

# ITALIAN PATENT OFFICE

Document No.

102009901754182A1

Publication Date

20110128

Applicant

SOFINTER S.P.A.

Title

CALDAIA

Descrizione dell'invenzione industriale a nome

- ITEA S.P.A., di nazionalità italiana, con sede in  
40138 Bologna, via Pollastri 6
- SOFINTER S.p.A., di nazionalità italiana, con sede in  
20122 Milano, Corso Italia 6.

\* \* \* \* \*

La generazione di potenza termoelettrica è tecnologicamente molto diversificata al variare dei tipi di combustibili e dei cicli termodinamici impiegati.

Tuttavia, tutte le soluzioni tecnologiche, sia quelle già affermate che quelle ancora in fase di progettazione, hanno un elemento concettualmente comune, anche se strutturalmente diverso nelle apparecchiature, rappresentato dalle operazioni di recupero termico, sotto forma di calore, da gas/fumi di combustione non in grado come tali di fornire lavoro meccanico, verso il fluido operatore di un ciclo chiuso che, sfruttando la sorgente calda, è in grado di produrre lavoro meccanico. In genere il fluido più diffuso è l'acqua/vapore, che opera un ciclo Rankine (caratteristica oggi sempre presente) in cui si ha l'espansione isoentropica del vapore su una turbina. Le apparecchiature di recupero termico vengono dette caldaie.

L'evoluzione delle caldaie di recupero è avvenuta secondo alcuni criteri guida.

La progressiva salita del costo dei combustibili fossili, e la necessità di ridurre drasticamente la quantità di emissioni nocive (inclusi i gas serra) per unità di potenza prodotta, hanno infatti spinto verso rendimenti di trasformazione potenza termica-potenza elettrica sempre più alti, anche a spese di tecnologie e impianti più complessi e costosi.

Come ben noto, i rendimenti di ciclo più elevati sono associati a cicli acqua/vapore operanti a pressioni e soprattutto a temperature più elevate. Assumendo come riferimento i valori critici di pressione e temperatura del vapore (valori arrotondati 22,1 MPa ossia 221 bar, e 647 K ossia 374°C) si è passati da cicli sub-critici, a super-critici (SC), fino ai recenti ultra-super-critici (USC). Quindi per massimizzare i rendimenti si è arrivati oggi a cicli USC operanti a pressioni di 240-280 bar, e temperature di 600-620°C del vapore surriscaldato, in cui il recupero termico avviene riscaldando il fluido acqua senza che abbia luogo il tipico passaggio di stato con presenza bifase liquido-vapore. L'acqua evolve quindi lungo il riscaldamento in maniera continua dalla fase liquida alla fase vapore, senza passaggio intermedio con presenza di una bifase liquido-vapore tipica delle caldaie che operano in condizioni subcritiche. Nelle USC si passa da una fase ad alta densità (water-like) ad una fase a bassa densità (steam-like) senza

avere una fase in cui sono presenti contemporaneamente acqua-liquida ed acqua-vapore.

La notevole complessità della gestione dello scambio di calore lato acqua/vapore ha rappresentato l'elemento dominante nelle scelte tecnologiche per le caldaie sub-critiche. Infatti, è importante rilevare che la caldaia:

- lato fumi sottrae calore a un gas a pressione atmosferica e in condizioni prossime alla quasi linearità del calore da sottrarre (calore sensibile) dovuto alla quasi linearità delle caratteristiche termiche (calore specifico) e delle caratteristiche di trasporto (viscosità, calore specifico, conducibilità termica) in funzione della temperatura, rendendo quindi possibili soluzioni facilmente ingegnerizzabili;
- lato acqua-vapore cede calore a un sistema quanto mai complesso, con variazioni sostanziali di caratteristiche termiche e di trasporto, di stato fisico e di rilevante entalpia di passaggio di stato e, in condizioni subcritiche, di fasi miste lungo il tratto di passaggio di stato, a rapporto fortemente variabile tra le fasi liquida e vapore.

Pertanto, lo scambio di calore avviene con salti di temperatura tra fumi e acqua/vapore profondamente diversi, bassi nella zona di preriscaldamento acqua, alti nella zona di e-

vaporazione e surriscaldamento vapore, con problemi di "pinch" ( $\Delta T$  fumi-acqua/vapore che si restringe a valori prossimi all'azzeramento dello scambio) al confine tra la zona di preriscaldamento e la zona di evaporazione.

