

33.2 Circolazione del fluido

L'elemento essenziale della caldaia è costituito dal sistema di generazione del vapore rappresentato dai fasci tubieri di vaporizzazione; possono infatti mancare sia l'economizzatore (organo che eleva la temperatura dell'acqua di alimentazione) sia il surriscaldatore (organo che porta il vapore alle condizioni di surriscaldamento) ma dovrà essere sempre presente il sistema di evaporazione dell'acqua di alimentazione. La generazione del vapore e il controllo delle temperature dei tubi metallici in tutti i circuiti dell'unità richiedono un flusso adeguato di acqua e di miscela liquido-vapore. Questa **circolazione** può essere *naturale*, *accelerata* oppure *forzata*.

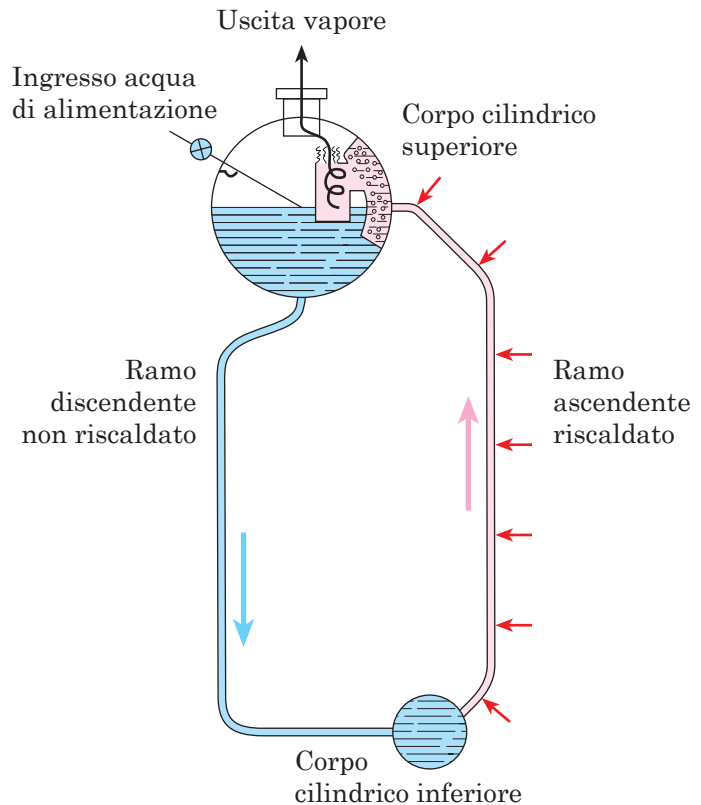


Fig. 33.6 - Circuito semplificato di circolazione naturale della miscela acqua-vapore comprendente il separatore del vapore nel corpo cilindrico superiore.

La forza disponibile per produrre il flusso nella **circolazione naturale** è originata dalla differenza di massa volumica fra l'acqua satura che scende lungo i *tubi di caduta* e la miscela di acqua-vapore che risale nei *tubi vaporizzatori*. La *Figura 33.6* mostra uno schema semplificato di un sistema di circolazione naturale. Lungo il tubo di caduta, situato a sinistra nella zona relativamente più fredda del generatore, scende l'acqua proveniente dal corpo cilindrico superiore, elemento in cui sono presenti sia l'acqua che il vapore, e viene immessa nel corpo cilindrico inferiore. Nel tubo vaporizzatore (a destra nella figura), che si trova in una regione a temperatura più elevata perché lambito direttamente dai fumi, si forma una miscela acqua-vapore che, essendo dotata di massa volumica minore della massa volumica del fluido contenuto nel tubo di caduta, risale dal corpo cilindrico inferiore fino a quello superiore dove le due fasi si separano; l'acqua così si raccoglie in basso e rico-

mincia il percorso, che abbiamo appena descritto, scendendo lungo il tubo di caduta, mentre il vapore si libera in alto e da qui procede verso l'utilizzazione. Il rapporto tra portata di vapore prodotta e portata della miscela bifase in arrivo al corpo cilindrico che circola nei tubi evaporanti varia tra 1:5 a 1:10 in funzione delle esigenze di scambio termico e di temperatura del metallo. In conclusione, la differenza di massa volumica tra i due rami del circuito, giustificata dalla diversa situazione termica (ramo a sinistra «freddo» e ramo a destra «caldo») è la fonte della circolazione naturale (per gravità) del fluido. Questo effetto di pompaggio è tanto maggiore quanto:

- più il fluido, presente nei tubi di caduta, è acqua prossima alle condizioni di saturazione (sono cioè assenti bolle di vapore che ne farebbero diminuire la massa volumica);
- maggiore è il diametro dei tubi in modo tale da rendere minime le perdite di carico.

Nei generatori di vapore, che lavorano a elevate pressioni di esercizio, è tuttavia necessario limitare il diametro dei tubi per motivi di resistenza meccanica. Diminuisce inoltre, all'aumentare della pressione di esercizio, la differenza di massa volumica tra acqua e vapore saturo (Figura 33.7). Perciò, a elevate pressioni di esercizio, il sistema di circolazione naturale (Figura 33.8) diventerebbe grande e costoso, dovrebbe cioè essere dimensionato in modo tale da permettere una circolazione sufficiente a evitare la formazione di sacche di vapore che porterebbero al surriscaldamento locale delle superfici di scambio.

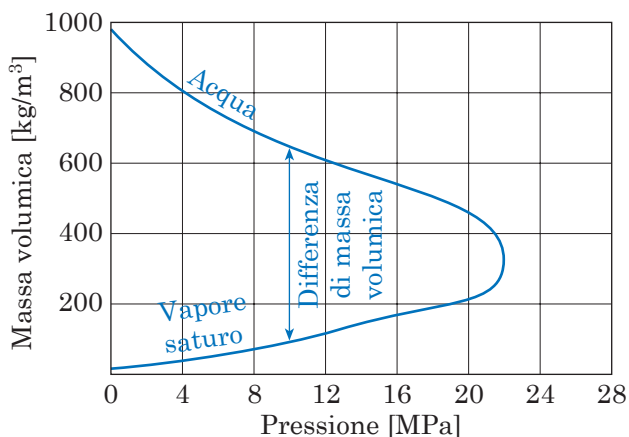


Fig. 33.7 - Massa volumica di acqua e vapore alla temperatura di saturazione per valori della pressione compresi tra la pressione atmosferica e la pressione critica.

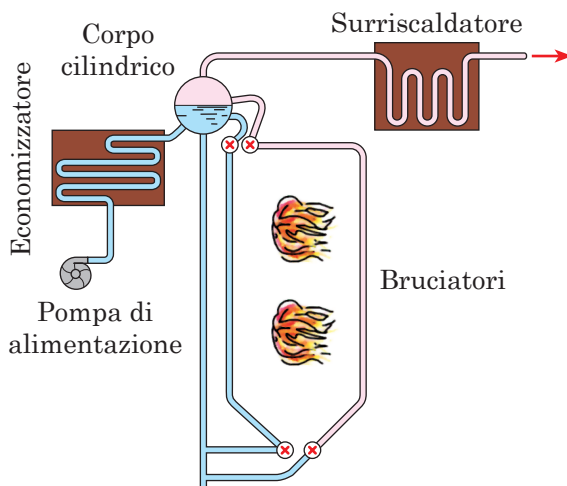


Fig. 33.8 - Schema di caldaia con circolazione naturale; è presente un solo corpo cilindrico (quello superiore) in quanto il volume del corpo cilindrico inferiore è quello del circuito in cui sono inseriti i tubi di caduta^{33.1}; sono inoltre rappresentati i bruciatori, l'economizzatore con la pompa di alimentazione dell'acqua e il surriscaldatore.

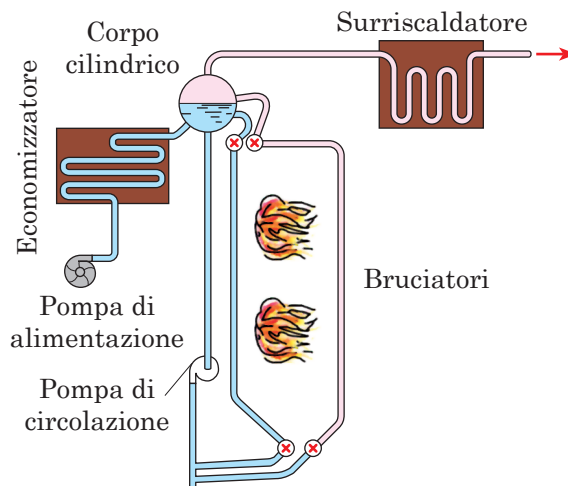


Fig. 33.9 - Schema di caldaia con circolazione accelerata o assistita.

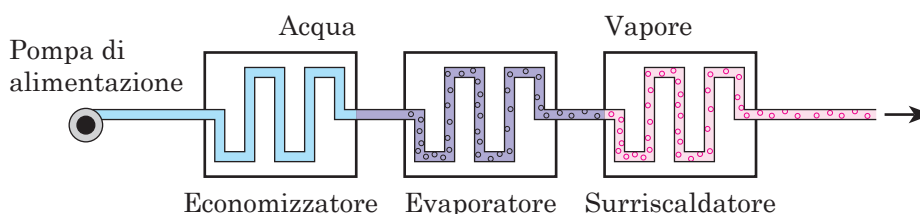


Fig. 33.10 - Schema di caldaia con circolazione forzata.

Una pompa inserita nei tubi di caduta (*Figura 33.9*), diviene allora il mezzo più economico per assicurare la circolazione del fluido, e quindi il corretto raffreddamento dei tubi, senza dover ricorrere a un surdimensionamento dell'impianto nel caso in cui, data la ridotta differenza di massa volumica tra liquido e vapore, la circolazione naturale non è più sufficiente: l'acqua, che esce dal corpo cilindrico, entra nella pompa di circolazione che fornisce la pressione necessaria per far sì che la miscela acqua-vapore possa scorrere all'interno del circuito dei tubi vaporizzatori per ritornare al corpo cilindrico dove l'acqua e il vapore vengono separati. Questo tipo di circolazione prende il nome di circolazione **forzata** e utilizza un corpo cilindrico (superiore) simile a quello utilizzato nelle caldaie a circolazione naturale. La quantità totale di acqua pompata varia da 4 a 6 volte la quantità di vapore generato; la prevalenza della pompa corrisponde a un aumento di pressione di circa $0,21 \div 0,28$ MPa, mentre la potenza assorbita è pari a circa lo 0,5% della potenza termica immessa nella caldaia. Nei generatori ad **attraversamento forzato** (*Figura 33.10*), l'acqua viene mandata da una pompa, che assolve contemporaneamente alle due funzioni di alimentazione e di circolazione, percorre un circuito *aperto*, lungo il quale si realizza l'evaporazione, e, alla fine, esce nelle condizioni volute di surriscaldamento; mancano perciò il corpo cilindrico e i tubi di caduta. La presenza della pompa, analogamente ai generatori a circolazione accelerata, permette di utilizzare tubi di diametro più piccolo con la possibilità di realizzare generatori più compatti. A causa dell'eliminazione del corpo cilindrico e della ridotta superficie di scambio, il tempo necessario per l'avviamento del generatore è piuttosto breve. Nei generatori ad attraversamento forzato la portata in massa di acqua è la stessa di quella del vapore; al massimo carico, occorre utilizzare velocità del fluido maggiori di quelle necessarie per le unità a circolazione naturale oppure forzata in modo da mantenere velocità ade-

guate anche a basso carico e garantire così soddisfacenti valori di temperatura di parete a tutti i carichi. Proprio per garantire una velocità dell'acqua adeguata nei tubi vaporizzatori non è possibile scendere al di sotto di un terzo o un quarto del massimo carico^{33.3}. La circolazione forzata viene impiegata nei generatori di elevata potenza che funzionano in prossimità della pressione critica (22,5 MPa); per valori di pressione infatti uguali o superiori (generatori ipercritici) alla pressione critica, la transizione da liquido a vapore avviene senza che si verifichi una variazione di massa volumica (*Figura 33.7*) la separazione del vapore dall'acqua è quindi impossibile e occorre utilizzare la circolazione forzata.

