

34.2 Trasmissione del calore

34.2.1 Impostazione generale

L'equazione generale del flusso di calore \dot{Q} trasmesso, attraverso una superficie di area A , tra il fluido *caldo*, nel nostro caso i *gas di combustione*, e il fluido *freddo* – *acqua* che deve essere portata fino allo stato di vapore surriscaldato oppure aria che va preriscaldata –, è l'equazione:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m \quad (27-19) \quad 34-1$$

La differenza media di temperatura ΔT_m , tra il fluido caldo e il fluido freddo, con riferimento alle condizioni di *ingresso* e di *uscita* dei due fluidi, è riassunta nel *Paragrafo 27.6.3*.

Il coefficiente globale di scambio U si calcola, nel caso più generale, con l'espressione:

$$U = \frac{(h'_{\text{conv}} + h'_{\text{irr}})h''}{h'_{\text{conv}} + h'_{\text{irr}} + h''} \quad 34-2$$

dove: h'_{conv} è il coefficiente di convezione relativo al *lato caldo* (gas di combustione);

h'_{irr} è il coefficiente di irraggiamento dei gas di combustione (ancora *lato caldo*);

h'' è il coefficiente di convezione relativo al *lato freddo* (ad esempio l'acqua che deve evaporare).

Di solito gli scambiatori di calore del generatore di vapore sono costituiti da fasci di tubi. Il coefficiente di scambio h' viene calcolato per il lato esterno del tubo (è riferito cioè al diametro esterno D_e del tubo), mentre il coefficiente h'' viene calcolato per la parte interna del tubo (è riferito al diametro interno D_i); allora h'' va moltiplicato per il rapporto tra il diametro interno e il diametro esterno del tubo D_i/D_e in modo da convertirlo al diametro esterno del tubo, cosicché tutti i componenti che figurano nella espressione **34-2** di U possano venir riferiti al diametro esterno del tubo D_e .

Se l'irraggiamento è trascurabile, l'equazione precedente diviene:

$$U = \frac{h'h''}{h' + h''} \quad 34-3$$

mentre, qualora dal lato freddo della parete dello scambiatore vi sia un liquido, ad esempio acqua evaporante con valori estremamente elevati di h'' ($\approx 11.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$), nell'equazione **34-2** è lecito trascurare questo coefficiente, dal momento che il fluido non pone alcuna resistenza al passaggio del flusso termico, e otteniamo:

$$U = h'_{\text{conv}} + h'_{\text{irr}} \quad 34-4$$

Accanto all'equazione **34-1** del calore trasmesso, occorre considerare il **bilancio energetico dello scambiatore di calore** esposto nel *Paragrafo 27.6.3*. Nel nostro caso il calore scambiato nell'unità di tempo \dot{Q} tra il fluido caldo (*hot*, pedice h), (rappresentato dai *prodotti della combustione*) e il fluido freddo (*cold*, pedice c) (rappresentato dall'*acqua da portare allo stato di vapore* oppure dall'*aria da preriscaldare*) è dato da:

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,\text{in}} - T_{h,\text{out}}) = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,\text{out}} - T_{c,\text{in}}) \quad 34-5$$

dove: \dot{m}_h, \dot{m}_c sono le portate in massa del fluido caldo e del fluido freddo;
 c_{ph}, c_{pc} sono le capacità termiche massiche a pressione costante del fluido caldo e del fluido freddo;
 $T_{h,in}, T_{h,out}$ sono le temperature in ingresso e in uscita riferite al fluido caldo;
 $T_{c,in}, T_{c,out}$ sono le temperature in ingresso e in uscita riferite al fluido freddo.

Qualora il fluido « freddo » (pedice c) sia l'acqua allo stato di vapore, le cui proprietà sono riportate nelle Tabelle dell'Appendice, il flusso termico \dot{Q} è dato da una relazione che, al posto del prodotto $c_p T$, contiene l'entalpia h :

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,in} - T_{h,out}) = \dot{m}_c (h_{c,out} - h_{c,in}) \quad 34-5'$$

dove $h_{c,in}$, e $h_{c,out}$ sono le entalpie del vapore in ingresso e in uscita dallo scambiatore.

La capacità termica massica media a pressione costante dei prodotti della combustione è riportata nella *Figura 34.5* in funzione della somma della temperatura di ingresso e di uscita dallo scambiatore. In questo diagramma sono tracciate curve diverse per differenti valori dell'umidità (contenuto d'acqua [% in massa] nei gas combusti), di cui occorre tener conto dal momento che la capacità termica massica del vapor d'acqua ha un valore circa doppio di quella degli altri composti come azoto (N_2), biossido di carbonio (CO_2) e ossigeno (O_2) presenti nei prodotti della combustione.

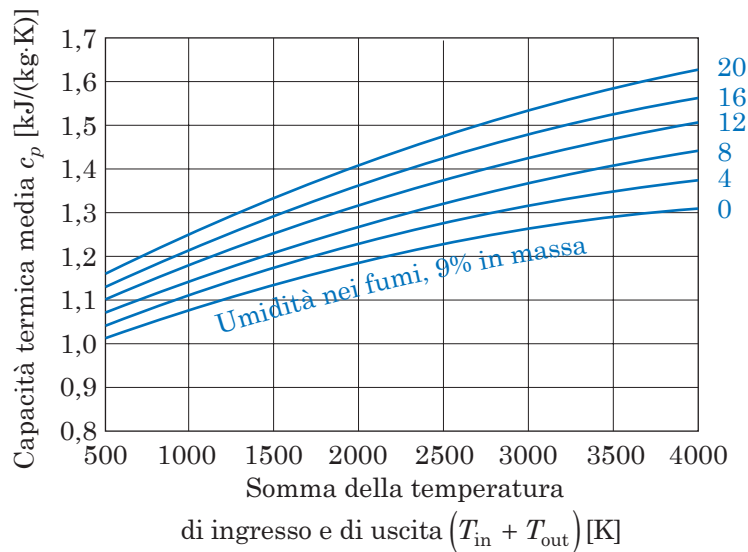


Fig. 34.5 - Capacità termica massica a pressione costante dei gas di combustione per diversi valori di umidità (% in massa di acqua contenuta nei fumi).

34.2.2 Calcolo del coefficiente di convezione

In presenza di *acqua evaporante*, il **coefficiente di convezione** è molto alto: in prima approssimazione si può prendere $h = 11.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ quando si tratta di acqua che passa all'interno dei tubi (generatori a tubi d'acqua) e $h = 5500 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ quando invece l'acqua scorre all'esterno dei tubi (generatori a tubi di fumo). In tutti gli altri casi, possiamo, per

semplicità, considerare due sole relazioni empiriche che valgono per il *moto turbolento del fluido*:

1. All'interno dei tubi:

$$h = \frac{T + 1500}{515} \frac{\dot{m}_{sez}^{0,8}}{D_i^{0,2}} \quad 34-6$$

dove: $\dot{m}_{sez} = m/S$ è la portata in massa del fluido [kg/s] riferita alla sezione di passaggio S [m²] all'interno dei tubi [kg/(m²·s)];

D_i è il diametro interno del tubo [m];

T è la temperatura del fluido [K] nel sottile strato limite (film) adiacente alla parete del tubo, data da:

$$T = \frac{\text{temperatura media di parete} + \text{temperatura media del fluido}}{2} \quad 34-7$$

Se il fluido che scorre all'interno del tubo è un liquido o un vapore, la temperatura dello strato limite, in un punto dello scambiatore, può essere considerata, a causa dell'elevato coefficiente di scambio, praticamente coincidente con quella del fluido; T viene allora presa come media della temperatura di ingresso e di uscita del fluido. Nel surriscaldatore, ad esempio, dove i gas combusti caldi lambiscono all'esterno la parete del tubo nel cui interno scorre vapore (fluido freddo) che entra con la temperatura $T_{c,in}$ ed esce con la temperatura $T_{c,out}$, la temperatura T , dal lato del vapore surriscaldato, è:

$$T = \frac{T_{c,in} + T_{c,out}}{2} \quad 34-8$$

Se invece il fluido è rappresentato da un gas, a causa del basso coefficiente di scambio, la temperatura, in un generico punto dello scambiatore, viene calcolata come valore intermedio tra quella del fluido e quella di parete. Nel caso del preriscaldatore, i cui tubi sono lambiti, all'esterno, da aria, mentre all'interno passano i gas combusti caldi, che entrano con la temperatura $T_{h,in}$ ed escono con la temperatura $T_{h,out}$, la temperatura T (lato gas combusti) è calcolata nel modo seguente:

$$T = \frac{T_{h,in} + T_{h,out}}{2} - \frac{\Delta T_m}{4} \quad 34-8'$$

con ΔT_m , differenza media di temperatura tra fluido caldo (gas combusti) e fluido freddo (aria che lambisce dall'esterno con flusso incrociato i tubi del preriscaldatore), data dalla **27-23**.

2. All'esterno dei tubi:

$$h = f_a \frac{T + 700}{200} \frac{\dot{m}_{sez}^{0,61}}{D_e^{0,39}} \quad \mathbf{34-9}$$

dove: f_a è un *fattore di disposizione* che tiene conto della posizione relativa di ciascun tubo rispetto agli altri tubi del banco; a differenza infatti del caso precedente (moto interno al tubo), qui le scie provenienti dai tubi a monte influenzano la trasmissione di calore e le caratteristiche del flusso nei tubi a valle; il fattore f_a è funzione del numero di Reynolds R ed è compreso tra 0,7 e 1,1;

$\dot{m}_{sez} = \dot{m}/S$ è la portata riferita alla sezione S che rimane libera per il passaggio del fluido attraverso i tubi [$\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$];

D_e è il diametro esterno del tubo [m];

T è la temperatura [K] del fluido nello strato limite, secondo la **34-7**.

Nei tubi dei vari elementi del generatore di *Figura 34.1*, nel cui interno scorre o acqua o vapore (fluido freddo), la temperatura T , dal lato dei gas combusti (fluido caldo) si considera data da:

$$T = \frac{T_{c,in} + T_{c,out}}{2} - \frac{\Delta T_m}{2} \quad \mathbf{34-10}$$

dove $T_{c,in}$ e $T_{c,out}$ sono le temperature in ingresso e in uscita del *fluido freddo*, mentre ΔT_m è la differenza media di temperatura data dalla **27-23**.

Nel caso invece del preriscaldatore i cui tubi sono lambiti all'esterno da aria (fluido freddo) che entra con la temperatura $T_{c,in}$ ed esce con la temperatura $T_{c,out}$, la temperatura T , lato aria, è:

$$T = \frac{T_{c,in} + T_{c,out}}{2} + \frac{\Delta T_m}{4} \quad \mathbf{34-10'}$$

con ΔT_m differenza media di temperatura data dalla **27-23**.