Un sistema quindi molto complesso da progettare secondo efficienza e da gestire, che ha dato luogo alla soluzione in tre zone ben distinte, anche se accorpate fisicamente in un corpo unico: di preriscaldamento del liquido (ECO), di evaporazione (fase mista liquido e vapore, EVA), di surriscaldamento del vapore (SH), ciascuna ottimizzata secondo criteri specifici e controllata con criteri specifici. Ciascuna di queste zone è pertanto dotata di strumentazione, organi di regolazione e circuiti accessori diversi e indipendenti, ovvero la caldaia è concettualmente e di fatto separata e distinta in tre operazioni/apparecchiature.

In particolare questa soluzione configura la fase di evaporazione (EVA) confinata dai separatori di fase e corpi cilindrici per la separazione netta dell'acqua dal vapore saturo prodotto, e stabilizzata mediante condizioni di scambio e fluidodinamiche della fase mista poco variate, ovvero in cui si ha la formazione di limitate quantità di vapore in grandi masse di acqua ricircolate.

Questa soluzione è stata di gran lunga la preferita, consolidata dal largo uso e dalle apprezzabili caratteristiche di grande "stabilità" nel controllo, favorita dall'inerzia ap-

portata dalle grandi masse di acqua contenute nei corpi cilindrici (grandi recipienti ad alta temperatura e pressione), e apprezzata per i grandi impianti termici, che sono ossatura e apporto del fondo continuo di potenza termoelettrica alle reti di distribuzione.

L'evoluzione delle caldaie sub-critiche e SC verso le USC ha da una parte svuotato parzialmente il significato della distinzione in tre zone distinte e dei grandi sistemi di separazione acqua/vapore. Tuttavia ha dovuto in parte mantenere i criteri della distinzione in tre zone (ECO, EVA, SH), in quanto la parzializzazione del carico di potenza avviene sulle macchine di conversione ad energia elettrica (turbine) mediante la riduzione della pressione del vapore (sliding pressure), facendo rientrare nelle condizioni sub-critiche (comparsa di fase acqua e fase vapore) le caldaie USC quando la pressione di generazione del vapore scende sotto la pressione critica. In altre parole la produzione di potenza può essere modulata in maniera continua dal valore nominale a scendere fino al limite di circa il 30% rispetto alla potenza nominale. Invece, sotto il 30% del carico, in funzione delle varie soluzioni adottate, si implementano dei sistemi di avviamento dedicati.

Infine, la generazione di potenza ha dovuto prendere atto dell'evoluzione dell'andamento lungo l'arco della giornata dei consumi di potenza. L'evoluzione del sistema industriale

e civile ha comportato l'aumento inarrestabile dei consumi diurni, portando ormai il rapporto tra diurni e notturni ben al di sopra di tre, e con picchi di richiesta abnormi rispetto al consumo base continuo (il valore notturno). Il fenomeno è noto con il termine "cycling".

Lato produzione, la generazione di potenza continua a pieno carico è stata storicamente appannaggio dei grandi impianti con bassi costi variabili, ovvero il nucleare, e degli impianti termici principalmente quelli a carbone, lasciando l'assorbimento dei consumi diurni e dei picchi (noto appunto come cycling) a tecnologie intrinsecamente veloci nell'avviamento e nella salita/discesa di carico di potenza rispetto al nominale, come ad esempio le tecnologie basate sui cicli turbogas.

Questo schema è stato in grado di assorbire l'evoluzione del cycling, almeno fino a tempi recenti.

Tuttavia occorre mettere in conto altri fattori evolutivi, che concorrono alla creazione di una situazione di sbilanciamento:

- l'andamento divergente dei consumi giorno e notte è previsto in ulteriore aumento, comprimendo la fascia continua,
- l'aumento dell'utilizzo del nucleare che insisterà sulla stessa fascia continua, togliendo spazio progressi-

vamente a tutte le tecnologie termiche che utilizzano combustibili fossili,

- l'esigenza di avere rese più alte che ha coinvolto anche le sopraddette tecnologie intrinsecamente veloci provocando l'evoluzione dal turbogas semplice al turbogas a ciclo combinato (aggiunta di caldaia di recupero calore) e in prospettiva al ciclo combinato con caldaia di recupero ad alta resa di tipo USC.