33.3 Contenuto d'acqua del generatore

Tra i generatori distinguiamo quelli a grande, a medio oppure a piccolo volume d'acqua, in base al rapporto tra il contenuto d'acqua e l'area della superficie riscaldata del generatore. Grandi volumi d'acqua, mentre da una parte rendono più rapida la risposta del generatore alla variazione del carico, presentano dall'altra parte un'estrema lentezza all'avviamento. La tendenza moderna è quella di costruire generatori con piccolo e, al limite, piccolissimo volume d'acqua, facendo affidamento, per le variazioni della produzione di vapore, sulla pronta risposta dei bruciatori, che, come abbiamo visto, hanno realizzato notevoli progressi sia nella meccanica che nella regolazione automatizzata.

Generatori a grande volume d'acqua (100 ÷ 200 kg di acqua per m² di superficie riscaldata). Capostipiti sono le caldaie Cornovaglia *a tubi di fumo*, dette così perché il fumo scorre all'interno dei tubi, mentre l'acqua lambisce l'esterno di questi. Le caldaie a tubi da fumo sono tuttora largamente impiegate (anche e soprattutto per il minor costo) per produzione di vapore fino a circa 2 MPa e 7 kg/s.

Generatori a medio volume d'acqua (50 ÷ 100 kg di acqua per m² di superficie riscaldata). Sono sempre caldaie a tubi di fumo, come la caldaia scozzese impiegata una volta in marina.

Generatori a piccolo volume d'acqua (20 ÷ 50 kg di acqua per m² di superficie riscaldata). Sono i generatori a tubi d'acqua; questa volta l'acqua scorre all'interno dei tubi, mentre il fumo si trova all'esterno di questi. Si realizza così un migliore scambio termico con un aumento del rendimento e un avviamento estremamente più rapido, dell'ordine delle decine di minuti contro le ore necessarie per avviare i generatori a grandi volumi d'acqua.

Generatori a piccolissimo volume d'acqua (inferiore a 20 kg di acqua per m² di superficie riscaldata). Sono soprattutto le unità dei grossi impianti termoelettrici.

33.3 - La turbina, associata al generatore di vapore, può tuttavia lavorare anche a carichi più bassi utilizzando un sistema che invia il vapore in eccesso a un accumulatore di vapore per il recupero del calore. Un'altra soluzione è rappresentata dalla circolazione combinata: si tratta di unità a circolazione forzata, in cui parte dell'acqua, che esce dai circuiti del focolare, viene fatta ricircolare miscelandola con l'acqua di alimentazione, in modo da fornire adeguate velocità dell'acqua durante l'avviamento e il funzionamento a basso carico del generatore. L'impiego della circolazione combinata fa aumentare la velocità dell'acqua nei tubi del focolare ai bassi carichi senza portare all'aumento della velocità, e quindi della resistenza al flusso ai carichi elevati, in quanto la ricircolazione non viene più mantenuta ai carichi elevati.

33.4 Tipi di caldaie

33.4.1 Caldaie per uso civile

Tutti gli impianti termici degli edifici di civile abitazione devono avere un'unica centrale termica principalmente per ridurre le dispersioni dovute all'uso delle caldaie individuali negli edifici condominiali; questa norma favorisce la diffusione del teleriscaldamento che comporta ulteriori risparmi di energia. Esistono poi delle norme che impongono il controllo sui fumi delle caldaie per uso civile (DPR 551/1999) con misura di:

- temperatura dei fumi nel flusso centrale dello scarico;
- concentrazione di biossido di carbonio (CO_2);
- concentrazione di ossigeno (O_2);
- concentrazione di monossido di carbonio (CO);
- tiraggio del camino che deve essere da 10 a 30 Pa;
- temperatura dell'aria di combustione nell'ambiente.

Nell'introduzione erano stati presentati schemi di caldaie convenzionali e di caldaie a condensazione destinate a sostituire, per il maggior rendimento, le caldaie convenzionali soprattutto quando alimentate a gas naturale, gas costituito principalmente da metano. La differenza tra potere calorifico superiore HHV e quello inferiore LHV , espressione del contenuto di acqua nella combustione di un dato combustibile, è infatti per il metano pari all'11% ($HHV = 35,16 \text{ MJ/m}^3$ e $LHV = 31,65 \text{ MJ/m}^3$), mentre per un gasolio è circa il 6%. Tanto maggiore è la differenza tra i poteri calorifici e tanto maggiore risulta il rendimento della caldaia a condensazione. Per il metano, inoltre, la temperatura dei fumi alla quale inizia la condensazione del vapore (è la temperatura di rugiada trattata nell'*Esempio 32.6*) è più alta di quella del gasolio ed è quindi più facile da raggiungere. Il gas naturale infine non contiene elementi che danno luogo a quei composti corrosivi nei condensati che aggrediscono le parti della caldaia con cui vengono a contatto.

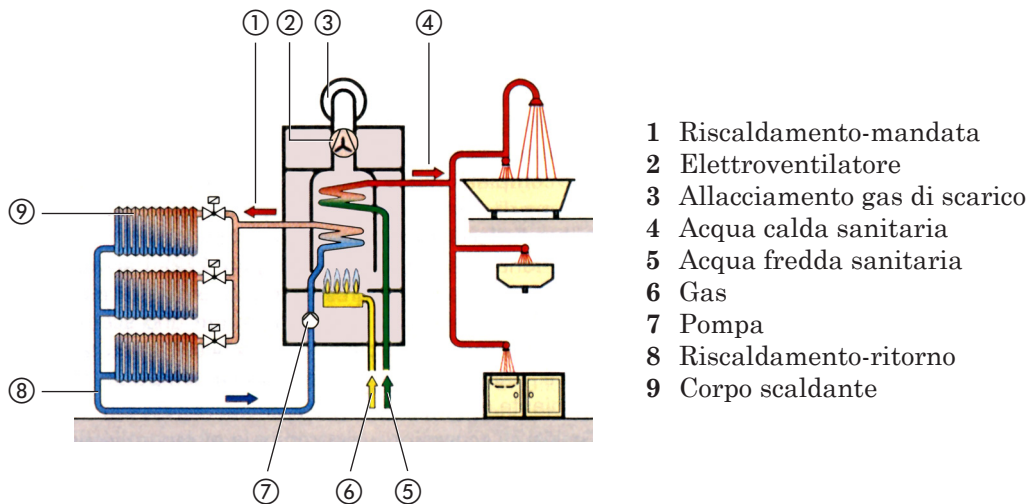


Fig. 33.11-a - Schema funzionale di una caldaia a gas per uso domestico (S. Blicke et al, Sistemi Editoriali 2009).

Il tipo di caldaia più diffuso per le case unifamiliari è quello a gas che riscalda il fluido del sistema di riscaldamento e l'acqua sanitaria (Figura 33.11). Queste caldaie sono dotate di due percorsi separati dell'acqua, ciascuno dotato di uno scambiatore indipendente. Il bruciatore incorporato viene utilizzato per riscaldare l'acqua sanitaria e l'acqua di ricircolo del riscaldamento. La potenza del bruciatore (comunque inferiore a 35 kW) deve essere tale da poter riscaldare in tempi brevi l'acqua sanitaria nel caso venga utilizzata per fare una doccia; un dispositivo gestisce la priorità di utilizzo in modo da dare la precedenza al riscaldamento dell'acqua sanitaria rispetto a quella dedicata al riscaldamento. Si fa osservare (Figura 33.11-c) l'importanza delle prese d'aria esterne per assicurare il continuo ricambio dell'aria soprattutto nel caso di alimentazione a GPL (gas di petrolio liquefatto), gas che, essendo composto da una miscela di propano e butano, è più pesante dell'aria.