34.2.3 Calcolo del coefficiente di irraggiamento

In genere la temperatura che si raggiunge all'uscita dalla camera di combustione è compresa tra:

- 1100 e 1250 K per i generatori a tubi di fumo;
- 1200 e 1350 K per i generatori a tubi d'acqua in cui il calore viene trasmesso prevalentemente per convezione;
- 1300 e 1500 K per i generatori in cui il calore viene scambiato prevalentemente per irraggiamento.

A temperature elevate dei gas di combustione alcuni composti, come vapor acqueo (H_2O) e biossido di carbonio (CO_2), trasmettono un'elevata quantità di calore per irraggiamento. Questo calore può essere raccolto in modo più o meno efficace da schermi presenti in camera

di combustione costituiti da tubi accostati o pareti membranate, soluzioni attualmente piuttosto comuni e di cui abbiamo già parlato nell'Unità 33. Nel calcolo della quantità di calore scambiata va perciò tenuta presente la porzione di superficie effettivamente irraggiata, che corrisponde all'area della parete ricoperta dai tubi (superficie proiettata). Nel caso invece in cui i tubi non siano accostati occorre introdurre un fattore di correzione F_S che tiene conto della porzione della superficie di scambio che raccoglie calore per irraggiamento.

Si tiene conto del calore trasmesso attraverso un **coefficiente di irraggiamento** h_{irr} dato da:

$$h_{\text{irr}} = F_S h_{\text{irr}}^* K \quad 34-11$$

dove: F_S è la porzione di superficie irraggiata;

K dipende dallo spessore dello strato irraggiante, dal tipo di combustibile utilizzato nella combustione e vale:

$\Rightarrow 0,35 \div 0,5$ per il carbone,

$\Rightarrow 0,40 \div 0,6$ per l'olio combustibile

$\Rightarrow 0,45 \div 0,7$ per il gas naturale.

h_{irr}^* prende nome di *coefficiente base di cavità* e si ricava con la relazione empirica

$$h_{\text{irr}}^* = 0,055 \Delta T_m + 0,1 (T_S - 500) \quad 34-12$$

con ΔT_m (27-23) differenza media di temperatura, letta in [K] oppure in [°C] in quanto, trattandosi di una differenza di temperatura, il valore numerico è lo stesso, e T_S [K] temperatura della superficie che riceve calore.

34.3 Perdite di carico

Le **perdite di carico**, espresse come caduta di pressione Δp , vengono calcolate distinguendo due casi di *flusso*:

1. Interno ai tubi. Si seguono i criteri dell'Unità 16 relativa alla perdita di carico continua Δp_f :

$$\Delta p_f = f \frac{l}{D_i} \frac{\rho}{2} v^2 \quad 34-13$$

dove: f è il fattore di attrito che si ottiene dal diagramma di Moody rappresentato nella Figura 16.3;

l è la lunghezza del tubo;

ρ è la massa volumica del fluido;

v è la velocità media del fluido;

D_i è il diametro interno del tubo.

Occorre inoltre disporre di una temperatura di riferimento che, se anche non figura in modo esplicito nella 34-13, viene utilizzata per calcolare grandezze, come ad esempio la massa volumica ρ , contenute in questa equazione. La temperatura di riferimento T è

un'espressione approssimata della temperatura media del gas tra ingresso (pedice in) e uscita (pedice out) dal tubo data da:

$$T = \frac{T_{\text{in}} + 2T_{\text{out}}}{3} \quad \mathbf{34-14}$$

Alla perdita di carico continua Δp_f , data dalla **34-13**, occorre poi aggiungere la perdita di carico localizzata (*Paragrafo 16.3*), che viene espressa in funzione del carico cinetico (**16-2**), tenendo presente che:

- la perdita di carico combinata all'ingresso e all'uscita dai tubi viene conteggiata nella misura di 1,5 volte il carico cinetico;
- la perdita di carico nei gomiti (tipica dei tubi degli scambiatori in controcorrente nel cui interno scorre o acqua o vapore) viene valutata con i valori del coefficiente di resistenza localizzata k riportati nella *Tabella 16.3*.

2. Esterno ai tubi. Per fasci di tubi lambiti all'esterno da un gas (*Figure 34.2 e 34.3*), si applicano i concetti propri dell'aerodinamica per descrivere la resistenza incontrata da un profilo, investito da una corrente di aria:

$$\Delta p = N\chi \left(\frac{\rho v_{\text{max}}^2}{2} \right) f \quad \mathbf{34-15}$$

- dove: N è il numero di ranghi di tubi;
- χ è un fattore correttivo (compreso tra 1,2 e 1) che tiene conto che il disturbo nella corrente è minore se i tubi sono allineati (e non sfalsati) e se i ranghi dello scambiatore sono numerosi (e non pochi). Per scambiatori con più di 10 ranghi, χ vale 1, mentre per un numero di ranghi inferiori a 10 è maggiore di 1. Nei calcoli di prima approssimazione, χ si considera uguale a 1.
- f è il *fattore di attrito* espresso in funzione del numero di Reynolds dato dalla **15-1** (si veda la *Figura 34.6*);
- ρ è la massa volumica del fluido;
- v_{max} è la velocità massima, velocità del fluido attraverso la minima sezione S libera di passaggio tra i tubi.

Anche qui viene calcolata una temperatura di riferimento T espressa con buona approssimazione da:

$$T = \frac{0,95 (T_{\text{in}} + T_{\text{out}})}{2} \quad \ll \text{per i gas di combustione} \gg \quad \mathbf{34-16}$$

$$T = \frac{T_{\text{in}} + T_{\text{out}}}{2 \times 0,95} \quad \ll \text{per l'aria del preriscaldatore} \gg \quad \mathbf{34-16'}$$

dove T_{in} e T_{out} sono le temperature del fluido prima (ingresso) e dopo (uscita) l'attraversamento del banco di tubi.

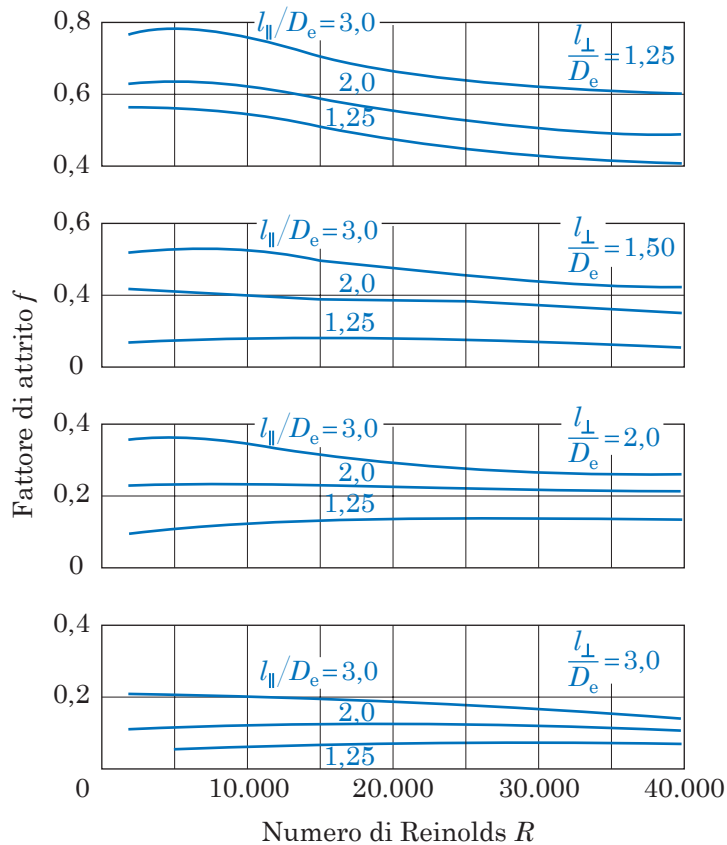


Fig. 34.6 - Fattore di attrito f per fasci di tubi allineati in funzione del numero di Reynolds R ; flusso incrociato di gas oppure aria.

$$\frac{l_{\perp}}{D_e} = \frac{\text{Distanza tra i tubi nella direzione normale al flusso del gas}}{\text{Diametro esterno del tubo}}$$

$$\frac{l_{\parallel}}{D_e} = \frac{\text{Distanza tra i tubi nella direzione del flusso del gas}}{\text{Diametro esterno del tubo}}$$

Esempio 34.1 Rendimento del generatore di vapore

Nell'unità di *Figura 34.1*, progettata per generare una portata $\dot{m}_v = 31,2$ kg/s di vapore surriscaldato alla pressione $p_s = 3,0$ MPa e alla temperatura $T_s = 350$ °C, l'acqua di alimentazione entra nell'economizzatore alla temperatura di 110 °C. I prodotti di combustione, che hanno un'umidità pari al 7%, entrano nel fascio tubiero dello schermo (all'uscita cioè del focolare) con una temperatura di 1370 K, e lasciano il generatore (all'ingresso cioè del camino) con una temperatura di 210 °C. Il bruciatore viene alimentato con una portata $\dot{m}_f = 2,2$ kg/s di olio combustibile avente un potere calorifico inferiore $LHV = 41,3$ MJ/kg e con una portata di aria $\dot{m}_a = 36$ kg/s che entra nel preriscaldatore con una temperatura di 27 °C. Determinare:

- il rendimento del generatore η_b ;
- l'incidenza della potenza termica persa con i gas di scarico sul rendimento del generatore.

SOLUZIONE

- a) Il rendimento del generatore η_b è dato dal rapporto tra la potenza termica ricevuta dal fluido nel generatore \dot{Q}_H e la potenza termica \dot{Q}_b , prodotto della portata in massa di combustibile \dot{m}_f per il suo potere calorifico inferiore *LHV*:

$$\eta_b = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_b}$$

La potenza termica \dot{Q}_H assorbita da acqua e vapore è (33-2):

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_v (h_s - h_E)$$

dove: $\dot{m}_v = 31,2$ kg/s di vapore;

$h_s = 3115,3$ kJ/kg: entalpia corrispondente alle condizioni di surriscaldamento con $p_s = 3,0$ MPa e $T_s = 350$ °C (*Tabella A.3.3*);

$h_E = 463,4$ kJ/kg: entalpia dell'acqua di alimentazione all'ingresso dell'economizzatore (*Tabella A.3.4* per il liquido compresso relativo alla pressione di 5 MPa che è il valore di pressione citato in *Tabella* più vicino a 3 MPa, facendo una media tra i valori alle temperature di 100 e 120 °C).

$$\dot{Q}_H = 31,2 \text{ kg/s} (3115,3 \text{ kJ/kg} - 463,4 \text{ kJ/kg}) = 82,74 \text{ MW}$$

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_f LHV = 2,2 \text{ kg/s} \times 41,3 \text{ MJ/kg} = 90,86 \text{ MW}$$

$$\eta_b = \frac{82,74 \text{ MW}}{90,86 \text{ MW}} = 0,91$$

- b) Il rendimento η_b è determinato prevalentemente dalla perdita della potenza termica \dot{Q}_{sens} , legata al calore sensibile dei gas che escono dal preriscaldatore dell'aria (34-5):

$$\dot{Q}_{\text{sens}} = \dot{m}_{\text{gas}} c_{p, \text{gas}} (T_{\text{out, prerisc}} - T_{\text{esterno}})$$

dove: $\dot{m}_{\text{gas}} = \dot{m}_b + \dot{m}_a = 2,2 \text{ kg/s} + 36 \text{ kg/s} = 38,2 \text{ kg/s}$

$T_{\text{out, prerisc}} = 210$ °C ≈ 483 K (temperatura di uscita dei gas combusti dal preriscaldatore);

$T_{\text{esterno}} = 27$ °C ≈ 300 K (temperatura dell'aria esterna in cui vengono scaricati i gas combusti);

$c_{p, \text{gas}} = 1,13$ kJ/(kg·K) (si legge sulla *Figura 34.5*, entrando nelle ascisse con la somma delle due temperature 783 K, appena sotto alla curva dell'8%, in quanto i gas combusti hanno un'umidità del 7%).

$$\dot{Q}_{\text{sens}} = 38,2 \text{ kg/s} \times 1,13 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} (483 \text{ K} - 300 \text{ K}) = 7,899 \text{ MW}$$

La frazione di potenza termica persa \dot{Q}_{sens} rispetto alla potenza fornita con il combustibile \dot{Q}_b è:

$$\frac{\dot{Q}_{\text{sens}}}{\dot{Q}_b} = \frac{7,899 \text{ MW}}{90,86 \text{ MW}} = 0,087$$

Il rendimento del generatore è determinato soprattutto da questa perdita e infatti è:

$$1 - 0,087 = 0,913$$

contro $\eta_b = 0,91$ ricavato prima.