Le esigenze di cycling escludono per i cicli combinati le caldaie tradizionali a corpo cilindrico, troppo lente nella modifica del carico, ed hanno dato luogo a nuove soluzioni, di cui vi è già evidenza almeno per i cosiddetti impianti veloci.

La somma complessiva dei fattori evolutivi ha comportato una spinta notevole verso soluzioni nuove, possibilmente studiate in accoppiamento con le nuove tecnologie da sviluppare per l'obiettivo zero emissioni da combustibili fossili. Come detto sopra, una soluzione nuova già oggi evidente riguarda le caldaie di recupero dei cicli combinati ("veloci").

Il cycling e la risposta veloce alle variazioni di carico hanno imposto l'abbandono dell'impiego del corpo cilindrico, ovvero dello schema a tre fasi, e il passaggio ad uno schema molto più flessibile noto come "once through", letteralmente a passaggio unico lato acqua/vapore.

Ad esempio si è affermato lo schema controcorrente pura (ovvero fluidi che percorrono l'apparecchiatura in senso inverso, e con contatto/scambio, attraverso parete, tra fumi caldi e vapore caldo, a scendere fino a fumi freddi a contatto con acqua da preriscaldare, ovvero a  $\Delta T$  di scambio minimizzati). L'apparecchiatura è verticale - i fumi salgono dal basso attraversando bancate (tube banks) di tubi orizzontali acqua/vapore e l'acqua scende dall'alto "once through".

La flessibilità è ottenuta mediante:

- partenza della caldaia a tubi "secchi" (senza acqua) per eliminare l'inerzia termica aggiuntiva dell'acqua da scaldare,
- assenza di acqua accumulata (corpo cilindrico, separatori acqua/vapore) per minimizzare l'inerzia di regolazione al variare del carico (carico che varia in sliding pressure),
- fluidi densi (acqua e fasi miste acqua/vapore in condizioni subcritiche, e acqua a  $T$  sotto la critica in condizioni supercritiche) scendono, letteralmente cadono, verso le zone di fluido a bassa densità (vapore, acqua a bassa densità a  $T > T_{cr}$  Temperatura critica ( $T_{cr}$ )).
- In questo modo si superano i problemi di irregolarità di flusso (slug flow, plug flow) che si avrebbero in caso di flussi ascendenti, per schemi a tubo semplice che percorre ininterrotto tutta la caldaia per tutti i

rapporti acqua-vapore lungo il tratto in cui si ha l'evaporazione.

Un esempio di schema controcorrente pura applicato in condizioni subcritiche è quello IST del gruppo AECON.

In particolare sono superati, a rapporto vapore/acqua basso e intermedio, i problemi di segregazione di vapore in bolle dal flusso ancora lento di acqua, e più avanti di flusso di acqua a canaletta con surriscaldamento del cielo del tubo, seguito da proiezione di acqua sul cielo del tubo (slug flow, plug flow), con conseguente danneggiamento ("peeling") della parete metallica.

Tuttavia al variare del carico, e soprattutto ai carichi bassi, e in particolare inferiori a circa il 30%, non vengono superati i problemi dovuti a profili di temperatura lungo il percorso dell'acqua molto diversi da quelli di massimo carico, e in particolare la propagazione verso gran parte del percorso tubi di temperature prossime alla temperatura dei fumi caldi entranti. Ne consegue che per buona parte della superficie di scambio i tubi devono essere realizzati in materiali altolegati (leghe ad alto tenore di nickel, ed altri metalli pregiati), con conseguente aggravio dei costi. L'utilizzo dei materiali altolegati nella superficie di scambio diventa marcata nel caso di un'apparecchiatura di questo tipo inserita a valle di una sezione di combustione a carbone dell'arte.

Inoltre, lo schema "once-through" con acqua "a scendere" obbliga ad una esecuzione verticale dell'apparecchiatura. Limite avvertito soprattutto per le unità di grande potenza.