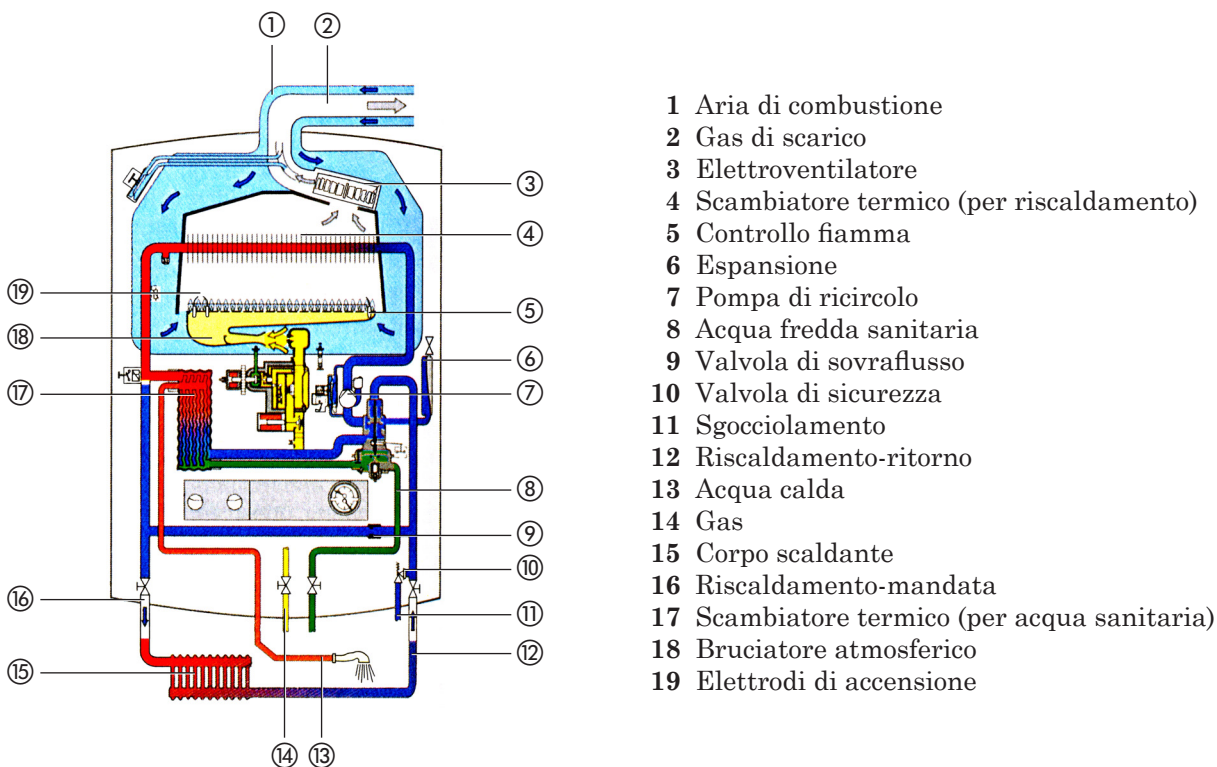
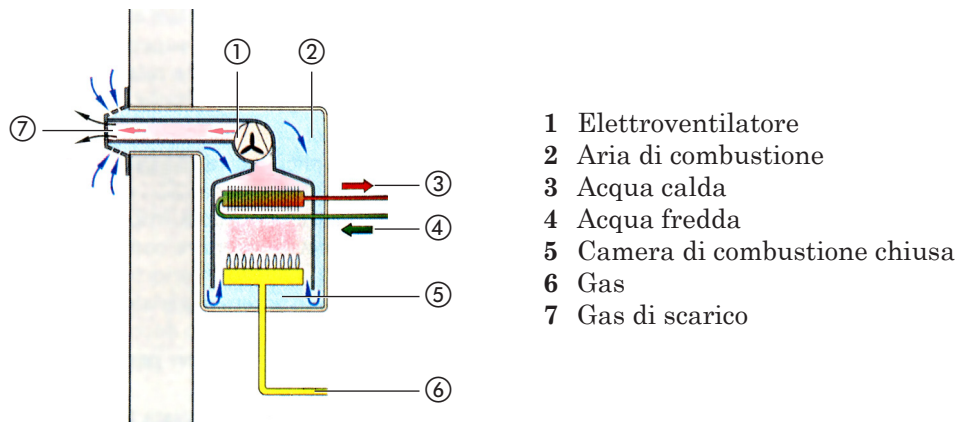


Fig. 33.11-b - Componenti di una caldaia a gas per uso domestico (S. Blicke et al, Sistemi Editoriali 2009). Si notano il dispositivo di controllo di fiamma, il vaso di espansione^{33.4} e la valvola di sicurezza.

33.4 - Il vaso di espansione è un serbatoio diviso a metà da una membrana elastica che separa un gas (azoto) dall'acqua dell'impianto: la membrana si deforma in base ai cambiamenti di volume dell'acqua in modo da contenere le variazioni di pressione del circuito evitando pericolosi sbalzi e colpi d'ariete, che altrimenti dovrebbero essere assorbiti dalle tubature e dal resto dell'impianto.



- 1 Elettroventilatore
- 2 Aria di combustione
- 3 Acqua calda
- 4 Acqua fredda
- 5 Camera di combustione chiusa
- 6 Gas
- 7 Gas di scarico

Fig. 33.11-c - Montaggio di caldaia a gas con le regolamentari prese d'aria esterne secondo le norme UNI-CIG 7131 (S. Blickle et al, Sistemi Editoriali 2009). L'ambiente in cui si trova una caldaia a GPL deve avere in basso un sensore di allarme in grado di rilevare la presenza del GPL, che, essendo più pesante dell'aria, può ristagnare all'interno del locale.

33.4.2 Generatori di vapore a tubi di fumo

Il **generatore a tubi di fumo** è stato il primo a essere utilizzato, sia nella trazione ferroviaria sia negli impianti navali. Si tratta di generatori a grande oppure medio volume d'acqua che funzionano a pressioni di esercizio piuttosto modeste (fino a 2 MPa) e con produzione di vapore fino a 7 kg/s. La trasmissione del calore avviene prevalentemente per convezione. Esempio tipico è stata la caldaia Cornovaglia, costituita da un involucro cilindrico nel cui interno è situato il focolare formato da un grosso tubo di acciaio molto spesso e ondulato, sia per aumentare la superficie di scambio sia per contenere le dilatazioni e resistere meglio alla pressione dell'acqua che si trova all'esterno. Più recentemente sono stati aggiunti, in fondo al focolare, una serie di tubi percorsi all'interno dai gas combusti (tubi di fumo): tali tubi sono suddivisi in varie sezioni (passaggi) lungo i quali i gas procedono dal fondo del focolare verso il fronte del generatore e viceversa (*Figura 33.12-a* con due passaggi e *Figura 33.12-b* con tre passaggi).

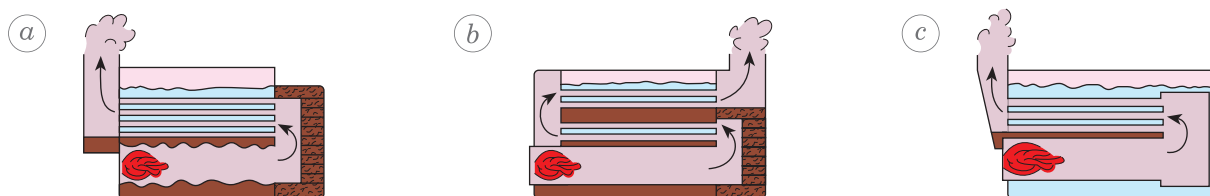


Fig. 33.12 - Caldaie a tubi di fumo alimentate a olio combustibile o gas naturale:

- a) a due passaggi con focolare ondulato e fondo asciutto;
- b) a tre passaggi con fondo asciutto;
- c) a due passaggi con fondo bagnato.

Un'ulteriore distinzione tra i generatori a tubi di fumo è quella tra fondo asciutto (*Figure 33.12-a* e *33.12-b*) e fondo bagnato (*Figura 33.12-c*): nel caso di fondo asciutto la prima camera di inversione è situata all'esterno della piastra tubiera posteriore e non è

quindi lambita dall'acqua; nel caso invece di fondo bagnato la prima camera di inversione è lambita dall'acqua e quindi l'estremità del focolare è arretrata rispetto alla piastra tubiera posteriore.

33.4.3 Generatori di vapore a tubi d'acqua

Nei **generatori di vapore a tubi d'acqua** i tubi vaporizzatori, di piccolo diametro, sono percorsi, all'interno, da acqua e, all'esterno, sono lambiti dai gas caldi originatisi nella combustione. Il generatore a tubi d'acqua presenta, rispetto a quello a tubi di fumo, i seguenti vantaggi:

- migliore trasmissione di calore tra prodotti della combustione e fluido di lavoro;
- possibilità di raggiungere pressioni di esercizio più elevate in quanto il minor diametro dei tubi permette, a pari spessore di parete, una maggiore resistenza meccanica; perciò con questi generatori è possibile lavorare ad alte pressioni subcritiche e anche a pressioni supercritiche;
- rapporto elevato tra superficie di riscaldamento e superficie occupata in pianta (oppure volume del generatore); questo fatto si traduce in un notevole aumento a parità di ingombro, della produzione di vapore;
- messa in funzione estremamente rapida a causa del basso contenuto di acqua.

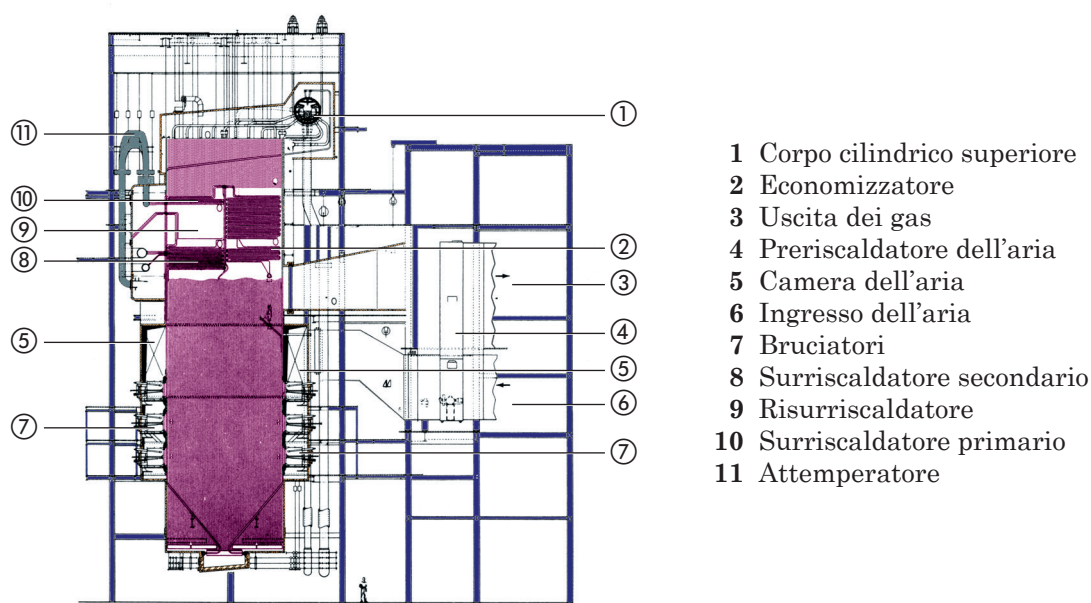
In pratica i generatori di vapore a tubi d'acqua non presentano i limiti dei generatori a tubi di fumo nella produzione del vapore. Si possono, ad esempio, costruire caldaie con superficie di riscaldamento di oltre 40.000 m² con produzione di vapore di 1200 kg/s alla pressione di 24 MPa e alla temperatura di 550 °C. Possiamo suddividere i generatori a tubi d'acqua in *generatori a convezione* oppure in *generatori a irraggiamento* proprio perché l'appartenenza all'una oppure all'altra famiglia sottintende differenze sostanziali nella costruzione e nell'utilizzazione.