COMMENTI Oltre a quella per calore sensibile, bisognerebbe tener poi conto di altre *perdite* meno importanti dovute a:

- irraggiamento $\approx 0,4\%$ per impianti superiori a 20 MW;
- perdite varie non contabilizzabili $\approx 1,5\%$.

Il rendimento del generatore sarebbe allora:

$$\eta_b = 1 - (0,087 + 0,004 + 0,015) \approx 0,894$$

In questo Esempio si sono considerate le perdite per calore sensibile e quella per irraggiamento e quindi:

$$\eta_b = 1 - (0,087 + 0,004) \approx 0,91$$

Esempio 34.2 Progetto dello schermo

Il fascio tubiero dello schermo del generatore di vapore, schematizzato nella *Figura 34.1*, è lambito all'esterno da gas combustibili che entrano alla temperatura $T_{h,in} = 1370$ K con umidità pari al 7% e portata $\dot{m} = 38,2$ kg/s. All'interno dei tubi si trova acqua evaporante a una temperatura $T_c = 507$ K (temperatura di saturazione corrispondente alla pressione di 3 MPa). Sono assegnate le principali dimensioni dello schermo (*Figura 34.7*) e le seguenti costanti:

- $f_a = 0,9$ (fattore di disposizione);
- $F_S = 0,74$ (porzione di superficie irraggiata);
- $K = 0,5$ (funzione del tipo di combustibile e dello spessore dello strato irraggiante);
- $\mu = 4,5 \times 10^{-5}$ (N·s)/m² (viscosità dinamica dei gas combustibili alla temperatura di riferimento).

Calcolare:

- la temperatura di uscita dei gas $T_{h,out}$ (i calcoli vanno iniziati assumendo un valore di tentativo pari a 1320 K);
- le perdite di carico dei gas nel passare attraverso lo schermo.

SOLUZIONE

- La temperatura dei gas combustibili $T_{h,out}$, all'uscita dallo schermo, si calcola uguagliando il flusso termico \dot{Q} , dato dall'equazione di base degli scambiatori (34-1), e il flusso termico riferito al fluido caldo (34-5):

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,in} - T_{h,out}) \Rightarrow T_{h,out} = T_{h,in} - \frac{UA\Delta T_m}{\dot{m}_h c_{ph}}$$

In questa equazione la differenza di temperatura ΔT_m è, a sua volta, funzione anche di $T_{h,out}$; occorre allora fissare un valore di tentativo, valore che nell'enunciato abbiamo preso uguale a 1320 K, per verificare se, alla fine dei calcoli, possiamo riottenere la stessa temperatura che avevamo adottato inizialmente.

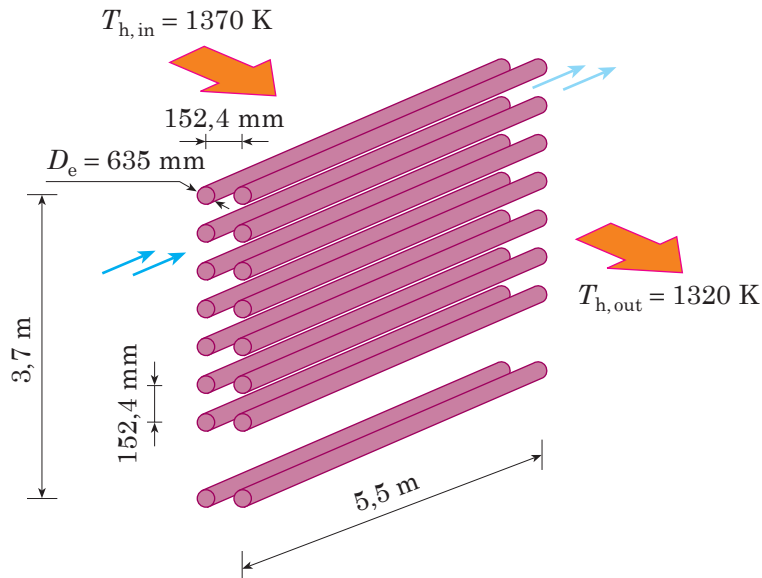


Fig. 34.7 - Disposizione in fila dei tubi dello schermo relativo all'*Esempio 34.2*; lo schermo è composto da:

- 2 ranghi di tubi di diametro esterno 63,5 mm, lunghi 5,5 m;
- distanza tra i ranghi di 152,4 mm (da centro a centro dei tubi);
- 23 tubi per rango spazati tra loro (da centro a centro) di 152,4 mm;

e presenta le seguenti superfici:

- $A = 50,5 \text{ m}^2$ (area della superficie di scambio);
- $S_g = 12,3 \text{ m}^2$ (sezione di passaggio dei gas).

L'area complessiva A della superficie esterna dei tubi, che partecipano allo scambio termico (equazione **34-1**), e la sezione minima S_g complessiva lasciata libera tra i tubi per il passaggio dei gas combusti, che viene utilizzata per il calcolo di \dot{m}_{sez} (**34-9**) e di v_{max} nell'equazione delle perdite di carico (**34-15**), si ricavano come segue:

A = area della superficie laterale di un tubo per tutti i tubi dello schermo = $\pi \times 0,0635 \text{ m}$ [diametro esterno dei tubi] $\times 5,5 \text{ m}$ [lunghezza del singolo tubo] $\times 2$ [file di tubi] $\times 23$ [tubi/fila] = $50,5 \text{ m}^2$;

S_g = sezione trasversale della regione della caldaia in cui si trova lo schermo (lunghezza e ampiezza sono indicate nella *Figura*) data dalla sezione frontale dei tubi della prima fila dello schermo (quelli della seconda fila sono in ombra alla prima) = $(5,5 \text{ m} \times 3,7 \text{ m})$ [lunghezza \times ampiezza] - $(0,0635 \text{ m} \times 5,5 \text{ m} \times 23)$ [diametro esterno del tubo \times lunghezza del singolo tubo \times i tubi della prima fila che fanno da ostacolo al moto dei gas] = $12,3 \text{ m}^2$.

All'interno del fascio tubiero dello schermo, l'acqua arriva alle condizioni di saturazione e inizia a evaporare. Durante questo processo (si veda la *Figura 27.22-b*) la temperatura si mantiene a un valore costante $T_c = 233,9 \text{ }^\circ\text{C} \approx 507 \text{ K}$, corrispondente alle condizioni di saturazione esistenti alla pressione assegnata di 3 MPa. La differenza media di temperatura si calcola con la **27-26**, che dà la differenza di temperatura media logaritmica:

$$\Delta T_m = \frac{T_{h,\text{in}} - T_{h,\text{out}}}{\ln \left(\frac{T_{h,\text{in}} - T_c}{T_{h,\text{out}} - T_c} \right)} = \frac{1370 \text{ K} - 1320 \text{ K}}{\ln \left(\frac{1370 \text{ K} - 507 \text{ K}}{1320 \text{ K} - 507 \text{ K}} \right)} = 838 \text{ K}$$

oppure, essendo modesta la differenza di temperatura tra ingresso e uscita del fluido, con la media aritmetica data dalla **27-26'**

$$\Delta T'_m = \frac{T_{h,in} + T_{h,out}}{2} - T_c = \frac{1370 \text{ K} + 1320 \text{ K}}{2} - 507 \text{ K} = 838 \text{ K}$$

Il coefficiente globale di scambio U si può calcolare con la relazione semplificata **34-4** dal momento che, dal lato del fluido freddo, c'è acqua evaporante con un coefficiente h'' molto alto e tale da non opporre nessuna resistenza al flusso di calore; h'' può perciò essere trascurato:

$$U = h'_{conv} + h'_{irr}$$

I gas combustibili, che investono normalmente (*Figura 34.1*) il fascio di tubi dello schermo, hanno un coefficiente di convezione h'_{conv} , per la **34-8**, dato da:

$$h'_{conv} = f_a \frac{T + 700}{200} \frac{\dot{m}_{sez}^{0,61}}{D_e^{0,39}}$$

In questa equazione il fattore di disposizione è assegnato e vale $f_a = 0,9$. La temperatura T dello strato adiacente alla parete è (**34-10**) funzione della temperatura di parete, costante sia in ingresso che in uscita e uguale alla temperatura di saturazione $T_c = 507 \text{ K}$, e della differenza media di temperatura tra i fluidi $\Delta T'_m$ che abbiamo determinato sopra:

$$T = \frac{T_{c,in} + T_{c,out}}{2} + \frac{\Delta T'_m}{4} = \frac{(507 \text{ K} + 507 \text{ K})}{2} + \frac{838 \text{ K}}{2} = 926 \text{ K}$$

La portata \dot{m}_{sez} dei gas combustibili riferita alla sezione di passaggio $S_g = 12,3 \text{ m}^2$ (*Figura 34.7*) vale:

$$\dot{m}_{sez} = \frac{\dot{m}}{S_g} = \frac{38,2 \text{ kg/s}}{12,3 \text{ m}^2} = 3,1 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$$

mentre il diametro esterno (valore assegnato) è $D_e = 63,5 \text{ mm} = 0,0635 \text{ m}$.