Infine occorre ricordare che per muovere rapidamente il carico in salita o in discesa è necessario che le manovre possano essere condotte a logiche di regolazione costante, che per le caldaie significa mantenere i profili di temperatura, dei fumi e dell'acqua/vapore, nello stesso allineamento e posizione geometrica nella caldaia, condizione nota nell'arte come condizione di controllo a profilo di temperatura costante, ovvero come "controllo di profilo".

Pertanto la indubbia flessibilità di questa realizzazione, intesa come rapidità di salita e discesa di carico, con sistemi di regolazione a logica di regolazione costante, si attenua fino ad annullarsi per carichi inferiori al 30%, in quanto la gestione di porzioni notevoli di caldaia, a vari rapporti vapore/acqua e bassa portata di vapore per via del basso carico non è più sostenuta dalla sola "discesa" dell'acqua e richiede logiche di controllo progressivamente diverse e quindi non operabili in tempo reale.

La preoccupazione che la discesa dell'acqua per gravità possa dar luogo ad inaccettabili rischi di danneggiamento delle turbine, nei transitori (avviamento/fermata) e nelle condizioni di basso carico (<30%), per inaccettabile allontanamento dalla stazionarietà (di rapporto acqua/vapore) del

flusso acqua/vapore, e di mantenere comunque per un tratto consistente della caldaia bassi  $\Delta T$  (per le ragioni dette in precedenza) è evidente nell'invenzione USP 5,159,897. In essa, lo schema "once through", con fumi caldi dal basso e acqua dall'alto, è combinato con una zona intermedia dove il fluido bifase acqua/vapore (acqua evaporante) torna a salire (contro gravità) in equicorrente con i fumi, delimitando una zona dove si contiene preferibilmente l'acqua non evaporata che ai bassi carichi si muoverebbe verso l'uscita in condizioni non stazionarie. Inoltre, dato che il passaggio di fase (in condizioni subcritiche) è fenomeno isoterma, la disefficienza entropica dello scambio equicorrente risulta trascurabile. Tuttavia in condizioni USC a pieno carico riappaiono le disefficienze entropiche, e la flessibilità a carichi bassi è ottenibile solo estendendo comunque la porzione di superficie di scambio in materiali altolegati.

La preoccupazione dei  $\Delta T$  elevati (materiali, peeling), e di shock termico nelle variazioni repentine di carico, è evidente nell'invenzione USP 7,383,791 dove lo schema "once through" (tubo singolo ininterrotto entrata-uscita) prevede di articolare il percorso dell'acqua in maniera tale che il flusso ascendente dei fumi caldi incontri prima acqua da preriscaldare, per limitare il  $\Delta T$  nella zona di formazione del vapore SH (massima temperatura del fluido da riscaldare) e rischi di shock termico nella zona di evapora-

zione. L'acqua pertanto entra dal basso e si preriscalda con i fumi caldi, esce e rientra per poi percorrere "a scendere" in controcorrente con i fumi che salgono per la fase miscela acqua/vapore e la fase surriscaldamento.

Indubbiamente il  $\Delta T$  fumi-acqua/vapore è più contenuto rispetto ai casi precedenti (IST), e si possono impiegare, per maggior porzione di superficie di scambio, materiali meno pregiati. Tuttavia è apparente che il rendimento complessivo del ciclo viene ridotto per la creazione di entropia associata allo scambio fumi caldi-acqua nella fase di preriscaldamento.

Sebbene i casi sopra descritti introducano miglioramenti della flessibilità di esercizio (velocità di variazione del carico) a scapito dell'efficienza o a spese dell'uso più esteso di materiali altotelegati, molto più costosi, per essi e per le altre soluzioni consolidate permane comunque il problema che per carichi inferiori al 30% la caldaia si allontana sensibilmente dal profilo termico (temperature delle bancate) ottimale del pieno carico (uscita dal controllo di profilo). Ne deriva che per l'avviamento e per percorrere l'intervallo a salire di carico sino al 30% è necessario uscire dalla condizione di controllo ed attuare una serie di manovre con più logiche diverse e con l'intervento di circuiti accessori. Questo comporta una pesante penalizzazione in termini di velocità di avviamento e di percorso sino al

raggiungimento del 30% e della condizione di controllo. Per tipologie di impianto, come i turbogas cicli combinati, che hanno come prestazione distintiva la rapidità di avviamento e di salita di carico, la penalizzazione ha un impatto economico rilevante. Ad esempio, la caldaia a vapore dei cicli combinati è l'elemento vincolante la velocità di avviamento e salita di carico, e impone ritardi dell'ordine delle decine di minuti, fino ad oltre l'ora.