Nei *generatori a tubi d'acqua a convezione* il corpo cilindrico superiore, contenente acqua e vapore, grava sui tubi vaporizzatori oppure è appoggiato o, ancor meglio, sospeso a un'armatura metallica che circonda la caldaia. Il corpo cilindrico inferiore, a cui fanno capo il fascio dei tubi vaporizzatori e i tubi che schermano le pareti della camera di combustione è appoggiato su selle oppure è sospeso ai fasci tubieri. La circolazione è naturale: l'acqua scende lungo i tubi più «freddi», quelli cioè investiti da un flusso termico più basso, mentre la miscela di acqua e vapore (meno densa dell'acqua) risale nei rimanenti tubi vaporizzatori più «caldi» perché investiti direttamente dai gas combustibili; qualora siano installati tubi di caduta esterni, tutti i tubi vaporizzatori vengono coinvolti nella risalita della miscela liquido-vapore nel corpo cilindrico superiore. Molto spesso questi generatori sono dotati di surriscaldatore. Possono essere anche presenti economizzatori e preriscaldatori dell'aria in modo da raggiungere un rendimento pari a 88 ÷ 90%. Le pressioni di esercizio sono preferibilmente non elevate (≈ 10 MPa), proprio per garantire rendimenti ancora buoni, con produzione di vapore fino a valori massimi di 100 ÷ 150 kg/s.

Nei *generatori a irraggiamento*, destinati prevalentemente a impianti termoelettrici, poco o quasi nulla del vapore prodotto viene generato per convezione sulle superfici destinate allo scambio termico in quanto tutto il vapore viene virtualmente generato nei tubi che formano le pareti, che racchiudono il focolare, dal calore che viene trasmesso per irrag-

giamento a questi tubi per mezzo dei gas caldi della combustione. Quindi in questi generatori a irraggiamento i tubi vaporizzatori rivestono completamente le pareti della camera di combustione costituendone lo schermo, mentre il fascio tubiero vaporizzatore, quando presente, è di modeste dimensioni. Di solito tutto il generatore è in pressione con valori decrescenti dall'ingresso dell'aria fino al camino e quindi anche la camera di combustione rivestita da pareti membranate; non mancano tuttavia i casi in cui viene adottato il tiraggio bilanciato. La circolazione del fluido può essere naturale, assistita oppure forzata (o combinata) ed è in base al tipo di circolazione che solitamente vengono classificati i generatori a irraggiamento.

Il sistema che costituisce il generatore è sospeso, mediante tiranti, a una struttura portante in modo da essere libero di dilatarsi in tutte le direzioni; tale struttura viene progettata per sopportare il peso del generatore e allo stesso tempo per resistere alle notevoli spinte orizzontali dovute al vento e a possibili scosse provocate dai terremoti.



- 1 Corpo cilindrico superiore
- 2 Economizzatore
- 3 Uscita dei gas
- 4 Preriscaldatore dell'aria
- 5 Camera dell'aria
- 6 Ingresso dell'aria
- 7 Bruciatori
- 8 Surriscaldatore secondario
- 9 Risurriscaldatore
- 10 Surriscaldatore primario
- 11 Attemperatore

Fig. 33.13 - Generatore a irraggiamento a circolazione naturale tipo El-Paso (Babcock & Wilcox).

Nei generatori a irraggiamento con circolazione naturale oppure assistita il corpo cilindrico è situato in alto: l'acqua satura esce dal corpo cilindrico alimentando i collettori inferiori a cui arrivano i tubi vaporizzatori di schermo del focolare; i collettori di uscita convogliano poi la miscela acqua-vapore che risale nel corpo cilindrico. La Figura 33.13 mostra un generatore a irraggiamento a circolazione naturale dotato di surriscaldatore, risurriscaldatore (sistema per surriscaldare di nuovo il vapore dopo quello operato dal primo surriscaldamento), economizzatore e preriscaldatore d'aria e in grado di bruciare olio combustibile e gas naturale sia separatamente sia in combinazione tra loro. Tra il surriscaldatore pri-

mario e quello secondario, è situato l'*attemperatore a spruzzo*, che miscela acqua e vapore surriscaldato in modo da regolare la temperatura finale del vapore^{33.5}.

Nei generatori a *irraggiamento a circolazione forzata* vengono a mancare il corpo cilindrico e i tubi di caduta, mentre il circuito dei tubi vaporizzatori, propri dell'evaporatore, è estremamente diverso da quello dei generatori esaminati precedentemente; rimane tuttavia invariata la disposizione reciproca degli elementi principali del generatore: evaporatore, surriscaldatore, risurriscaldatore, economizzatore e preriscaldatore d'aria. Si tratta di generatori realizzati per potenze molto elevate, anche oltre 1000 MW, e in grado di raggiungere rendimenti pari a 0,93.

33.5 Grandezze caratteristiche

- **Carico del generatore** [%]. È il rapporto percentuale tra il vapore effettivamente prodotto in date condizioni e il vapore prodotto in condizioni di progetto. Il 100% del carico rappresenta perciò la produzione di vapore al *massimo carico continuo* corrispondente alle condizioni di progetto. Questo valore può essere superato, per brevi periodi di tempo, in funzione del surdimensionamento degli organi ausiliari; in questo caso parliamo di *carico di punta*.
- **Carico specifico volumetrico della camera di combustione** [W/m³]. È una potenza volumica, rapporto tra la potenza della camera di combustione e il suo volume.
- **Carico specifico superficiale della camera di combustione** [W/m²]. È una potenza areica (cioè per unità di area), rapporto tra la potenza della camera di combustione e la superficie della camera esposta all'irraggiamento dei prodotti della combustione.
- **Consumo di combustibile** [kg/s]. È la portata in massa \dot{m}_f del combustibile bruciato.
- **Indice di vaporizzazione** [–]. È il rapporto tra la produzione di vapore \dot{m}_{vapore} [kg/s], in condizioni di progetto, e la portata di combustibile bruciato \dot{m}_f [kg/s].
- **Potenza della camera di combustione (o al focolare)** [W]. È il flusso di calore \dot{Q}_b sviluppato dalla combustione ottenuto moltiplicando il consumo di combustibile \dot{m}_f [kg/s] per il suo potere calorifico inferiore *LHV* [J/kg].

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_f \cdot LHV \quad 33-1$$

- **Potenza del generatore** [W]. È la potenza termica ad alta temperatura \dot{Q}_H ricevuta dal fluido nel generatore ed è data dalla produzione di vapore \dot{m}_{vapore} [kg/s] per la differenza (31-6) tra l'entalpia h_{out} [J/kg] del vapore che esce dalla caldaia e l'entalpia h_{in} dell'acqua di alimentazione [J/kg]. Più in generale, nel caso di un fluido che non passi allo stato di

33.5 - L'*attemperatore* è un apparato che viene utilizzato per ridurre e controllare la temperatura di un vapore surriscaldato oppure di un fluido che lo attraversi. Possono essere classificati in due tipi:

- **attemperatore a superficie**, costituito da un fascio di tubi sommersi nell'acqua dell'evaporatore, attraverso i quali viene convogliato il vapore surriscaldato, in tutto o soltanto in parte, in modo da cedere il suo calore e regolare così la temperatura finale del vapore;
- **attemperatore a contatto diretto a spruzzo**, il più diffuso, in cui acqua estremamente pura viene spruzzata, attraverso un ugello, nella linea del vapore surriscaldato.

vapore come nelle caldaie a fluido diatermico oppure nelle caldaie per uso domestico in cui non viene generato vapore ma acqua calda, al posto della portata di vapore occorre considerare la portata in massa \dot{m}_{fluido} del fluido interessato.

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{\text{vapore}}(h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) \quad \mathbf{33-2}$$

- **Pressione di esercizio** [Pa]. È la pressione, di solito espressa rispetto alla pressione atmosferica (pressione relativa), in condizioni di funzionamento normale del generatore.
- **Produzione di vapore** [kg/s]. È la massa di vapore \dot{m}_{vapore} , prodotta nell'unità di tempo in condizioni di progetto.
- **Superficie riscaldata del generatore** [m²]. È la superficie di scambio, misurata dal lato fumi, tra i gas combustibili e il fluido di processo (l'acqua nelle fasi liquida e vapore). Si fa riferimento all'area della superficie riscaldata A per valutare la potenza specifica del generatore (\dot{Q}_H/A) e la produzione specifica di vapore ($\dot{m}_{\text{vapore}}/A$).

33.6 Rendimento e perdite

Il **rendimento η_b del generatore di vapore** è il rapporto tra la potenza termica ricevuta dal fluido nel generatore \dot{Q}_H , data dalla **33-2**, e la potenza della camera di combustione \dot{Q}_b che per la **33-1**, viene espressa dal prodotto del consumo di combustibile \dot{m}_f per il suo potere calorifico inferiore LHV :

$$\eta_b = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{m}_f \cdot LHV} \quad \mathbf{33-3}$$

Qualora nell'impianto si faccia ricorso a un risurriscaldamento del vapore (cioè a un secondo surriscaldamento del vapore successivo al primo), alla potenza termica, data dalla **33-2**, occorre aggiungere il salto entalpico fornito dal risurriscaldatore e tenerne conto nel calcolo di \dot{Q}_H che compare al numeratore della **33-3**. Allo stesso modo, qualora per il preriscaldamento del combustibile e dell'aria venga utilizzata una sorgente esterna al generatore, occorre aggiungere al termine $\dot{m}_f \cdot LHV$ che figura al denominatore della **33-3**, la potenza termica corrispondente alla sorgente esterna. Nel caso infine di caldaie a condensazione, al posto del potere calorifico inferiore LHV occorre far riferimento al potere calorifico superiore del combustibile HHV , poiché la condensazione del vapore contenuto nei fumi permette di recuperare, almeno in parte, il calore di evaporazione dell'acqua.

La potenza termica ricevuta dal fluido nel generatore \dot{Q}_H può essere anche calcolata come differenza tra la potenza della camera di combustione $\dot{Q}_b = \dot{m}_f \cdot LHV$ e la potenza persa \dot{Q}_{persa} , somma delle perdite che accompagnano il funzionamento del generatore:

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_b - \dot{Q}_{\text{persa}} = \dot{m}_f \cdot LHV - (\dot{Q}_{\text{incombusti}} + \dot{Q}_{\text{fumi}} + \dot{Q}_{\text{varie}}) \quad \mathbf{33-4}$$

- dove
- $\dot{Q}_{\text{incombusti}}$ è il calore perso nell'unità di tempo per incombusti solidi e gassosi;
 - \dot{Q}_{fumi} è il calore sensibile perso, nell'unità di tempo, con i fumi che lasciano la caldaia;
 - \dot{Q}_{varie} è un termine, indicato genericamente come perdite varie, che tiene conto di perdite termiche per dispersione di calore all'esterno (ad esempio per irraggiamento) e dell'energia richiesta per azionare gli ausiliari.

