/m}^2$$

La presenza della coibentazione riduce considerevolmente il flusso di calore verso l'esterno.

Lo spessore di coibente necessario si calcola dalla:

$$\frac{Q}{A} = 406 = \frac{T_i - T_e}{\frac{1}{h_i} + \frac{s_m}{k_m} + \frac{s_c}{k_c} + \frac{1}{h_e}}$$

e risulta  $s_c = 0.0164 \text{ m}$ .

## Esempio 2 - Coibentazione di una tubazione di vapore

Per riscaldare l'evaporatore di cui all'esempio precedente si invia una portata di 2.637 kg/s di vapore d'acqua: il vapore condensa alla pressione di 3.4 atm e alla temperatura di 138.3°C. Data la densità del vapore, pari a 1.76 kg/m<sup>3</sup> e fissata una velocità di 30 m/s nella tubazione, si ricava la sezione di passaggio necessaria (0.050 m<sup>2</sup>) e il diametro interno della tubazione,  $d_i = 0.252$  m. Si può quindi utilizzare una tubazione commerciale da 10 pollici in acciaio al carbonio ( $k_m = 45$  W/mK); assumendo uno spessore di 4 mm si ottiene  $d_o = 0.26$  m.

Si ipotizza che il vapore, all'origine, sia surriscaldato a una temperatura  $T_{in} = 150^\circ\text{C}$ : la tubazione è lunga 100 m e viene coibentata con lana di vetro ( $k_c = 0.1$  W/mK). Conservativamente, si assumono condizioni sfavorevoli per l'aria esterna ( $T_e = 0^\circ\text{C}$ ,  $u = 10$  m/s).

Per garantire che non si abbia condensazione nella tubazione, si impone che la temperatura all'uscita della tubazione sia superiore di 5°C rispetto a quella di condensazione, ossia  $T_{fin} = 143.3^\circ\text{C}$ ; come coefficiente di scambio termico del vapore surriscaldato nella tubazione si assume  $h_i = 100$  W/m<sup>2</sup>K.

Per calcolare il coefficiente di scambio termico con l'aria occorre ipotizzare un valore della temperatura della superficie del coibente e un diametro del tubo coibentato: si assume  $T_s = 20^\circ\text{C}$ ,  $d_e = 0.3$  m e si calcola  $h_e = 40.2$  W/m<sup>2</sup>K, valore abbastanza alto data l'elevata velocità del vento.

Si valuta quindi  $U_L$  dalla:

$$U_L = \frac{w_c \cdot c_{pc}}{L} \cdot \ln\left(\frac{T_{in} - T_e}{T_{fin} - T_e}\right) = 2.27 \text{ W/mK}$$

e si ricava il diametro del tubo coibentato dalla:

$$U_L = 2.27 = \frac{1}{d_e} \cdot \frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot d_i} + \frac{1}{2 \cdot k_m} \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{2 \cdot k_c} \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_o}\right) + \frac{1}{h_e \cdot d_e}}$$

Risulta  $d_e = 0.332$  m, mentre la temperatura della superficie del coibente si calcola dalla:

$$\frac{Q}{L} = U_L \cdot \pi \cdot d_e \cdot (T_i - T_e) = \frac{\pi \cdot (T_i - T_e)}{\frac{1}{2 \cdot k_c} \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_o}\right) + \frac{1}{h_e \cdot d_e}} = \pi \cdot d_e \cdot h_e \cdot (T_s - T_e)$$

che si semplifica nella

$$U_L \cdot (T_i - T_e) = h_e \cdot (T_s - T_e)$$

dove come valore della temperatura interna  $T_i$  si è assunto il valore della temperatura media del vapore nella tubazione,  $T_i = 146.65^\circ$ .

Si si ricava  $T_s = 8.3^\circ\text{C}$ ; poiché i valori di diametro e temperatura sono diversi da quelli ipotizzati, si itera, ricalcolando il valore del coefficiente di scambio dell'aria esterna, inserendo nella relazione i nuovi valori del diametro e della temperatura.

Iterando, si ottiene  $h_e = 38.8$  W/m<sup>2</sup>K, valore simile al precedente, dato che, in questo caso, il coefficiente dipende principalmente dalla velocità del vento. A convergenza, si ha  $d_e = 0.331$  m,  $T_s = 8.6^\circ\text{C}$  e  $h_e = 38.8$  W/m<sup>2</sup>K. Per coibentare la tubazione occorre quindi uno spessore di circa 35 mm di lana di vetro.

Per una tubazione più corta, ad esempio, con  $L = 50$  m, si sarebbe ottenuto  $d_e = 0.295$  m, ossia, per la coibentazione sarebbe stato sufficiente uno spessore di circa 17 mm di lana di vetro.