$$h'_{conv} = 0,9 \frac{926 \text{ K} + 700}{200} \frac{(3,1 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2))^{0,61}}{(0,0635 \text{ m})^{0,39}} = 42,7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Il coefficiente di irraggiamento è per la **34-11** dato da:

$$h'_{irr} = F_S h_{irr}^* K$$

con $F_S = 0,74$ (valore assegnato della porzione di superficie irraggiata), $K = 0,5$ (valore assegnato della costante funzione del tipo di combustibile e dello spessore dello strato irraggiante) e il coefficiente base di cavità h_{irr}^* dato dalla **34-12**:

$$h_{irr}^* = 0,055 \Delta T'_m + 0,1 (T_S - 500) = 0,055 \times 838 \text{ K} + 0,1 (507 \text{ K} - 500) = 46,7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$h'_{irr} = 0,74 \times 46,7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \times 0,5 = 17,2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Il coefficiente globale di scambio è allora:

$$U = 42,7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) + 17,2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) = 59,9 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Abbiamo adesso tutti gli ingredienti dell'equazione iniziale:

$$T_{h,out} = T_{h,in} - \frac{UA\Delta T_m}{\dot{m}_h c_{ph}}$$

La portata dei gas combusti è infatti $\dot{m}_h = 38,2$ kg/s, mentre la loro capacità termica massica è $c_{ph} = 1,33$ kJ/(kg·K); quest'ultimo valore si ricava dalla *Figura 34.5*, dove entriamo in ascisse con $T_{h,in} + T_{h,out} = 2690$ K e leggiamo il valore appena al di sotto della curva con 8% (l'umidità contenuta nei gas combusti è pari al 7%):

$$T_{h,out} = 1370 \text{ K} - \frac{59,9 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \times 50,5 \text{ m}^2 \times 838 \text{ K}}{38,2 \text{ kg/s} \times 1330 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})} = 1320 \text{ K} \quad \blacktriangleleft$$

La temperatura $T_{h,out}$ così calcolata coincide con il valore assunto inizialmente e così il calcolo è terminato.

- b) La perdita di carico subita dai gas combusti nell'attraversare il fascio tubiero dello schermo è data dalla **34-15**:

$$\Delta p = N\chi \left(\frac{\rho v_{\max}^2}{2} \right) f$$

Il numero di ranghi dello schermo è $N = 2$. Il coefficiente correttivo viene posto per semplicità uguale a uno ($\chi = 1$) anche se, essendoci solo due ranghi, dovrebbe essere leggermente superiore a uno. Calcoliamo prima la temperatura di riferimento con la **34-16**. Calcoliamo poi la massa volumica ρ dei gas combusti con l'espressione approssimata **33-9** usata per i camini, dove prendiamo come massa volumica di riferimento $1,31$ kg/m³ (al posto di $1,33$ kg/m³) in quanto l'umidità è pari al 7%:

$$T = \frac{0,95 (T_{in} + T_{out})}{2} = \frac{0,95 (1370 \text{ K} + 1320 \text{ K})}{2} = 1278 \text{ K}$$

$$\rho = 1,31 \text{ kg/m}^3 \frac{273 \text{ K}}{T} = 1,31 \text{ kg/m}^3 \frac{273 \text{ K}}{1278 \text{ K}} = 0,28 \text{ kg/m}^3$$

La velocità massima v_{\max} si ricava dall'equazione di continuità **15-2** che, applicata ai gas combusti e ricordando che $\dot{m}_{sez} = \dot{m}/S_g$, diviene:

$$\dot{m} = \rho S_g v_{\max} \Rightarrow v_{\max} = \frac{\dot{m}_{sez}}{\rho} = \frac{3,1 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})}{0,28 \text{ kg/m}^3} = 11,1 \text{ m/s}$$

Il fattore di attrito è espresso in funzione del numero di Reynolds. Tenendo presente che era stato assegnato un valore della viscosità dei gas combusti $\mu = 4,5 \times 10^{-5}$ (N·s)/m², il numero di Reynolds R diviene:

$$R = \frac{\rho v_{\max} D_e}{\mu} = \frac{0,28 \text{ kg/m}^3 \times 11,1 \text{ m/s} \times 0,0635 \text{ m}}{4,5 \times 10^{-5} \text{ (N} \cdot \text{s)/m}^2} = 4386$$

Con questo valore del numero di Reynolds e con i parametri di posizione dei tubi, i cui dati si ricavano dalla *Figura 34.7*:

$$\frac{l_{\perp}}{D_e} = \frac{152,4 \text{ mm}}{63,5 \text{ mm}} = 2,4 \approx 2, \quad \frac{l_{\parallel}}{D_e} = \frac{152,4 \text{ mm}}{63,5 \text{ mm}} = 2,4 \approx 2$$

entriamo nel diagramma della *Figura 34.6* e leggiamo $f = 0,22$.

La perdita di carico Δp del gas, nel passaggio attraverso al fascio tubiero dello schermo, è allora:

$$\Delta p = 2 \times 1 \frac{0,28 \text{ kg/m}^3 \times (11,1 \text{ m/s})^2}{2} 0,22 = 7,5 \text{ Pa} \quad \blacktriangleleft$$

COMMENTI La procedura che abbiamo seguito per calcolare la temperatura dei gas di combustione all'uscita dello schermo è alla base del metodo *iterativo*. Si fissa cioè un valore iniziale di tentativo e nel corso di un primo calcolo (*prima iterazione*) si vede se i due valori iniziale e finale sono diversi; se i due valori sono uguali allora si è ottenuto il risultato voluto; in caso contrario occorre passare a un secondo calcolo (*seconda iterazione*) fissando un nuovo valore di temperatura iniziale che verrà successivamente confrontato con quello finale. Si prosegue così finché si arriva a un valore finale di temperatura $T_{h,out}$ sufficientemente vicino al valore assunto inizialmente. Attualmente l'alta velocità di calcolo consentita dal calcolatore fa sì che il metodo iterativo non costituisca più un problema e anzi possiamo dire che questi metodi fanno parte del normale modo di sviluppare un programma di calcolo con il calcolatore.

Facciamo un esempio: invece di una temperatura di uscita dei gas di combustione $T_{h,out} = 1320 \text{ K}$ che avevamo assunto inizialmente e che abbiamo poi visto coincidere con il valore iniziale, rifacciamo tutti i calcoli della risposta a) prendendo come valore iniziale di tentativo $T_{h,out} = 1200 \text{ K}$:

Iterazione	Temperatura gas combusti $T_{h,out}$ [K]	
	All'inizio	Alla fine
Prima	1200	1325
Seconda	1300	1321
Terza (e ultima)	1320	1320

Esempio 34.3 Progetto del surriscaldatore

Il fascio tubiero del surriscaldatore del generatore di vapore, schematizzato nella *Figura 34.1*, è percorso in controcorrente da gas combusti che entrano alla temperatura $T_{h,in} = 1320 \text{ K}$ con umidità pari al 7% e portata $\dot{m} = 38,2 \text{ kg/s}$. All'interno dei tubi circola vapore, con portata $\dot{m}_v = 31,2 \text{ kg/s}$, che passa da un'entalpia $h_{in} = 2804,2 \text{ kJ/kg}$ (vapore saturo alla pressione di 3,0 MPa e alla temperatura $T_{c,in} = 507 \text{ K}$ dalla *Tabella A.3.2*) all'entalpia $h_{out} = 3115,3 \text{ kJ/kg}$ (vapore surriscaldato alla pressione di 3,0 MPa e alla temperatura

$T_{c,out} = 350 \text{ °C} \approx 547 \text{ K}$ dalla *Tabella A.3.3*). Sono assegnate le principali dimensioni del surriscaldatore (*Figura 34.8*) e le seguenti costanti:

$f_a = 0,79$ (fattore di disposizione: le file sono più vicine che nel caso dello schermo e quindi l'effetto di scia è più sentito);

$F_S = 0,98$ (porzione di superficie irraggiata: molto alta a causa soprattutto dell'irraggiamento tra i tubi e non per la parte che proviene dal focolare);

$K = 0,4$ (funzione del tipo di combustibile e dello spessore dello strato irraggiante; lo spessore è qui inferiore a quello conteggiato per lo schermo).

Verificare che l'area totale di scambio sia $A = 292 \text{ m}^2$, così come indicato nella *Figura 34.8*.

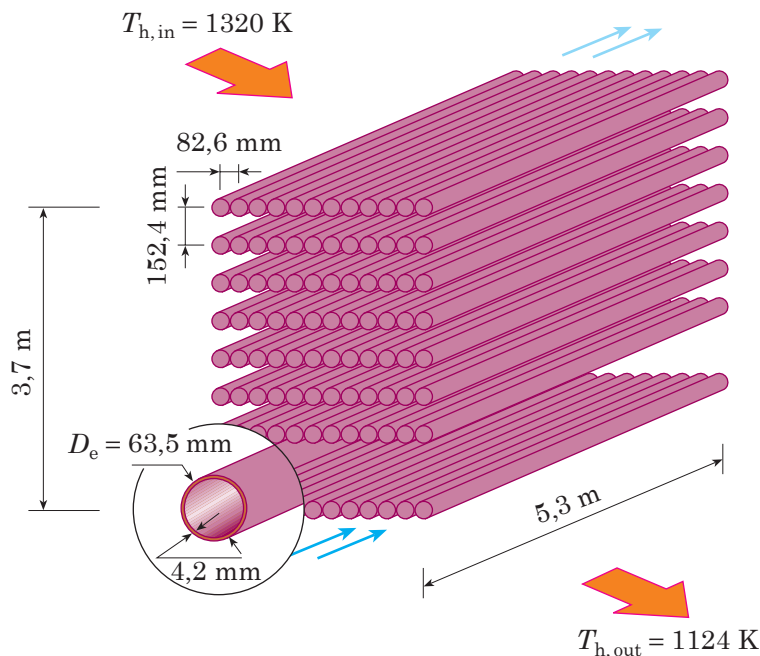


Fig. 34.8 - Disposizione in fila dei tubi del surriscaldatore relativo all'*Esempio 34.3*; il surriscaldatore è composto da:

- 12 ranghi di tubi di diametro esterno 63,5 mm (spessore di parete 4,2 mm) e lunghi 5,3 m;
- distanza tra i ranghi di 82,6 mm (da centro a centro dei tubi);
- 23 tubi per rango spazati tra loro (da centro a centro) di 152,4 mm;

ed è caratterizzato dalle seguenti superfici:

- $A = 292 \text{ m}^2$ (area totale della superficie di scambio);
- $S_g = 12,6 \text{ m}^2$ (sezione di passaggio dei gas).

A = area della superficie laterale di un tubo per tutti i tubi del surriscaldatore = $\pi \times 0,0635 \text{ m}^2$ [diametro esterno dei tubi] $\times 5,3 \text{ m}$ [lunghezza del singolo tubo] $\times 12$ [file di tubi] $\times 23$ [tubi/fila] = 292 m^2 ;

S_g = sezione trasversale della regione della caldaia in cui si trova il surriscaldatore (lunghezza e ampiezza sono indicate nella *Figura*) data dalla sezione frontale dei tubi della fila del surriscaldatore (quelli delle altre file sono in ombra alla prima) = $(5,5 \text{ m} \times 3,7 \text{ m})$ [lunghezza \times ampiezza] + $-(0,0635 \text{ m} \times 5,3 \text{ m} \times 23)$ [diametro esterno del tubo \times lunghezza del singolo tubo \times i tubi della prima fila che fanno da ostacolo al moto dei gas] = $12,6 \text{ m}^2$.