La *perdita di calore per incombusti solidi* è dovuta alle sostanze ancora combustibili contenute nei residui della combustione (fuliggine e, nel caso di combustibili solidi, scorie del focolare e combustibile che cade sotto la griglia). Nel caso in cui il generatore venga alimentato con combustibile gassoso questa perdita è trascurabile. Se viene utilizzato un combustibile liquido, come olio combustibile, può essere stimata pari a 0,5%. Se infine il generatore viene alimentato con un combustibile solido il calore perso nell'unità di tempo $\dot{Q}_{\text{incombusti}}$ è dato da:

$$\dot{Q}_{\text{incombusti}} = 34 \times \text{RESIDUI} \times \text{COMBUSTIBILI} \quad \mathbf{33-5}$$

dove si sono moltiplicati per un potere calorifico $LHV = 34 \text{ MJ/kg}^{33.6}$ i RESIDUI [kg/s] della combustione (scorie e ceneri) e il contenuto di sostanze ancora COMBUSTIBILI [% in massa di carbonio incombusto] presenti nei residui.

La *perdita di calore per incombusti gassosi* è funzione della quantità di monossido di carbonio (CO) presente nei fumi. La concentrazione di CO, indice di non completa reazione del combustibile con l'aria, è funzione dell'eccesso di aria che viene utilizzato nella combustione ed è praticamente assente, se il bruciatore viene fatto funzionare in modo corretto.

La *perdita per calore sensibile* disperso dai fumi, che vengono scaricati ancora caldi nell'ambiente, è, tra tutte, la perdita più consistente. A parità di temperatura al camino (definita in base a considerazioni relative allo scambio termico e agli eventuali problemi di corrosione), tale perdita risulta tanto più rilevante quanto più è elevato l'eccesso d'aria con il quale avviene la combustione. La potenza termica \dot{Q}_{fumi} persa viene calcolata con la **28-4** che, riferita ai fumi, viene così riscritta:

$$\dot{Q}_{\text{fumi}} = \dot{m}_{\text{fumi}} c_{p,\text{fumi}} (T_{\text{fumi}} - T_a) \quad \mathbf{33-6}$$

dove \dot{m}_{fumi} è la portata dei fumi;

T_{fumi} è la temperatura dei fumi che lasciando il generatore non possono più essere utilizzati (di solito è la temperatura all'uscita del preriscaldatore dell'aria);

T_a è la temperatura dell'ambiente esterno in cui scarica il camino;

$c_{p,\text{fumi}}$ è la capacità termica massica a pressione costante dei fumi (media tra le temperature T_{fumi} e T_a).

Le *perdite varie* comprendono le perdite termiche per dispersione di calore verso l'ambiente esterno da parte dell'involucro della caldaia (ad esempio per irraggiamento), l'energia richiesta per azionare gli ausiliari e le eventuali perdite per spurghi di acqua che vengono scaricati senza recuperarne il calore. La potenza corrispondente alle perdite per irraggiamento rappresenta un'aliquota della potenza del generatore e varia da circa 2% per potenze del generatore inferiori a 1 MW fino a 0,5% per potenze attorno a 20 MW e 0,4% per potenze ancora maggiori. Le altre perdite possono essere stimate pari a 1,5%. Di solito queste perdite, dette perdite non contabilizzabili, una volta tenuto conto dell'energia spesa per azionare gli ausiliari, vengono ottenute per differenza dalle altre perdite nel bilancio globale.

33.6 - Si è considerato un potere calorifico piuttosto elevato (34 MJ/kg) in quanto si fa l'ipotesi che i residui contengano prevalentemente carbonio incombusto.

Esempio 33.1 Perdite in un generatore

Un generatore di vapore viene alimentato con carbone polverizzato ($\dot{m}_f = 1 \text{ kg/s}$) avente un potere calorifico inferiore $LHV = 33,5 \text{ MJ/kg}$. La portata di aria è $\dot{m}_a = 14 \text{ kg/s}$. La temperatura di uscita dei fumi è $T_{\text{fumi}} = 193 \text{ °C}$, mentre la temperatura dell'aria esterna è $T_a = 20 \text{ °C}$; la capacità termica massica dei fumi è $c_{p,\text{fumi}} = 1,13 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$. La quantità di scorie e ceneri, aventi una percentuale di carbonio incombusto pari al 12%, è pari al 10% del carbone bruciato.

Determinare:

- la potenza termica fornita dal combustibile \dot{Q}_b ;
- le diverse perdite $\dot{Q}_{\text{incombusti}}$, \dot{Q}_{fumi} e \dot{Q}_{varie} ;
- la potenza termica ricevuta dal fluido \dot{Q}_H e il rendimento del generatore η_b .

SOLUZIONE

- a) La potenza termica fornita dal combustibile è data dalla **33-1**:

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_f LHV = 1 \text{ kg/s} \times 33,5 \text{ MJ/kg} = 33,5 \text{ MW} \quad \blacktriangleleft$$

- b) La perdita per incombusti solidi (**33-5**) si ricava, tenendo presente che i residui rappresentano il 10% del carbone consumato ($0,1 \times 1 \text{ kg/s}$) e il loro contenuto di carbonio incombusto è il 12% (0,12):

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{incombusti}} &= 34 \text{ MJ/kg} \times \text{RESIDUI [kg/s]} \times \text{COMBUSTIBILI} = \\ &= 34 \text{ MJ/kg} \times 0,1 \times 1 \text{ kg/s} \times 0,12 = 0,408 \text{ MW} \quad \blacktriangleleft \end{aligned}$$

Tenendo presente che la portata dei fumi \dot{m}_{fumi} è la somma della portata di aria \dot{m}_a e della portata di combustibile \dot{m}_f , si ricava con la **33-6** la perdita per calore sensibile disperso dai fumi:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{fumi}} &= \dot{m}_a + \dot{m}_f = 14 \text{ kg/s} + 1 \text{ kg/s} = 15 \text{ kg/s} \\ \dot{Q}_{\text{fumi}} &= \dot{m}_{\text{fumi}} c_{p,\text{fumi}} (T_{\text{fumi}} - T_a) = 15 \text{ kg/s} \times 1,13 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} (193 \text{ °C} - 20 \text{ °C}) = \\ &= 2.932,35 \text{ kW} = 2,932 \text{ MW} \quad \blacktriangleleft \end{aligned}$$

Le altre perdite vengono stimate nella misura di 0,5% per l'irraggiamento (la potenza del generatore è infatti superiore a 20 MW) e di 1,5% per le perdite varie non contabilizzabili. In totale le perdite varie assommano al 2% della potenza del generatore:

$$\dot{Q}_{\text{varie}} = 0,02 \times 33,5 \text{ MW} = 0,67 \text{ MW} \quad \blacktriangleleft$$

- c) La potenza termica \dot{Q}_H ricevuta dal fluido nel generatore, è per la **33-4** data da:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_H &= \dot{m}_f LHV - (\dot{Q}_{\text{incombusti}} + \dot{Q}_{\text{fumi}} + \dot{Q}_{\text{varie}}) = \\ &= 33,5 \text{ MW} - (0,408 \text{ MW} + 2,932 \text{ MW} + 0,67 \text{ MW}) = 29,49 \text{ MW} \quad \blacktriangleleft \end{aligned}$$

e il rendimento del generatore η_b è (**33-3**):

$$\eta_b = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{m}_f LHV} = \frac{29,49 \text{ MW}}{33,5 \text{ MW}} = 0,88$$

COMMENTI

Le perdite in percentuale sono:

$$\dot{Q}_{\text{incombusti}} = \frac{0,408 \text{ MW}}{33,5 \text{ MW}} 100 = 1,22\% \quad \dot{Q}_{\text{fumi}} = \frac{2,932 \text{ MW}}{33,5 \text{ MW}} 100 = 8,75\% \quad \dot{Q}_{\text{varie}} = 2\%$$

Si vede perciò che la perdita di gran lunga più importante è quella per calore sensibile dei fumi che escono dal generatore.

Esempio 33.2 Caldaia a condensazione

Un gas naturale, avente potere calorifico superiore $HHV = 48,1 \text{ MJ/kg}$ e potere calorifico inferiore $LHV = 43,3 \text{ MJ/kg}$, alimenta con una portata di combustibile $\dot{m}_f = 0,8 \text{ g/s}$ e una portata d'aria $\dot{m}_a = 15,0 \text{ g/s}$ due caldaie: la prima convenzionale e la seconda a condensazione poste in un ambiente che si trova alla temperatura $T_a = 20 \text{ °C}$. Della caldaia convenzionale ad alto rendimento si conoscono: temperatura dei fumi allo scarico $T_u = 150 \text{ °C}$, capacità termica massica dei fumi $c_{p,\text{fumi}} = 1,12 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$ e potenza relativa alle perdite varie \dot{Q}_{varie} pari all'1% della potenza della camera di combustione $\dot{Q}_{b,\text{convenz}}$. Della caldaia a condensazione si conoscono: temperatura dei fumi allo scarico $T_u = 55 \text{ °C}$, capacità termica massica dei fumi $c_{p,\text{fumi}} = 1,05 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$, potenza relativa alle perdite varie \dot{Q}_{varie} pari allo 0,5% della potenza della camera di combustione e calore recuperato dal calore di condensazione pari al 60% della differenza tra HHV ed LHV . Calcolare i rendimenti delle due caldaie $\eta_{b,\text{convenz}}$ ed $\eta_{b,\text{condens}}$.

SOLUZIONE

La potenza termica ricevuta dall'acqua della caldaia convenzionale $\dot{Q}_{b,\text{convenz}}$ si ottiene come differenza tra la potenza della camera di combustione $\dot{Q}_{b,\text{convenz}}$ e la potenza relativa alle perdite (33-4). Queste sono rappresentate dalla potenza persa con i fumi \dot{Q}_{fumi} (33-6) e da quella delle perdite varie \dot{Q}_{varie} mentre, trattandosi di un combustibile gassoso, si può ritenere nulla la potenza persa per incombusti ($\dot{Q}_{\text{incombusti}} = 0$). Essendo poi assegnata la potenza \dot{Q}_{varie} in funzione della potenza della camera di combustione, occorre calcolare $\dot{Q}_{b,\text{convenz}}$ in primo luogo con la 33-1.

$$\dot{Q}_{b,\text{convenz}} = \dot{m}_f LHV = 0,0008 \text{ kg/s} \times 43,3 \text{ MJ/kg} = 34,6 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{\text{fumi}} = \dot{m}_{\text{fumi}} c_{p,\text{fumi}} (T_{\text{fumi}} - T_a) = 15,8 \times 10^{-3} \text{ kg/s} \times 1,12 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} \times (150 - 20 \text{ °C}) = 2,3 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{\text{varie}} = 0,01 \times 34,6 \text{ kW} = 0,346 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{H,\text{convenz}} = \dot{Q}_{b,\text{convenz}} - (\dot{Q}_{\text{fumi}} + \dot{Q}_{\text{varie}}) = 34,6 \text{ kW} - (2,3 + 0,34) \text{ kW} = 31,96 \text{ kW}$$

Il rendimento della caldaia convenzionale risulta (33-3):

$$\text{33-3:} \quad \eta_{b,\text{convenz}} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{m}_f LHV} = \frac{31,96 \text{ MW}}{0,0008 \text{ kg/s} \times 43,3 \text{ MJ/kg}} = 0,92 \quad \blacktriangleleft$$