Diversi schemi sono stati elaborati per cercare di contenere l'impatto negativo. Uno prevede di svincolare la caldaia dal turbogas, creando un bypass di fumi caldi inviati direttamente a camino senza passare dalla caldaia; l'altro prevede di modulare (in riduzione) la potenza (numero di giri e combustibile) del turbogas inviando tutti i fumi alla caldaia, con modulazione (portata e temperatura fumi) incentrata sulla procedura di avviamento e presa di carico della caldaia.

L'uscita del controllo di profilo avviene forzatamente anche perché lo scambio di calore ad alta temperatura poggia non su uno solo meccanismo (convezione) ma su due meccanismi paralleli:

- lo scambio per convezione forzata, che sale-scende coerentemente (in modo prossimo alla linearità) con il carico, con le portate fumi e con la temperatura fumi ( $\Delta T$ ),

- lo scambio per irraggiamento da fumi che dipende solo dalla temperatura alla 4a potenza,

di cui il secondo è tutt'altro che trascurabile.

Al variare del tipo di impianto a monte (di combustione, generatore di fumi caldi), si avrà:

- per un turbogas a monte, dove non ha significato la flessibilità a bassi carichi ed è dominante invece la velocità di avviamento e salita del carico, che nel caso ideale opera a portata fumi costante e modula il carico modulando la temperatura, il percorso di discesa (salita) del carico comporta una deviazione marcata del flusso di scambio dalla linearità perché fa scomparire il secondo meccanismo,
- per una camera radiante di combustione olio o carbone a monte, che modula il carico soltanto con la portata, a temperatura costante, la componente scambio per irraggiamento da fumi è invariabile e non sono ammessi flussi di scambio termico inferiori a quello radiativo.

Pertanto nelle operazioni aldisotto del limite di circa il 30% di carico non si può mantenere il controllo di profilo e si devono progressivamente assumere logiche di controllo diverse, sempre più differenti sempre più differenti al scendere del carico e con l'intervento di circuiti accessori (ricircoli esterni, iniezioni-attemperamenti- di acqua nel vapore) che interrompono il percorso singolo-tubo), ovvero la

caldaia non può più essere gestita in controllo automatico di profilo, costante in tutto l'intervallo inferiore al 30% di carico sia in aumento che in riduzione, oltre che nelle fasi di avviamento e fermata.

Era sentita pertanto l'esigenza di disporre di caldaie ad elevata flessibilità costituite da materiali anche di rango paragonabile a quelli utilizzati nelle caldaie classiche, in grado di espandere sostanzialmente la flessibilità verso i bassi carichi (<30%), fino al limite di configurare una condizione di stand-by notturna (carico almeno sotto al 10%, preferibilmente maggiore o uguale al 5%) in assetto di funzionamento e controllo costante (di profilo), pronta a risalire a carico massimo secondo esigenze, anche con combustibili, come il carbone, che storicamente sono stati confinati negli impieghi per produzione continua. Occorre ricordare infatti che, per caratteristiche note delle turbine, il rendimento specifico a dare energia per unità di combustibile (kWhr prodotti/Kjoule potere calorifico di combustione) decresce sensibilmente al diminuire del carico, sino a raggiungere valori inaccettabili (attorno al 15%) a carichi di impianto del 30%, cioè al carico limite per la regolazione di profilo.

La Richiedente ha sorprendentemente e inaspettatamente trovato una caldaia che risolve il problema tecnico sopra descritto e in grado di rispondere alle esigenze di alta ef-

ficienza e cycling, e di costo ridotto (materiali secondo classi di utilizzo della tecnica nota).