SOLUZIONE

L'area totale di scambio A si ricava dall'equazione generale **34-1** relativa al flusso di calore trasmesso:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m \Rightarrow A = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_m}$$

Scrivendo il bilancio energetico (**34-5'**) relativo al fluido freddo (nel nostro caso il vapore surriscaldato), otteniamo prima il valore di \dot{Q} e poi la temperatura $T_{h,out}$ del gas all'uscita dal surriscaldatore. Siamo quindi in grado di calcolare la differenza media di temperatura ΔT_m , con la **27-22** e successivamente, con le equazioni **34-2**, **34-8**, **34-9** e **34-11**, il coefficiente globale di scambio U .

Per la **34-5'**, scritta in funzione della variazione di entalpia del vapore, abbiamo:

$$\dot{Q} = \dot{m}_v (h_{out} - h_{in}) = 31,2 \text{ kg/s} (3115,3 \text{ kJ/kg} - 2804,2 \text{ kJ/kg}) = 9706,32 \text{ kW} = 9,71 \text{ MW}$$

mentre per i gas combustibili, che hanno portata $\dot{m} = 38,2 \text{ kg/s}$ e una capacità termica massica $c_{ph} = 1,3 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$ (dalla *Figura 34.5* per un'umidità del 7% e per una temperatura $T_{h,in} + T_{h,out}$ stimata pari a 2450 K, con $T_{h,in} = 1320 \text{ K}$ e $T_{h,out} = 1130 \text{ K}$), si ha:

$$\dot{Q} = \dot{m}c_{ph}(T_{h,in} - T_{h,out}) \Rightarrow T_{h,out} = T_{h,in} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}c_{ph}}$$

$$T_{h,out} = 1320 \text{ K} - \frac{9,71 \times 10^6 \text{ W}}{38,2 \text{ kg/s} \times 1300 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}} = 1124 \text{ K}$$

La differenza media di temperatura ΔT_m è per la **27-22** relativa alla configurazione in controcorrente:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln\left(\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}}\right)} = \frac{(1320 \text{ K} - 587 \text{ K}) - (1124 \text{ K} - 507 \text{ K})}{\ln\left(\frac{1320 \text{ K} - 587 \text{ K}}{1124 \text{ K} - 507 \text{ K}}\right)} = 673 \text{ K}$$

Il coefficiente globale di scambio U deve essere calcolato con l'equazione completa **34-2** in quanto, dal lato del fluido freddo, c'è vapore avente un coefficiente h'' , che è sì elevato, ma non tanto da poter essere trascurato:

$$U = \frac{(h'_{conv} + h'_{irr})h''}{h'_{conv} + h'_{irr} + h''}$$

I gas combustibili che investono normalmente (*Figura 34.1*) il fascio di tubi del surriscaldatore hanno un coefficiente di convezione h'_{conv} , per la **34-8**, dato da:

$$h'_{conv} = f_a \frac{T + 700}{200} \frac{G^{0,61}}{D_e^{0,39}}$$

In questa equazione il fattore di disposizione è assegnato e vale $f_a = 0,75$. La temperatura T dello strato adiacente alla parete è, per la **34-10**, data da:

$$T = \frac{T_{c,in} + T_{c,out}}{2} - \frac{\Delta T_m}{2} = \frac{(507 \text{ K} + 587 \text{ K}) + 673 \text{ K}}{2} = 883 \text{ K}$$

La portata \dot{m}_{sez} dei gas combusti riferita alla sezione di passaggio $S_g = 12,6 \text{ m}^2$ (*Figura 34.8*) vale:

$$\dot{m}_{sez} = \frac{\dot{m}}{S_g} = \frac{38,2 \text{ kg/s}}{12,6 \text{ m}^2} = 3,0 \text{ kg/(s}\cdot\text{m}^2)$$

mentre il diametro esterno (valore assegnato) è $D_e = 63,5 \text{ mm} = 0,0635 \text{ m}$:

$$h'_{conv} = 0,79 \frac{883 \text{ K} + 700}{200} \frac{(3 \text{ kg/(s}\cdot\text{m}^2))^{0,61}}{(0,0635 \text{ m})^{0,39}} = 35,8 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

Il coefficiente di irraggiamento è per la **34-11** dato da:

$$h'_{irr} = F_S h_{irr}^* K$$

con $F_S = 0,98$ (valore assegnato della porzione di superficie irraggiata), $K = 0,4$ (valore assegnato della costante funzione del tipo di combustibile e dello spessore dello strato irraggiante) e il coefficiente base di cavità h_{irr}^* , dato dalla **34-12** dove, come temperatura della superficie del tubo T_S , prendiamo il valor medio tra le temperature di ingresso $T_{c,in}$ e di uscita $T_{c,out}$ del vapore (**34-8**):

$$T_S = \frac{T_{c,in} + T_{c,out}}{2} = \frac{507 \text{ K} + 587 \text{ K}}{2} = 547 \text{ K}$$

$$h_{irr}^* = 0,055 \Delta T_m + 0,1 (T_S - 500) = 0,055 \times 673 \text{ K} + 0,1 (547 \text{ K} - 500) = 41,7 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

$$h'_{irr} = 0,98 \times 41,7 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)} \times 0,4 = 16,3 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

Il coefficiente di scambio lato vapore si calcola con la **34-6** valida per la trasmissione per convezione all'interno del tubo:

$$h = \frac{T + 1500}{515} \frac{\dot{m}_{sez}^{0,8}}{D_i^{0,2}}$$

In questa equazione T è, per la **34-8** uguale al valore T_S che abbiamo calcolato sopra. Il diametro interno è uguale al diametro esterno meno due volte lo spessore di parete (4,2 mm, secondo quanto indicato in *Figura 34.8*):

$$D_i = 0,063 \text{ m} - 2 \times 0,0042 \text{ m} = 0,055 \text{ m}$$

La sezione complessiva, in cui scorre il vapore, è data dal prodotto della sezione interna del singolo tubo $(\pi/4)D_i^2$ per i 23 tubi della prima fila (quelli delle 11 file successive non vengono conteggiati perché sono collegati ai tubi della prima):

$$S_i = \frac{\pi}{4} (0,055 \text{ m})^2 = 0,0546 \text{ m}^2$$

La portata \dot{m}_{sez} di vapore per unità di sezione S_i vale:

$$\dot{m}_{\text{sez}} = \frac{\dot{m}_v}{S_i} = \frac{31,2 \text{ kg/s}}{0,0546 \text{ m}^2} = 571,4 \text{ kg/(s}\cdot\text{m}^2)$$

$$h = \frac{547 \text{ K} + 1500 \left(571,4 \text{ kg/(s}\cdot\text{m}^2)\right)^{0,8}}{515 \left(0,055 \text{ m}\right)^{0,2}} = 1139 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

Il coefficiente di scambio h così calcolato è riferito al diametro interno del tubo; per ottenere un valore riferito al diametro esterno, in modo che sia omogeneo con gli altri coefficienti di scambio h' contenuti nell'espressione di U , occorre moltiplicarlo per il rapporto tra i diametri interno ed esterno D_i/D_e . Si ha allora:

$$h''_{\text{conv}} = h \frac{D_i}{D_e} = 1139 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)} \times \frac{0,055 \text{ m}}{0,0635 \text{ m}} = 986 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

Il coefficiente globale di scambio è perciò:

$$U = \frac{(h'_{\text{conv}} + h'_{\text{irr}})h''}{h'_{\text{conv}} + h'_{\text{irr}} + h''} = \frac{[35,8 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)} + 16,3 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}] 986 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}}{35,8 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)} + 16,3 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)} + 986 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}} = 49,4 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

e l'area complessiva di scambio risulta:

$$A = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_m} = \frac{9.706.320 \text{ W}}{49,4 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)} \times 673 \text{ K}} = 291,9 \text{ m}^2 \approx 292 \text{ m}^2$$

in accordo con il valore citato in *Figura 34.8*.

COMMENTI La differenza media di temperatura poteva anche essere calcolata utilizzando la differenza media aritmetica (**27-20'**):

$$\Delta T'_m = \frac{T_{h,\text{in}} + T_{h,\text{out}}}{2} - \frac{T_{c,\text{in}} + T_{c,\text{out}}}{2} = \frac{1320 \text{ K} + 1124 \text{ K}}{2} - \frac{507 \text{ K} + 587 \text{ K}}{2} = 674 \text{ K}$$

contro 673 K della differenza media logaritmica.

Esempio 34.4 Progetto dell'evaporatore

Il fascio tubiero dell'evaporatore del generatore di vapore, schematizzato nella *Figura 34.1*, è lambito all'esterno da gas combustibili che entrano alla temperatura $T_{h,\text{in}} = 1124 \text{ K}$ con umidità pari al 7% e portata $\dot{m} = 38,2 \text{ kg/s}$. All'interno dei tubi si trova acqua evaporante a una temperatura $T_h = 507 \text{ K}$ (temperatura di saturazione corrispondente alla pressione di 3 MPa). Sono assegnate le principali dimensioni dell'evaporatore (*Figura 34.9*) e il coefficiente globale di scambio $U = 54,5 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$.

Calcolare la temperatura di uscita dei gas $T_{h,out}$ (i calcoli vanno iniziati assumendo un valore di tentativo pari a 710 K).

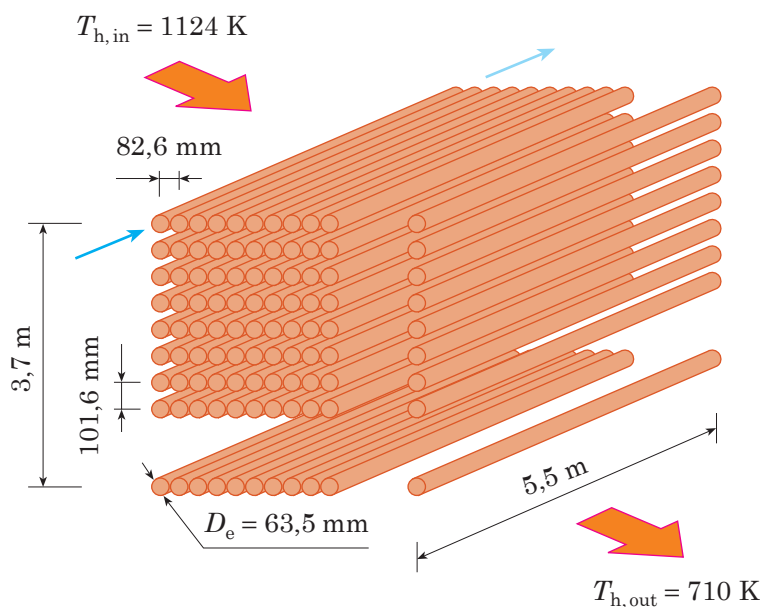


Fig. 34.9 - Disposizione in fila dei tubi dell'evaporatore relativo all'Esempio 34.4; l'evaporatore è composto da:

- 25 ranghi di tubi di diametro esterno 63,5 mm, lunghi 5,5 m;
- distanza tra i ranghi di 82,6 mm (da centro a centro dei tubi);
- 35 tubi per rango spazati tra loro (da centro a centro) di 101,6 mm;

ed è caratterizzato dalle seguenti aree:

- $A = 960 \text{ m}^2$ (area totale della superficie di scambio);
- $S_g = 8,1 \text{ m}^2$ (sezione di passaggio dei gas).