Anche la potenza termica ricevuta dall'acqua della caldaia a condensazione $\dot{Q}_{H,\text{condens}}$ si ottiene come differenza tra la potenza della camera di combustione e la potenza relativa alle perdite (33-4). Ma la potenza della caldaia a condensazione $\dot{Q}_{b,\text{condens}}$ deve tener conto

che, oltre alla potenza della caldaia convenzionale $\dot{Q}_{b,convenz}$, esiste una potenza termica $\dot{Q}_{recup,condens}$ che recupera, almeno in parte (nel nostro caso il 60%), la potenza relativa al calore latente di evaporazione dell'acqua. Si ha perciò:

$$\dot{Q}_{recup,condens} = \frac{60}{100} \dot{m}_f \cdot (HHV - LHV) = 0,6 \times 0,0008 \text{ kg/s} \times (48,1 \text{ MJ/kg} - 43,3 \text{ MJ/kg}) = 2,3 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{b,condens} = \dot{Q}_{b,convenz} + \dot{Q}_{recup,condens} = 34,6 \text{ kW} + 2,3 \text{ kW} = 36,9 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{fumi} = \dot{m}_{fumi} c_{p,fumi} (T_{fumi} - T_a) = 15,8 \times 10^{-3} \text{ kg/s} \times 1,04 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \times (55 - 20) \text{ }^\circ\text{C} = 0,57 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{varie} = \frac{0,5}{100} \dot{Q}_{b,condens} = 0,005 \times 36,9 \text{ kW} = 0,18 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{H,condens} = \dot{Q}_{b,condens} - (\dot{Q}_{fumi} + \dot{Q}_{varie}) = 36,9 \text{ kW} - (0,57 + 0,18) \text{ kW} = 36,15 \text{ kW}$$

Il rendimento della caldaia a condensazione si calcola con la **33-3**, in cui al posto del potere calorifico inferiore LHV si considera, proprio a causa della condensazione del vapor acqueo, il potere calorifico superiore HHV :

$$\eta_{b,condens} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{m}_f HHV} = \frac{36,15 \text{ kW}}{0,0008 \text{ kg/s} \times 48.100 \text{ kJ/kg}} = 0,94 \quad \blacktriangleleft$$

COMMENTI Rispetto alla caldaia convenzionale, sia pure ad alto rendimento, la caldaia a condensazione ha anche minori perdite nei fumi (0,57 kW contro 2,3 kW) e perdite varie (0,18 kW contro 0,346 kW). Occorre infine prestare attenzione a impiegare il potere calorifico superiore HHV nel calcolo del rendimento, perché è questo che rappresenta il calore effettivamente utilizzabile del combustibile; in caso contrario, facendo cioè riferimento al potere calorifico inferiore LHV , si otterrebbe un rendimento maggiore di 1:

$$\eta_{b,condens,LHV} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{m}_f LHV} = \frac{36,15 \text{ kW}}{0,0008 \text{ kg/s} \times 43.300 \text{ kJ/kg}} = 1,04$$

33.7 Tiraggio

33.7.1 Pressione in camera di combustione

Durante la combustione e il trasferimento di calore che avviene attraverso le superfici di scambio, è necessario mantenere una differenza di pressione tale da superare le resistenze al flusso imposte prima all'aria di alimentazione nei condotti che convergono nei bruciatori e dopo ai prodotti della combustione nel loro percorso attraverso i fasci tubieri degli scambiatori, i cambiamenti di direzione, la canna fumaria e il camino. La resistenza ai flussi dell'aria e del gas dipende dalla disposizione dei diversi elementi del generatore e varia con le velocità del flusso e con le temperature dell'aria e del gas di combustione.

Il termine **tiraggio** indica la differenza tra la pressione atmosferica e la pressione più bassa esistente nel focolare o nei passaggi del gas all'interno del generatore. La perdita di carico relativa al tiraggio viene definita come la differenza nella pressione statica di un gas tra due punti, ambedue al di sotto della pressione atmosferica, ed è il risultato della resistenza al flusso. L'origine di questi termini è legata all'uso delle cosiddette unità a *tiraggio naturale*, unità in cui le differenze di pressione sono ottenute per mezzo di un camino (o ciminiera) che è in grado di creare valori di pressione statica inferiori alla pressione atmosferica in corrispondenza alle diverse condizioni di funzionamento del generatore: si può così stabilire un flusso continuo di aria fredda (più densa) che preme dall'esterno e viene "tirata" all'interno del focolare dando luogo alla colonna di fumi caldi (meno densi) che salgono lungo il camino per essere scaricati all'esterno. Questi termini ormai mal si applicano ai moderni generatori di vapore dove l'impiego dei ventilatori fa sì che la pressione nel generatore possa essere, anche sensibilmente, superiore alla pressione atmosferica.

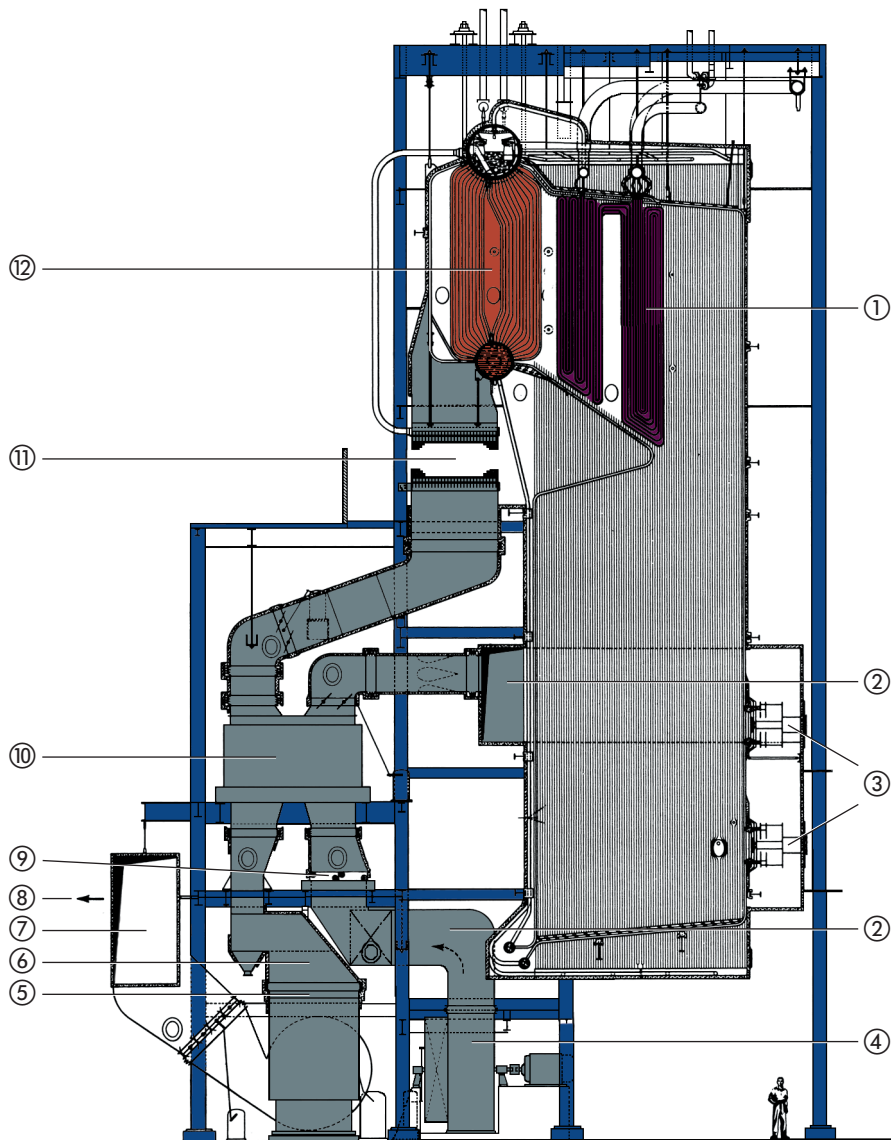
Il camino non ha più perciò la funzione che aveva una volta di aspirare i gas combustibili, dato che la circolazione dell'aria e dei gas è affidata ai ventilatori; al camino viene adesso affidato il compito di scaricare il gas prodotto dalla combustione a un'altezza tale da poter essere disperso nell'atmosfera senza inquinare il suolo mentre il suo tiraggio naturale viene utilizzato per superare le perdite di carico proprie del camino.

Il termine *tiraggio forzato* viene utilizzato quando l'aria e i gas di combustione, che fluiscono lungo i vari elementi situati all'interno del generatore, vengono mantenuti al di sopra della pressione atmosferica per mezzo di un ventilatore premente dell'aria: la pressione assume valori via via decrescenti passando dal ventilatore al camino. La camera di combustione risulta così in pressione e ciò, se da una parte richiede la perfetta tenuta del generatore e strutture particolari per resistere alle spinte dovute alla pressione, dall'altra parte permette di evitare una diminuzione del rendimento conseguente all'ingresso nel generatore di aria che potrebbe entrare, qualora parti del generatore fossero in depressione.

Il termine *tiraggio aspirato* viene utilizzato quando l'aria oppure i prodotti di combustione fluiscono lungo il generatore sotto l'influenza di una pressione, che progressivamente diminuisce rispetto a quella atmosferica. Quando è il camino che, da solo, fornisce il tiraggio sufficiente per superare delle deboli perdite di tiraggio (o di carico), allora siamo nel caso del *tiraggio naturale*; più spesso il tiraggio, provocato dal camino, viene integrato con ventilatori aspiranti in modo da raggiungere differenze di pressione maggiori: il *tiraggio aspirato* deve essere, in questo caso, considerato artificiale per la presenza del ventilatore.

Il *tiraggio bilanciato* (Figura 33.14) si verifica infine quando si adottano ventilatori prementi dell'aria e ventilatori aspiranti dei gas di combustione in modo da vincere perdite di carico dovute a sistemi di depurazione fumi.

I ventilatori prementi costituiscono il mezzo economicamente più conveniente per produrre un flusso di aria fresca attraverso unità di elevata potenza. I ventilatori aspiranti che trattano i gas combustibili, richiedono maggiore potenza e sono soggetti all'erosione provocata dai composti volatili contenuti nelle ceneri. Le unità vengono perciò sempre più spesso costruite con la camera di combustione in pressione in modo da eliminare la necessità di ricorrere a ventilatori aspiranti.



- | | | |
|-------------------------|--|------------------------------|
| 1 Surriscaldatore | 6 Gas | 10 Preriscaldatore dell'aria |
| 2 Aria | 7 Uscita dei gas combusti | 11 Economizzatore |
| 3 Bruciatori | 8 Al camino | 12 Evaporatore |
| 4 Ventilatore premente | 9 Preriscaldatore dell'aria a serpentina di vapore | |
| 5 Ventilatore aspirante | | |

Fig. 33.14 - Caldaia con tiraggio bilanciato (Babcock & Wilcox).