Costituisce un oggetto dell'invenzione una caldaia comprendente:

- tubi acqua/vapore che percorrono la caldaia dall'ingresso dell'acqua all'uscita del vapore surriscaldato,
- i tubi acqua/vapore sono disposti orizzontali in schiere, preferibilmente piane (bancate - tube banks), attraversate perpendicolarmente dai fumi,
- i tubi risalgono lungo l'asse della caldaia da una bancata all'altra con percorso obliquo, ovvero con percorso tale da esporsi ai tubi di flusso dei fumi in posizione diversa per ogni bancata (si veda Fig. 1),
- i tubi suddivisi in due o più principi (branches) distinti, ciascun principio alimentato da un collettore (header) distinto dagli altri (si veda Fig. 5),
- la caldaia essendo "once-through" controcorrente pura, verticale con ingresso dei fumi dall'alto e dell'acqua dal basso, o indifferentemente orizzontale, ma sempre in controcorrente,
- i collettori (headers) del vapore surriscaldato in uscita sono raggruppati a diretto contatto in un fascio, ed isolati termicamente dall'esterno,

- opzionalmente, le partenze dei collettori sono alloggiata-  
te nel flusso di fumi, in posizione tale per cui i fumi  
raggiungono temperature prossime alla temperatura del  
vapore surriscaldato (si veda Fig. 6),
- opzionalmente, modulazione della temperatura dei fumi  
caldi entranti mediante riciclo di fumi freddi dopo re-  
cuperato,
- opzionalmente, possono essere presenti una o più sezioni  
di risurriscaldamento provenienti da spillamenti inter-  
medi (intermediate spillage) di turbina,
- opzionalmente possono essere presenti uno o più livelli  
di pressione.

I tubi acqua/vapore percorrono preferibilmente senza ingres-  
si ed uscite intermedie, ancor più preferibilmente senza in-  
terruzione la caldaia dall'ingresso dell'acqua all'uscita  
del vapore surriscaldato. possono essere costituiti dai ma-  
teriali che vengono utilizzati nelle caldaie tradizionali  
USC.

In genere i materiali variano in funzione della temperatura  
di servizio a cui sono sottoposti lungo l'asse della cal-  
daia. Nella caldaia dell'invenzione la parte in materiali  
altolegati è solo quella corrispondente all'ultimo tratto in  
cui avviene il surriscaldamento finale del vapore. Ad esem-  
pio, se il vapore esce a 605°C con pressione di 240-280 bar,  
la lunghezza di questa parte corrisponde a circa il 10% del-

la lunghezza del tubo. Dopo la prima parte in materiale al-  
telegato in sequenza c'è una cascade di materiali che com-  
prendono preferibilmente acciai al cromo, la maggior parte  
della lunghezza del tubo (circa 60%) preferibilmente in ac-  
ciai al carbonio.

I tubi di acqua/vapore disposti in schiere piane (bancate),  
attraversate perpendicolarmente dai fumi, hanno preferibil-  
mente una lunghezza rettilinea di tubo relativamente conte-  
nuta, in genere preferibilmente inferiore a 12 metri, ancora  
più preferibilmente inferiore a 6 metri.

Si utilizzano queste dimensioni per evitare di avere tratti  
rettilinei orizzontali troppo lunghi, tali da favorire la  
comparsa di fenomeni di accumulo periodico di acqua e di  
propagazione di plug flow (o slug flow). Perciò, sebbene il  
carico minimo di funzionamento del tubo sia di circa il 30%,  
nella caldaie dell'invenzione si preferiscono, come detto,  
tratti più corti seguiti da rimescolamento (curve, risalite  
più frequenti) per allontanare maggiormente le condizioni di  
esercizio da quelle di innesco e propagazione del plug flow.  
Nel caso di impiego di tubi rigati, si veda sotto, la lun-  
ghezza dei tubi può essere anche superiore, ad esempio 20  
metri.

I tubi che risalgono con percorso obliquo tra una bancata e  
l'altra vengono descritti in dettaglio in seguito.

I tubi acqua/vapore sono suddivisi in due o più principi distinti, alimentati separatamente, come descritto dettagliatamente in seguito.

I collettori sono preferibilmente posizionati in base a criteri che verranno dettagliati più avanti.

la caldaia dell'invenzione è "once-through" controcorrente pura verticale preferibilmente con ingresso dei fumi dall'alto e dell'acqua dal basso.