A = area della superficie laterale di un tubo per tutti i tubi dello schermo = $\pi \times 0,0635 \text{ m}$ [diametro esterno dei tubi] $\times 5,5 \text{ m}$ [lunghezza del singolo tubo] $\times 25$ [file di tubi] $\times 35$ [tubi/fila] = 960 m^2 ;

S_g = sezione trasversale della regione della caldaia, in cui si trova l'evaporatore (lunghezza e ampiezza sono indicate nella Figura), data dalla sezione frontale dei tubi della fila dell'evaporatore (quelli delle altre file sono in ombra alla prima) = $(5,5 \text{ m} \times 3,7 \text{ m})$ [lunghezza \times ampiezza] + $-(0,0635 \text{ m} \times 5,5 \text{ m} \times 35)$ [diametro esterno del tubo \times lunghezza del singolo tubo \times i tubi della prima fila che fanno da ostacolo al moto dei gas] = $8,1 \text{ m}^2$.

SOLUZIONE

Seguiamo lo stesso procedimento illustrato nel caso dell'Esempio 34.2, relativo al progetto dello schermo. La temperatura dei gas combusti $T_{h,out}$, all'uscita dall'evaporatore, si calcola uguagliando il flusso di calore \dot{Q} trasmesso, dato dall'equazione di base degli scambiatori (34-1), e il flusso di calore, riferito al fluido caldo (34-5):

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,in} - T_{h,out}) \Rightarrow T_{h,out} = T_{h,in} - \frac{UA\Delta T_m}{\dot{m}_h c_{ph}}$$

In questa equazione la differenza di temperatura ΔT_m data dalla **27-26**, è, a sua volta, funzione anche di $T_{h,out}$. È stato perciò assegnato un valore di tentativo pari a 710 K, valore che dovremo riottenere alla fine dei calcoli, se l'ipotesi era corretta. La differenza media di temperatura ΔT_m si calcola con la **27-26**:

$$\Delta T_m = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{\ln \left(\frac{T_{h,in} - T_f}{T_{h,out} - T_f} \right)} = \frac{1124 \text{ K} - 710 \text{ K}}{\ln \left(\frac{1124 \text{ K} - 507 \text{ K}}{710 \text{ K} - 507 \text{ K}} \right)} = 372 \text{ K}$$

La portata dei gas combusti è $\dot{m}_h = 38,2 \text{ kg/s}$, mentre la loro capacità termica massica $c_{ph} = 1,23 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ si può ricavare dalla *Figura 34.5* dove entriamo in ascisse con $T_{h,in} + T_{h,out} = 1834 \text{ K}$ e leggiamo il valore su una curva immaginaria relativa al 7% di umidità, situata al di sotto della curva con 8% di umidità nei gas combusti:

$$T_{h,out} = 1124 \text{ K} - \frac{54,5 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}) \times 960 \text{ m}^2 \times 372 \text{ K}}{38,2 \text{ kg/s} \times 1230 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})} = 710 \text{ K}$$

La temperatura $T_{h,out}$ così calcolata coincide con il valore assunto inizialmente e così il calcolo è terminato.

COMMENTI Calcoliamo la differenza media aritmetica di temperatura con la **27-26'**:

$$\Delta T'_m = \frac{T_{h,in} + T_{h,out}}{2} - T_c = \frac{1124 \text{ K} + 710 \text{ K}}{2} - 507 \text{ K} = 410 \text{ K}$$

contro 372 K della media logaritmica. La media aritmetica adesso non è più accettabile; questo avviene perché la differenza tra la temperatura di ingresso e di uscita dei gas inizia a diventare elevata.

Esempio 34.5 Progetto dell'economizzatore

Il fascio tubiero dell'economizzatore schematizzato nella *Figura 34.1* è lambito all'esterno da gas combusti che entrano alla temperatura $T_{h,in} = 710 \text{ K}$ con capacità termica massica $c_{ph} = 1,13 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ e portata $\dot{m} = 38,2 \text{ kg/s}$. All'interno dei tubi entra acqua con portata $\dot{m}_c = 31,2 \text{ kg/s}$ e con entalpia $h_{c,in} = 463,4 \text{ kJ/kg}$ (è l'entalpia del liquido compresso a temperatura $T_{c,in} = 110 \text{ }^\circ\text{C} \approx 383 \text{ K}$ e pressione di 3 MPa). Sono assegnate le principali dimensioni dell'evaporatore (*Figura 34.10*) e il coefficiente globale di scambio $U = 80,8 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$. Nell'ipotesi di assumere una temperatura dei gas all'uscita dall'economizzatore $T_{h,out} = 603 \text{ K}$,

- calcolare la temperatura dell'acqua $T_{c,out}$ all'uscita dall'economizzatore;
- verificare che la superficie di scambio sia $A = 225 \text{ m}^2$.

SOLUZIONE

a) Per l'equazione di bilancio energetico **34-5'** abbiamo:

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,in} - T_{h,out}) = \dot{m}_c (h_{c,out} - h_{c,in})$$

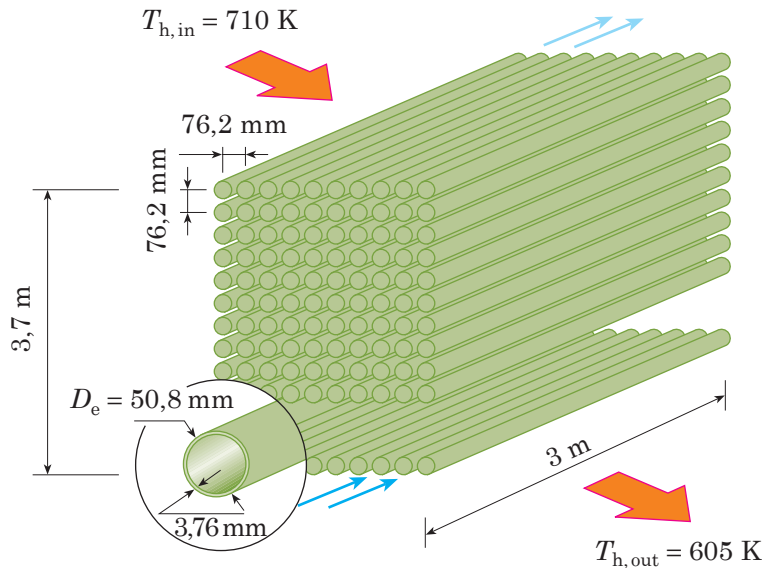


Fig. 34.10 - Disposizione in fila dei tubi dell'economizzatore relativo all'Esempio 34.5; l'economizzatore è composto da:

- 10 ranghi di tubi di diametro esterno 50,8 mm (spessore di parete 3,76 mm) e lunghi 3 m;
- distanza tra i ranghi di 76,2 mm (da centro a centro dei tubi);
- 47 tubi per rango spazati tra loro (da centro a centro) di 76,2 mm;

ed è caratterizzato dalle seguenti aree:

- $A = 225 \text{ m}^2$ (area totale della superficie di scambio);
- $S_g = 3,9 \text{ m}^2$ (sezione di passaggio dei gas).

A = area della superficie laterale di un tubo per tutti i tubi dell'economizzatore = $\pi \times 0,0508 \text{ m}$ [diametro esterno dei tubi] $\times 3 \text{ m}$ [lunghezza del singolo tubo] $\times 10$ [file di tubi] $\times 47$ [tubi/file] = 225 m^2 .

S_g = sezione trasversale della regione della caldaia, in cui si trova l'economizzatore (lunghezza e ampiezza sono indicate nella Figura), data dalla sezione frontale dei tubi della fila dello schermo (quelli delle altre file sono in ombra alla prima) = $(3 \text{ m} \times 3,7 \text{ m})$ [lunghezza \times ampiezza] + $-(0,0508 \text{ m} \times 3 \text{ m} \times 47)$ [diametro esterno del tubo \times lunghezza del singolo tubo \times i tubi della prima fila che fanno da ostacolo al moto dei gas] = $3,9 \text{ m}^2$.

Il flusso di calore \dot{Q} è perciò:

$$\dot{Q} = 38,2 \text{ kg/s} \times 1130 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)} (710 \text{ K} - 603 \text{ K}) = 4.618.762 \text{ W} = 4,6 \text{ MW}$$

e l'entalpia del fluido freddo all'uscita è:

$$h_{c,out} - h_{c,in} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_c} \Rightarrow h_{c,out} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_c} + h_{c,in}$$

$$h_{c,out} = \frac{4.618.762 \text{ W}}{31,2 \text{ kg/s}} + 463.400 \text{ J/kg} = 611.480 \text{ J/kg} = 611,48 \text{ kJ/kg}$$

Entrando nella Tabella A.3.4, nella regione del liquido compresso alla pressione di 5 MPa (prossimo al valore di 3 MPa assegnato), otteniamo per interpolazione, in cor-

rispondenza dell'entalpia $h_{c,out} = 611,48 \text{ kJ/kg}$, un valore della temperatura dell'acqua all'uscita dell'economizzatore:

$$T_{c,out} \approx 145 \text{ }^\circ\text{C} = 418 \text{ K}$$

b) Per l'equazione **34-1**, l'area della superficie complessiva di scambio è data da:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m \Rightarrow A = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_m}$$

La differenza media di temperatura ΔT_m si calcola con la **27-22** relativa agli scambiatori in controcorrente:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln\left(\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}}\right)} = \frac{(710 \text{ K} - 418 \text{ K}) - (603 \text{ K} - 383 \text{ K})}{\ln\left(\frac{710 \text{ K} - 418 \text{ K}}{603 \text{ K} - 383 \text{ K}}\right)} = 254 \text{ K}$$

L'area A della superficie di scambio è perciò:

$$A = \frac{4.618.762 \text{ W}}{80,8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \times 254 \text{ K}} = 225 \text{ m}^2$$

valore uguale a quello citato in *Figura 34.10*.

COMMENTI Nel progetto del generatore la temperatura di uscita dall'economizzatore, che qui abbiamo posto pari a 603 K, viene abitualmente determinata a ritroso attraverso la temperatura dei gas combusti che lasciano il preriscaldatore dell'aria e attraverso l'assorbimento di calore necessario per ottenere la temperatura richiesta dell'aria preriscaldata. Perciò il preriscaldatore dell'*Esempio 34.6* dovrebbe venire proporzionato riducendo la temperatura dei gas che escono dall'economizzatore dal valore $T_{h,out}$, incognito, fino alla temperatura di uscita dal generatore pari a 210 °C (valore assegnato come risulta dall'*Esempio 34.1*). Il calore rimosso dai gas di combustione viene poi trasferito all'aria in modo da preriscaldarla dalla temperatura di 27 °C alla temperatura di 168 °C.