33.7.2 Effetto camino

L'**effetto camino** è la differenza di pressione Δp_{cam} causata solamente dalla differenza di quota tra due posizioni di un condotto verticale che convoglia i gas caldi. Come il tiraggio naturale, l'effetto camino è il risultato dell'azione della forza di gravità. La differenza di pressione Δp_{cam} è cioè il risultato della differenza tra la massa volumica ρ_a dell'aria fredda

circostante il condotto alto Z e la massa volumica media dei gas caldi ρ_g , prodotti dalla combustione, che scorrono all'interno:

$$\Delta p_{\text{cam}} = (\rho_a - \rho_g) g Z \quad 33-7$$

In questa equazione le masse volumiche e dell'aria e dei fumi vanno calcolate con l'equazione di stato dei gas **28-1** per tener conto di condizioni di pressione p e temperatura T diverse da quelle assegnate ρ_0 nelle condizioni *normali* di riferimento (101,32 kPa e $0^\circ\text{C} = 273,15\text{ K}$):

$$\rho = \rho_0 \frac{273,15\text{ K}}{T} \frac{p}{101,32\text{ kPa}} \quad 33-8$$

Di solito si assume per l'aria una massa volumica $\rho_a = 1,17\text{ kg/m}^3$, mentre la massa volumica dei gas combustibili ρ_g viene calcolata con una formula semplificata in funzione della temperatura media T_g [K] (è la media aritmetica delle temperature dei fumi all'entrata e all'uscita del tratto di condotto considerato), nell'ipotesi che la pressione rimanga costante e uguale a quella atmosferica:

$$\rho_g = 1,33\text{ kg/m}^3 \frac{273\text{ K}}{T_g} \quad 33-9$$

L'effetto camino esiste anche entro i vari elementi del generatore ed è molto pronunciato in unità alte con passaggi del gas verticali. La singola colonna di gas può aiutare il carico prodotto dal ventilatore oppure dalla ciminiera se il flusso è ascendente, mentre può ridurlo se il flusso è discendente.

Esempio 33.3 Ventilatori in un generatore a tiraggio bilanciato

Nel generatore con tiraggio bilanciato della *Figura 33.14* un ventilatore premente, con prevalenza $h_a = 330\text{ mm}$ di colonna d'acqua, invia al focolare una portata di aria $\dot{m}_a = 54\text{ kg/s}$ prelevata dall'ambiente alla temperatura $T_a = 27^\circ\text{C}$. Un ventilatore aspira i gas di combustione aventi portata $\dot{m}_g = 57,3\text{ kg/s}$ e temperatura $T_g = 182^\circ\text{C}$ con prevalenza $h_g = 274\text{ mm}$ di colonna d'acqua. Nell'ipotesi di assumere un rendimento del ventilatore $\eta_V = 0,75$, determinare:

- potenza del ventilatore premente P_{premente} ;
- potenza del ventilatore aspirante $P_{\text{aspirante}}$.

SOLUZIONE

- L'aria trattata da un ventilatore può essere considerata un fluido incompressibile. La potenza assorbita P_a si calcola allora con un'equazione del tipo **16-4** introdotta per valutare la potenza assorbita da una macchina operatrice per muovere il fluido in un condotto. Dividiamo poi questa equazione per il rendimento del ventilatore η_V per tener conto che la potenza effettivamente assorbita è maggiore di quella teorica per la presenza delle perdite.

$$P_a = \frac{\dot{V}\Delta p}{\eta_V}$$

La massa volumica ρ_a dell'aria viene considerata, così come spiegato nel commento alla **33-8**, pari a $1,17 \text{ kg/m}^3$ e la portata \dot{V}_a risulta allora data da:

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} = \frac{54 \text{ kg/s}}{1,17 \text{ kg/m}^3} = 46,15 \text{ m}^3/\text{s}$$

La pressione Δp_a corrispondente alla prevalenza h_a espressa in mm di colonna d'acqua, è per la **14-2**:

$$\Delta p_a = \rho_{\text{acqua}} g h_a = 1000 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 0,33 \text{ m} = 3237 \text{ Pa}$$

La potenza P_{premente} assorbita dal ventilatore premente è allora:

$$P_{\text{premente}} = \frac{46,15 \text{ m}^3/\text{s} \times 3237 \text{ Pa}}{0,75} = 199.183 \text{ W} = 199,18 \text{ kW} \quad \blacktriangleleft$$

b) La massa volumica del gas ρ_g trattata dal ventilatore aspirante è per la **33-9**:

$$\rho_g = 1,33 \text{ kg/m}^3 \frac{273 \text{ K}}{(273 + 182) \text{ K}} = 0,80 \text{ kg/m}^3$$

e la portata in volume \dot{V}_g vale:

$$\dot{V}_g = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g} = \frac{57,3 \text{ kg/s}}{0,80 \text{ kg/m}^3} = 71,6 \text{ m}^3/\text{s}$$

La pressione Δp_g corrispondente alla prevalenza h_g espressa in mm di colonna d'acqua, è per la **14-2**:

$$\Delta p_g = \rho_{\text{acqua}} g h_g = 1000 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 0,274 \text{ m} = 2688 \text{ Pa}$$

La potenza $P_{\text{aspirante}}$ del ventilatore aspirante è:

$$P_{\text{aspirante}} = \frac{71,6 \text{ m}^3/\text{s} \times 2688 \text{ Pa}}{0,75} = 256.614 \text{ W} = 256,61 \text{ kW} \quad \blacktriangleleft$$

<p>La potenza termica \dot{Q}_H ricevuta dal fluido nel generatore è data dalla produzione di vapore \dot{m}_{vapore} per la differenza $h_{\text{out}} - h_{\text{in}}$ tra l'entalpia che esce dalla caldaia e l'entalpia dell'acqua di alimentazione. Nel caso di un fluido che non passi allo stato di vapore, al posto della portata di vapore si considera la portata in massa \dot{m}_{fluido} del fluido interessato.</p>	$\dot{Q}_H = \dot{m}_{\text{vapore}} (h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) \quad \mathbf{33-2}$ <p> \dot{Q}_H = potenza termica ricevuta dal fluido [kW] \dot{m}_{vapore} = portata di vapore [kg/s] h_{out} = entalpia del vapore che esce dalla caldaia [kJ/kg] h_{in} = entalpia dell'acqua di alimentazione [kJ/kg] </p>
<p>Il rendimento del generatore η_b è il rapporto tra la potenza termica ricevuta dal fluido nel generatore \dot{Q}_H e la portata di combustibile \dot{m}_f moltiplicata per il suo potere calorifico inferiore LHV. Quest'ultimo viene sostituito dal potere calorifico superiore HHV qualora, come avviene nella caldaia a condensazione, si recuperi il calore di evaporazione dell'acqua.</p>	$\eta_b = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{m}_f LHV} \quad \mathbf{33-3}$ <p> η_b = rendimento del generatore \dot{Q}_H = potenza ricevuta dal fluido [MW] \dot{m}_f = portata di combustibile [kg/s] LHV = potere calorifico inferiore [MJ/kg] </p>
<p>La potenza termica \dot{Q}_H ricevuta dal fluido nel generatore può anche essere calcolata come differenza tra la potenza della camera di combustione $\dot{m}_f \cdot LHV$ e la potenza persa \dot{Q}_{persa} data dalla somma delle potenze relative a:</p> <ul style="list-style-type: none"> – perdita per incombusti solidi e gassosi; – fumi scaricati dalla caldaia; – perdite termiche per dispersione di calore all'esterno (ad esempio irraggiamento), per l'azionamento degli ausiliari ed eventuali spurghi d'acqua che vengono scaricati senza recuperarne il calore. 	$\dot{Q}_H = \dot{m}_f \cdot LHV - (\dot{Q}_{\text{incombusti}} + \dot{Q}_{\text{fumi}} + \dot{Q}_{\text{varie}}) \quad \mathbf{33-4}$ <p> \dot{Q}_H = potenza ricevuta dal fluido [MW] \dot{m}_f = portata di combustibile [kg/s] LHV = potere calorifico inferiore [MJ/kg] $\dot{Q}_{\text{incombusti}}$ = potenza termica persa per incombusti solidi e gassosi [MW] \dot{Q}_{fumi} = potenza termica persa con i fumi [MW] \dot{Q}_{varie} = potenza termica dispersa all'esterno e per l'azionamento degli ausiliari [MW] </p>
<p>Nel caso dei combustibili solidi, la potenza termica persa $\dot{Q}_{\text{incombusti}}$ viene calcolata moltiplicando per 34 MJ/kg il prodotto dei residui della combustione (scorie e ceneri) con la percentuale delle sostanze ancora combustibili presenti nei residui.</p>	$\dot{Q}_{\text{incombusti}} = 34 \times \text{RESIDUI} \times \text{COMBUSTIBILI} \quad \mathbf{33-5}$ <p> $\dot{Q}_{\text{incombusti}}$ = potenza termica persa per incombusti solidi [MW] RESIDUI = scorie e ceneri [kg/s] COMBUSTIBILI = massa di carbonio incombusto presente nei residui [%] </p>

La potenza persa \dot{Q}_{fumi} con i fumi caldi scaricati nell'ambiente è la perdita maggiore. Essa è data dal prodotto della portata in massa dei fumi \dot{m}_{fumi} per la loro capacità termica massica a pressione costante $c_{p,\text{fumi}}$ e per la differenza tra la temperatura dei fumi T_{fumi} all'uscita e la temperatura dell'ambiente T_a in cui scarica la caldaia.

$$\dot{Q}_{\text{fumi}} = \dot{m}_{\text{fumi}} c_{p,\text{fumi}} (T_{\text{fumi}} - T_a) \quad \mathbf{33-6}$$

\dot{Q}_{fumi} = potenza persa con i fumi [kW]

\dot{m}_{fumi} = portata dei fumi [kg/s]

$c_{p,\text{fumi}}$ = capacità termica massica a pressione costante dei fumi [kJ/(kg·K)]

T_{fumi} = temperatura dei fumi all'uscita [K]

T_a = temperatura dell'ambiente [K]

ESERCIZI

33.1 - La camera di combustione di un generatore viene alimentata con una portata di carbone polverizzato $\dot{m}_f = 2 \text{ kg/s}$ e con una portata d'aria $\dot{m}_a = 28 \text{ kg/s}$. La temperatura di uscita dei fumi è $T_{\text{fumi}} = 185 \text{ °C}$, mentre la temperatura dell'aria esterna è $T_a = 20 \text{ °C}$; la capacità termica massica dei fumi vale $c_{p,\text{fumi}} = 1,13 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$. La quantità di scorie e ceneri, aventi una percentuale di carbonio incombusto pari all'11%, è l'8% del carbone bruciato. Determinare la potenza persa con gli incombusti $\dot{Q}_{\text{incombusti}}$, la potenza persa nei fumi \dot{Q}_{fumi} e la potenza persa complessivamente \dot{Q}_{persa} , sapendo che le perdite varie valgono $\dot{Q}_{\text{varie}} = 1,2 \text{ MW}$.