Esempio 34.6 Progetto del preriscaldatore

Il preriscaldatore dell'aria del generatore è uno scambiatore a flusso incrociato (*Figura 34.11*) costituito da tubi, all'interno dei quali entrano i gas combusti con portata $\dot{m} = 38,2 \text{ kg/s}$, capacità termica massica $c_{ph} = 1,13 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, temperatura $T_{h,in} = 603 \text{ K}$ ed escono alla temperatura $T_{h,out} = 483 \text{ K}$, mentre all'esterno vengono lambiti da aria, che entra con portata $\dot{m}_f = 36 \text{ kg/s}$, capacità termica massica $c_{pc} = 1,02 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ e temperatura $T_{c,in} = 300 \text{ K}$. Sono assegnate le seguenti costanti:

- $f_a = 0,92$: fattore di disposizione;
- $\mu_g = 0,00025 \text{ (N} \cdot \text{s)}/\text{m}^2$: viscosità dinamica dei gas combusti alla temperatura di riferimento;
- $h/D = 0,0002$: rugosità relativa dei tubi in cui scorrono i gas;

– $\mu_a = 0,000024 \text{ (N}\cdot\text{s)/m}^2$: viscosità dinamica dell'aria alla temperatura di riferimento.

Si chiede di:

- calcolare la temperatura di uscita $T_{c,out}$ dell'aria dal preriscaldatore;
- verificare che la superficie complessiva di scambio sia $A = 1387 \text{ m}^2$ (si trascuri la trasmissione di calore per irraggiamento);
- calcolare le perdite di carico incontrate dal gas che scorre all'interno dei tubi;
- calcolare le perdite di carico incontrate dall'aria che lambisce dall'esterno i tubi.

SOLUZIONE

a) Il bilancio energetico, impostato con la **34-5**, dà per il gas:

$$\dot{Q} = \dot{m} c_{ph} (T_{h,in} - T_{h,out}) = 38,2 \text{ kg/s} \times 1130 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)} (603 \text{ K} - 483 \text{ K}) = 5.179.920 \text{ W} = 5,18 \text{ MW}$$

e per l'aria:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,out} - T_{c,in}) \Rightarrow T_{c,out} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_c c_{pc}} = \frac{5.179.920 \text{ W}}{36 \text{ kg/s} \times 1020 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}} + 300 \text{ K} = 441 \text{ K} \quad \blacktriangleleft$$

b) La superficie di scambio A si calcola con la **34-1**:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m \Rightarrow A = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_m}$$

La differenza di temperatura si ricava con la **27-23** relativa alla configurazione di scambiatore a flusso incrociato:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln \left(\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}} \right)} F_{incr}$$

una volta ottenuti i parametri, che permettono di entrare nel diagramma della *Figura 27.18-c* e di calcolare il fattore di correzione F_{incr} (0,93):

$$P = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}} = \frac{441 \text{ K} - 300 \text{ K}}{603 \text{ K} - 300 \text{ K}} = 0,46, \quad R = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{c,out} - T_{c,in}} = \frac{603 \text{ K} - 483 \text{ K}}{441 \text{ K} - 300 \text{ K}} = 0,85$$

$$\Delta T_m = \frac{(603 \text{ K} - 441 \text{ K}) - (483 \text{ K} - 300 \text{ K})}{\ln \left(\frac{603 \text{ K} - 441 \text{ K}}{483 \text{ K} - 300 \text{ K}} \right)} 0,93 = 160 \text{ K}$$

Il coefficiente globale di scambio U si calcola con la **34-3** dal momento che l'irraggiamento, a causa delle modeste temperature dei gas, è trascurabile:

$$U = \frac{h'h''}{h' + h''}$$

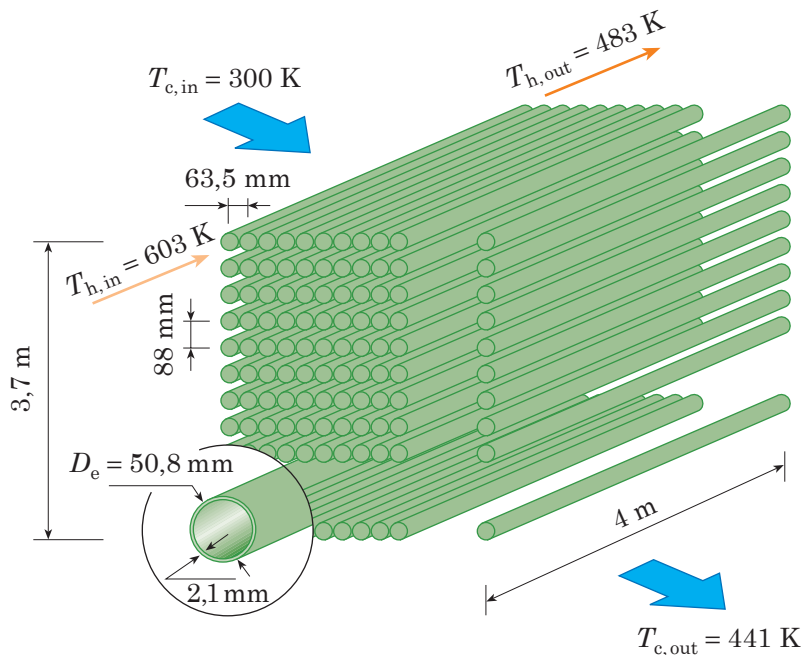


Fig. 34.11 - Disposizione in fila dei tubi del preriscaldatore relativo all'Esempio 34.6; all'interno dei tubi scorre il gas combusto, mentre all'esterno i tubi vengono lambiti in flusso incrociato dall'aria da preriscaldare; il preriscaldatore è composto da:

- 53 ranghi di tubi di diametro esterno 50,8 mm (spessore 2,1 mm) alti 4 m;
- distanza tra i ranghi di 63,5 mm (da centro a centro dei tubi);
- 41 tubi per rango spazati tra loro (da centro a centro) di 88 mm;

e dalle seguenti aree:

- $A = 1387 \text{ m}^2$ (area totale della superficie di scambio);
- $S_g = 3,7 \text{ m}^2$ (sezione di passaggio dei gas di combustione all'interno dei tubi);
- $S_a = 6,5 \text{ m}^2$ (sezione di passaggio dell'aria da preriscaldare normalmente ai tubi del preriscaldatore).

A = area della superficie laterale di un tubo per tutti i tubi del preriscaldatore = $\pi \times 0,0508 \text{ m}$ [diametro esterno dei tubi] $\times 4 \text{ m}$ [lunghezza del singolo tubo] $\times 53$ [file di tubi] $\times 41$ [tubi/fila] = 1387 m^2 ;

S_g = area della sezione interna di un tubo in cui passa il gas combusto per tutti i tubi del preriscaldatore = $\pi/4 \times (0,0508 \text{ m} - 2 \times 0,0021 \text{ m})^2$ [diametro esterno meno due volte lo spessore di parete per ottenere il diametro interno] $\times 53$ [file di tubi] $\times 41$ [tubi/fila] = $3,7 \text{ m}^2$;

S_a = sezione trasversale della regione della caldaia in cui si trova il preriscaldatore (altezza e ampiezza sono indicate nella Figura) data dalla sezione frontale dei tubi della prima fila del preriscaldatore investita dall'aria (quelli delle file successive sono in ombra alla prima) = $(4 \text{ m} \times 3,7 \text{ m})$ [altezza \times ampiezza] - $(0,0508 \text{ m} \times 4 \text{ m} \times 41)$ [diametro esterno del tubo \times (altezza del singolo tubo \times i tubi della prima fila che fanno da ostacolo al moto dei gas)] = $6,5 \text{ m}^2$.

Calcoliamo h' , coefficiente di scambio lato gas, con l'equazione 34-6 che viene applicata al moto del fluido all'interno del tubo. Per chiarezza affianchiamo il pedice «g» alle grandezze riferite al gas combusto:

$$h = \frac{T + 1500}{515} \frac{\dot{m}_{\text{sez}}^{0,8}}{D_i^{0,2}}$$

$$\dot{m}_{\text{sez,g}} = \frac{\dot{m}}{S_g} = \frac{38,2 \text{ kg/s}}{3,7 \text{ m}^2} = 10,3 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$$

$$D_i = D_e - 2 \times \text{spessore} = 0,0508 \text{ m} - 2 \times 0,0021 \text{ m} = 0,0466 \text{ m}$$

La temperatura T del film è per la **34-8'**:

$$T = \frac{T_{h,\text{in}} + T_{h,\text{out}}}{2} - \frac{\Delta T_m}{4} = \frac{603 \text{ K} + 483 \text{ K}}{2} - \frac{160 \text{ K}}{4} = 503 \text{ K}$$

$$h = \frac{503 \text{ K} + 1500 \left(10,3 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)\right)^{0,8}}{515 \left(0,0466 \text{ m}\right)^{0,2}} = 46,4 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

Moltiplicando questo coefficiente di scambio per il rapporto tra diametro interno e diametro esterno D_i/D_e , lo convertiamo al diametro esterno e alla superficie esterna in modo che sia omogeneo con h'' , coefficiente di scambio lato aria, che viene appunto calcolato facendo riferimento alla superficie esterna:

$$h_g = 46,4 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}) \times \frac{0,0466 \text{ m}}{0,0508 \text{ m}} = 42,6 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

Il coefficiente di scambio all'esterno dei tubi si calcola con la **34-9**:

$$h = f_a \frac{T + 700 \frac{\dot{m}_{\text{sez}}^{0,61}}{D_e^{0,39}}}{200}$$

Il fattore di disposizione è $f_a = 0,92$. La portata $\dot{m}_{\text{sez,a}}$ lato aria per unità di area vale:

$$\dot{m}_{\text{sez,a}} = \frac{\dot{m}_a}{S_a} = \frac{36 \text{ kg/s}}{6,5 \text{ m}^2} = 5,54 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$$

e, per la **34-10'**, la temperatura del film vale:

$$T = \frac{T_{c,\text{in}} + T_{c,\text{out}}}{2} + \frac{\Delta T_m}{4} = \frac{300 \text{ K} + 441 \text{ K}}{2} + \frac{160 \text{ K}}{4} = 410,5 \text{ K}$$

$$h_a = 0,92 \frac{410,5 \text{ K} + 700 \left(5,54 \text{ kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)\right)^{0,61}}{200 \left(0,0508 \text{ m}\right)^{0,39}} = 46,4 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

Il coefficiente globale di scambio U è allora:

$$U = \frac{42,6 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}) \times 46,4 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})}{42,6 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}) + 46,4 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})} = 22,2 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

e l'area A della superficie di scambio è:

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \Delta T_m} = \frac{5.179.920 \text{ W}}{22,2 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}) \times 160 \text{ K}} = 1458 \text{ m}^2$$

contro 1387 m^2 dell'area effettivamente misurata. La leggera differenza è dovuta al fatto di aver trascurato l'irraggiamento, il quale, anche se in modo modesto, contribuisce a elevare il coefficiente globale di scambio U .

c) La perdita di carico continua Δp_f dei gas combusti, che scorrono all'interno dei tubi del preriscaldatore, si calcola con la **34-13**:

$$\Delta p_f = f \frac{l}{D_i} \frac{\rho_g}{2} v_g^2$$

La lunghezza del tubo è $l = 4$ m (nella *Figura 34.11* è stata indicata come altezza). Il diametro interno è $D_i = 0,0466$ m. La temperatura T_g di riferimento si ricava con la **34-14**:

$$T_g = \frac{T_{h,in} + 2T_{h,out}}{3} = \frac{603 \text{ K} + 2 \times 483 \text{ K}}{3} = 523 \text{ K}$$

La massa volumica del gas ρ_g si ottiene con la **33-9**, in cui la massa volumica dei gas combusti nelle condizioni di riferimento è stata presa pari a $1,31 \text{ kg/m}^3$, dal momento che l'umidità è pari al 7%:

$$\rho_g = 1,31 \text{ kg/m}^3 \frac{273 \text{ K}}{523 \text{ K}} = 0,684 \text{ kg/m}^3$$

Dall'equazione di continuità **15-2**, si ricava la velocità media v dei gas combusti all'interno dei tubi:

$$\dot{m} = \rho_g S_g v_g \Rightarrow v_g = \frac{\dot{m}}{\rho_g S_g} = \frac{38,2 \text{ kg/s}}{0,684 \text{ kg/m}^3 \times 3,7 \text{ m}^2} = 15,1 \text{ m/s}$$

La determinazione del fattore di attrito f richiede prima il calcolo del numero di Reynolds con la **15-1**.

$$R_g = \frac{\rho_g v_g D_i}{\mu_g} = \frac{0,684 \text{ kg/m}^3 \times 15,1 \text{ m/s} \times 0,0466 \text{ m}}{0,000025 \text{ (N}\cdot\text{s)/m}^2} = 19.200$$

Con $R = 20.000$ si entra nell'ascissa del diagramma di Moody della *Figura 16.3* e si legge, in corrispondenza di una rugosità relativa del tubo $h/D = 0,0002$, un valore del fattore di attrito $f = 0,025$:

$$\Delta p_f = 0,025 \frac{4 \text{ m}}{0,0466 \text{ m}} \frac{0,684 \text{ kg/m}^3}{2} (15,1 \text{ m/s})^2 = 167 \text{ Pa}$$

A questa perdita continua occorre aggiungere la perdita di carico localizzata, relativa all'ingresso e all'uscita dei gas di combustione dai tubi del preriscaldatore. I tubi dello scambiatore non hanno gomiti, come invece avviene per gli altri elementi del generatore in cui circola acqua o vapore, e quindi la perdita di carico localizzata dovuta ai gomiti non viene conteggiata. La perdita combinata di ingresso e di uscita viene valutata con un valore del coefficiente di resistenza localizzata k pari a 1,5 volte il carico cinetico (**16-2**):

$$h_m = 1,5 \frac{v_g^2}{2g} = 1,5 \frac{(15,1 \text{ m/s})^2}{2 \times 9,81 \text{ m/s}^2} = 17,4 \text{ m di colonna di gas}$$

$$\Delta p_m = \rho_g g h_m = 0,684 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 17,4 \text{ m} = 117 \text{ Pa}$$

La perdita di carico complessiva del gas Δp_g è allora:

$$\Delta p_g = \Delta p_f + \Delta p_m = 167 \text{ Pa} + 117 \text{ Pa} = 284 \text{ Pa} \quad \blacktriangleleft$$

d) La perdita di carico dell'aria che lambisce esternamente i fasci di tubi del preriscaldatore è data dalla **34-15**:

$$\Delta p_a = N\chi \left(\frac{\rho_a v_{\max,a}^2}{2} \right) f$$

I ranghi sono $N = 53$, il fattore di attrito è $f = 1$, la temperatura di riferimento dell'aria T_a è data dalla **34-16'**:

$$T_a = \frac{T_{c,\text{in}} + T_{c,\text{out}}}{2 \times 0,95} = \frac{300 \text{ K} + 441 \text{ K}}{2 \times 0,95} = 390 \text{ K}$$

La massa volumica dell'aria ρ_a si calcola con la **33-8**, in cui arrotondiamo $1,17 \text{ kg/m}^3$ a $1,2 \text{ kg/m}^3$:

$$\rho_a = 1,2 \text{ kg/m}^3 \frac{273 \text{ K}}{390 \text{ K}} = 0,84 \text{ kg/m}^3$$

$$v_{\max,a} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a S_a} = \frac{36 \text{ kg/s}}{0,84 \text{ kg/m}^3 \times 6,5 \text{ m}^2} = 6,6 \text{ m/s}$$

$$R_a = \frac{\rho_a v_{\max,a} D_e}{\mu_a} = \frac{0,84 \text{ kg/m}^3 \times 6,6 \text{ m/s} \times 0,0508 \text{ m}}{0,000024 \text{ (N}\cdot\text{s)/m}^2} = 11.735$$

Il fattore di attrito f si legge sul diagramma di *Figura 34.6* in corrispondenza di:

$$\frac{l_{\perp}}{D_e} = \frac{0,088 \text{ m}}{0,0508 \text{ m}} = 1,73, \quad \frac{l_{\parallel}}{D_e} = \frac{0,0635 \text{ m}}{0,0508 \text{ m}} = 1,25$$

Il primo parametro deve essere letto su due diagrammi (per 1,5 e 2,0); ne risulta un valore intermedio del fattore di attrito pari a $f \approx 0,2$:

$$\Delta p_a = 53 \times 1 \frac{0,84 \text{ kg/m}^3 (6,6 \text{ m/s})^2}{2} 0,2 = 194 \text{ Pa} \quad \blacktriangleleft$$

Esempio 34.7 Potenza termica assorbita per la generazione del vapore

Verificare che la potenza termica \dot{Q}_{vapore} assorbita nella caldaia schematizzata nella *Figura 34.1* sia sufficiente per generare la portata di vapore $\dot{m}_v = 31,2 \text{ kg/s}$. Si richiamano i seguenti dati, tratti dagli Esempi precedenti:

- Entalpia dell'acqua compressa fornita dall'economizzatore (*Esempio 34.5*) $h_{\text{acq, comp}}: 611,5 \text{ kJ/kg}$
- Potenza termica immessa con il combustibile (*Esempio 34.1*) $\dot{Q}_b = \dot{m}_f LHV: 90,8 \text{ MW}$

- Potenza termica immessa dal preriscaldatore (*Esempio 34.6*) \dot{Q}_{prerisc} : 5,2 MW
- Potenza termica assorbita dallo schermo (*Esempio 34.2*) \dot{Q}_{schermo} : 2,5 MW
- Potenza termica assorbita dall'evaporatore (*Esempio 34.4*) $\dot{Q}_{\text{evaporatore}}$: 19,4 MW
- Portata dei gas di combustione (*Esempio 34.1*) \dot{m} : 38,2 kg/s
- Umidità contenuta nei gas di combustione (*Esempio 34.1*): 7% in massa
- Temperatura dei gas di combustione all'uscita del focolare (*Esempio 34.1*) $T_{\text{out, foc}}$: 1370 K
- Temperatura dell'aria ambiente (*Esempio 34.1*) T_a : 300 K

SOLUZIONE

Per passare dallo stato di acqua compressa, avente entalpia $h_{\text{acq, comp}} = 611,5 \text{ kJ/kg}$ (uscita economizzatore), allo stato di vapore saturo con entalpia $h_{\text{vap, sat}} = 2804,2 \text{ kJ/kg}$ (entalpia del vapore saturo alla pressione di 3 MPa dalla *Tabella A.3.2*), viene richiesta la potenza termica

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{vapore}} &= \dot{m}_v (h_{\text{vap, sat}} - h_{\text{acq, comp}}) = 31,2 \text{ kg/s} (2804,2 \text{ kJ/kg} - 611,5 \text{ kJ/kg}) = \\ &= 68.412,24 \text{ kW} = 68,4 \text{ MW} \quad \blacktriangleleft\end{aligned}$$

Questa potenza termica può essere assorbita in tre zone: tubi del focolare, schermo ed evaporatore. Determiniamo prima di tutto la potenza termica dei gas che lasciano il focolare $\dot{Q}_{\text{out, foc}}$ con la **34-5**. Entrando nel diagramma della *Figura 34.5* con il valore di temperatura in ascisse $T_{\text{out, foc}} + T_a = 1370 \text{ K} + 300 \text{ K} = 1670 \text{ K}$, leggiamo su una curva prossima al valore di umidità 7% una capacità termica massica dei gas di combustione media tra queste due temperature $c_{ph} = 1,2 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$:

$$\dot{Q}_{\text{out, foc}} = \dot{m} c_{ph} (T_{\text{out, foc}} - T_a) = 38,2 \text{ kg/s} \times 1,2 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} (1370 \text{ K} - 300 \text{ K}) = 49,0 \text{ MW}$$

Sottraendo la potenza termica dei gas, che lasciano il focolare, alla potenza totale immessa nel focolare, otteniamo il valore della potenza termica assorbita dai tubi del focolare. Sommando quindi le tre potenze assorbite dai tubi del focolare, dallo schermo e dall'evaporatore, otteniamo la potenza termica totale assorbita per la generazione del vapore. Il bilancio delle diverse potenze termiche \dot{Q} è riportato nell'elenco seguente.

COMMENTI Il valore della potenza termica assorbita per generare vapore (68,9 MW) ricavato dal bilancio delle diverse potenze risulta in accordo con la potenza termica richiesta per generare vapore che avevamo calcolato prima (68,4 MW).

– Potenza immessa con il combustibile \dot{Q}_b	90,8 MW +
– Potenza immessa dal preriscaldatore \dot{Q}_{prerisc}	5,2 MW +
	<hr/>
– Potenza totale che entra nel focolare $\dot{Q}_{\text{in, foc}}$	96,0 MW
– Potenza dei gas che lasciano il focolare $\dot{Q}_{\text{out, foc}}$	49,0 MW –
	<hr/>
– Potenza assorbita dai tubi del focolare $\dot{Q}_{\text{tubi, foc}}$	47,0 MW +
– Potenza assorbita dallo schermo \dot{Q}_{schermo}	2,5 MW +
– Potenza assorbita dall'evaporatore $\dot{Q}_{\text{evaporat}}$	19,4 MW +
	<hr/>
– Potenza totale assorbita per generare vapore \dot{Q}_{vap}	68,9 MW