$$\dot{Q}_{\text{incombusti}} = 0,6 \text{ MW}; \quad \dot{Q}_{\text{fumi}} = 5,6 \text{ MW}; \\ \dot{Q}_{\text{persa}} = 7,4 \text{ MW}$$

33.2 - La camera di combustione di un generatore viene alimentata con una portata di carbone polverizzato $\dot{m}_f = 2 \text{ kg/s}$ il cui potere calorifico inferiore è $LHV = 33 \text{ MJ/kg}$. Sapendo che la potenza termica persa complessivamente è $\dot{Q}_{\text{persa}} = 7,4 \text{ MW}$, calcolare la potenza termica fornita dal combustibile \dot{Q}_b , la potenza termica ricevuta dal fluido \dot{Q}_H e il rendimento del generatore η_b .

$$\dot{Q}_b = 66 \text{ MW}; \quad \dot{Q}_H = 58,6 \text{ MW}; \quad \eta_b = 0,89$$

33.3 - In un generatore un ventilatore preme, con prevalenza $h = 400 \text{ mm}$ di colonna d'acqua, invia al focolare una portata d'aria $\dot{m}_a = 60 \text{ kg/s}$ di massa volumica $\rho_a = 1,17 \text{ kg/m}^3$. Nell'ipotesi di assumere un rendimento del ventilatore $\eta_V = 0,76$, calcolare la potenza P_a assorbita dal ventilatore.

$$\dot{V}_a = 51,3 \text{ m}^3/\text{s}; \quad \Delta p = 3924 \text{ Pa}; \\ P_a = 264,87 \text{ kW}$$

33.4 - In un generatore un ventilatore aspira i gas di combustione, aventi portata $\dot{m}_g = 63,5 \text{ kg/s}$ e temperatura $T = 185 \text{ °C}$,

con la prevalenza $h_g = 250 \text{ mm}$ di colonna d'acqua. Calcolare massa volumica ρ_g e portata in volume \dot{V}_g dei fumi. Nell'ipotesi di assumere un rendimento del ventilatore $\eta_V = 0,76$, calcolare la potenza P_a assorbita dal ventilatore.

$$\rho_g = 0,79 \text{ kg/m}^3; \quad \dot{V}_g = 80,4 \text{ m}^3/\text{s}; \\ \Delta p_g = 2452,5 \text{ Pa}; \quad P_a = 259,4 \text{ kW}$$

33.5 - All'uscita dal focolare i fumi percorrono i tre passaggi di altezza AB, BC e CD dove sono situate tre superfici di scambio (Figura 33.15); di conseguenza la temperatura media dei fumi è diversa nei tre tratti del condotto. Nel punto D, punto in cui i fumi escono dal camino, la pressione è quella atmosferica, il tiraggio è cioè nullo. Sapendo che la temperatura dell'aria esterna è pari a $26,7 \text{ °C}$, calcolare:

- l'effetto camino nei tre tratti AB, BC e CD;
- l'effetto camino complessivo tra A e D;
- la pressione relativa in mm di colonna d'acqua letta da manometri posti in D, C, B e A.

$$\Delta p_{AB} = +124 \text{ Pa}; \quad \Delta p_{BC} = -212 \text{ Pa}; \\ \Delta p_{CD} = +82 \text{ Pa}; \quad \Delta p_{AD} = -6 \text{ Pa}; \\ h_D = 0 \text{ mm d'acqua}; \quad h_C = -8,3 \text{ mm d'acqua}; \\ h_B = +13,2 \text{ mm d'acqua}; \\ h_A = +0,6 \text{ mm d'acqua}$$

33.6 - Determinare l'effetto camino Δp_{cam} in un tratto lungo $Z = 34 \text{ m}$, in cui la temperatura media dei fumi è $T_g = 120 \text{ °C}$ mentre la temperatura esterna dell'aria è $T_a = 15,5 \text{ °C}$.

$$\Delta p_{\text{cam}} = 100 \text{ Pa}$$

33.7 - Un gas naturale, con potere calorifico inferiore $LHV = 39.000 \text{ kJ/m}^3$, alimenta una caldaia per uso domestico di cui viene misurata una temperatura allo scarico $T_{\text{fumi}} = 190 \text{ °C}$, mentre la temperatura am-

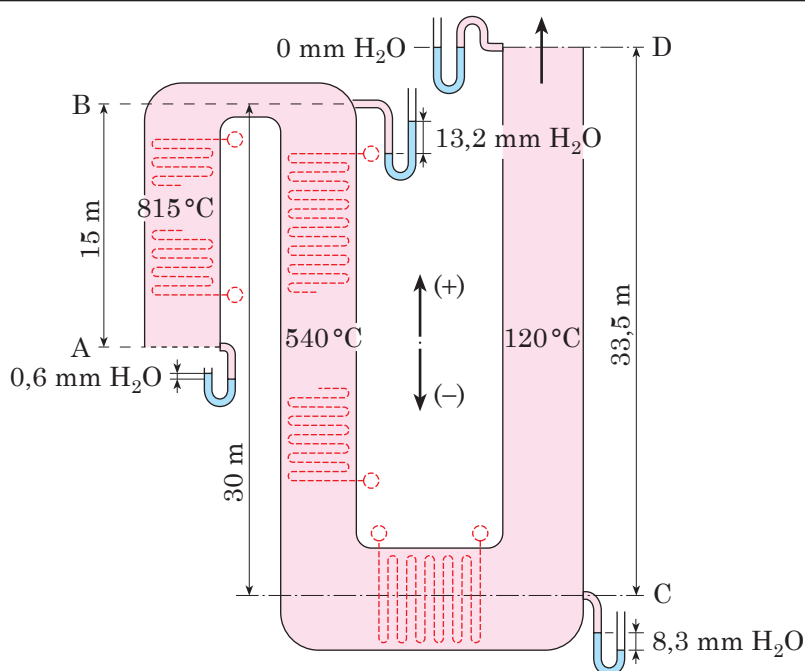


Fig. 33.15 - Camino relativo all'Esercizio 33.5. Lungo i vari tratti del camino vengono posti dei manometri con l'estremità aperta all'atmosfera in modo da poter indicare la pressione relativa; il tiraggio nei vari punti vale come pressione p [Pa] oppure come carico h [m di colonna d'acqua].

biente risulta $T_a = 18\text{ °C}$. Sono assegnati: portata di combustibile $\dot{m}_f = 0,745\text{ g/s}$, portata d'aria $\dot{m}_a = 13,97\text{ g/s}$, capacità termica massica dei fumi $c_{p, \text{fumi}} = 1,13\text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ e potenza relativa alle perdite varie $\dot{Q}_{\text{varie}} = 0,35\text{ kW}$. Calcolare la potenza della camera di combustione \dot{Q}_b , la potenza per calore sensibile dispersa con i fumi \dot{Q}_{fumi} e il rendimento della caldaia η_b .

$$\dot{Q}_b = 35,0\text{ kW}; \quad \dot{Q}_{\text{fumi}} = 2,86\text{ kW}; \quad \eta_b = 0,908$$

33.8 - Determinare la potenza della camera di combustione di una caldaia a uso domestico in cui in un tempo $t = 18$ minuti viene bruciato il volume $V = 0,96\text{ m}^3$ di gas naturale con il rendimento $\eta_b = 0,9$.

$$\dot{Q}_H = 31,68\text{ kW}$$

33.9 - Find the power \dot{Q}_H of a boiler where the water mass flow rate $\dot{m}_{\text{water}} = 0.17\text{ kg/s}$ is heated from temperature $T_1 = 20\text{ °C}$ to temperature $T_2 = 70\text{ °C}$.

$$\dot{Q}_H = 35.5\text{ kW}$$

33.10 - Il volume massico dell'acqua v varia con la temperatura. A partire da 4 °C in cui raggiunge il valore minimo di $0,001\text{ m}^3/\text{kg}$, il volume massico aumenta al crescere della temperatura come mostrato nella Tabella A.3.1. A sua volta la variazione del volume dell'acqua influenza la pressione degli impianti di riscaldamento: è quindi una grandezza da tenere sotto controllo^{33.4}. Calcolare la variazione di volume ΔV di un volume d'acqua $V = 0,1\text{ m}^3$ che viene riscaldato da 30 °C a 70 °C .

$$\Delta V = 1,89 \times 10^{-3}\text{ m}^3$$

VERIFICA DEI PREREQUISITI

1. La quantità di energia necessaria per riscaldare un volume $V = 0,16 \text{ m}^3$ d'acqua dalla temperatura $T_1 = 8 \text{ °C}$ alla temperatura $T_2 = 40 \text{ °C}$ è ${}_1Q_2 = \dots$.
2. Si vogliono miscelare due volumi d'acqua: $V_1 = 0,01 \text{ m}^3$ che si trova alla temperatura $T_1 = 15 \text{ °C}$ e $V_2 = 0,02 \text{ m}^3$ che si trova alla temperatura $T_2 = 60 \text{ °C}$. Una volta miscelate, la temperatura delle due masse d'acqua m_1 ed m_2 risulta $T = \dots$.
3. Nella combustione dei combustibili, l'eccesso d'aria è la quantità d'aria fornita
Così un eccesso d'aria del 20% significa
4. La capacità termica massica dell'acqua è
5. La legge di Stefan-Boltzmann della trasmissione di calore per irraggiamento è funzione lineare della variazione di temperatura come nel caso della convezione.
Vero Falso
6. Nell'equazione del bilancio energetico di un generatore di vapore, la quantità di calore q scambiata scritta tra le sezioni di ingresso 1 e di uscita 2 è uguale alla variazione di:
a) energia potenziale $g(z_2 - z_1)$ c) entalpia $h_2 - h_1$
b) energia cinetica $(v_2^2 - v_1^2)/2$ d) energia interna $u_2 - u_1$
7. La potenza P necessaria per vincere la perdita di carico h_L , che si oppone al moto del fluido nel condotto, è il prodotto per la caduta di pressione
generata dalla perdita di carico.
8. La temperatura del punto di rugiada è la temperatura di saturazione corrispondente alla pressione parziale del vapor d'acqua contenuto nell'aria; allorché si raggiunge questo punto il vapore
9. Il potere calorifico superiore e il potere calorifico inferiore sono misurati nelle condizioni normali di temperatura 0 °C e di pressione $101,32 \text{ kPa}$.
Vero Falso
10. Nel passaggio di stato e a una data pressione, il valore dell'entalpia di evaporazione della sostanza pura, come l'acqua, è diverso da quello dell'entalpia di condensazione.
Vero Falso