Preferibilmente la caldaia "once-through" controcorrente pura dell'invenzione è orizzontale. In questo modo l'installazione industriale risulta semplificata e quindi si realizza una sostanziale riduzione dei costi di installazione. Questo punto è più diffusamente illustrato in seguito.

La modulazione della temperatura dei fumi caldi entranti è operata preferibilmente mediante riciclo dei fumi freddi dopo recupero, come descritta in seguito quando si illustrano i vantaggi relativamente al controllo del vapore surriscaldato e all'eliminazione del pinch.

Costituisce un altro oggetto dell'invenzione un processo per il funzionamento della caldaia dell'invenzione in modalità sliding pressure, con acqua vapore sempre in condizioni supercritiche al carico 100% (Fig.7A) e pressione via via minore al diminuire del carico (Fig. 7B per un carico del 50%), per avere il vapore in uscita caldaia alle condizioni di pressione necessarie per l'immissione in turbina).

Opzionalmente la caldaia può essere esercita in modalità constant pressure, con acqua / vapore in caldaia sempre in condizioni supercritiche per tutti i carichi (dal carico 100% al 30%) e laminazione finale prima dell'immissione in turbina. (Fig.7C per carico 50 %).

Costituisce un altro oggetto dell'invenzione un processo per il funzionamento della caldaia dell'invenzione per i carichi dal 5-10% al 100% comprendente i seguenti step:

- mantenimento dei profili di temperatura dei fumi e dell'acqua vapore nello stesso allineamento e posizione geometrica della caldaia,
- parzializzazione della superficie di scambio ai carichi bassi, cioè minori di circa il 30%, mediante esclusione e mantenimento a secco di uno o più principi, fino al limite di avere un solo principio in esercizio.

Preferibilmente il mantenimento del profilo di temperatura dei fumi e dell'acqua vapore nello stesso allineamento e posizione geometrica della caldaia viene effettuato mediante due o più delle seguenti modalità:

- a) parzializzazione della superficie di scambio per carichi inferiori al carico massimo, mediante esclusione e mantenimento a secco di uno o più principi, fino al limite di avere un solo principio in esercizio,

- b) controllo feedback (controllo di scostamento dallo stato stazionario) della portata di acqua alimentata, a qualsiasi carico, mediante mantenimento della posizione, lungo lo sviluppo della caldaia, del flesso di temperatura al passaggio attraverso le condizioni critiche per i carichi che prevedono condizioni supercritiche, e dell'isoterma di vaporizzazione per carichi che prevedono condizioni subcritiche (in sliding pressure),
- c) controllo feedback (controllo di scostamento dallo stato stazionario) della temperatura del vapore prodotto a qualsiasi carico tramite modulazione della temperatura fumi caldi, mediante riciclo di fumi freddi per il servizio a valle di una unità di combustione a combustibili solidi,
- d) controllo in feedback della temperatura dei fumi in uscita caldaia che opera sul preriscaldamento dell'acqua alimentata.

La soluzione preferita per il mantenimento del profilo di temperatura prevede l'utilizzo dei sopra citati step b) e c).

Opzionalmente il processo dell'invenzione comprende il seguente step e):

- mantenimento, in tutte le condizioni di pressione di vapore erogato, di un primo tratto di caldaia in condi-

zioni di pressione supercritiche seguito da laminazione quando l'entalpia del fluido consente a valle della laminazione il passaggio diretto del fluido supercritico alla fase vapore senza attraversare il campo di esistenza del fluido bifase acqua/vapore (Fig. 7),

Lo step di parzializzazione della superficie di scambio quando si opera a carichi bassi viene descritto in dettaglio più avanti.

Lo step di controllo feedback c) della temperatura del vapore prodotto a qualsiasi carico mediante modulazione della temperatura fumi caldi, viene descritto in seguito quando si descrive come mantenere la temperatura del vapore surriscaldato ed evitare fenomeni di pinch.

Lo step di controllo feedback b) della portata di acqua alimentata a qualsiasi carico mediante mantenimento del flesso di temperatura in condizioni supercritiche, o dell'isoterma di vaporizzazione in condizioni subcritiche (in sliding pressure) viene trattato in dettaglio in seguito.

Opzionalmente il processo dell'invenzione comprende lo step opzionale e) di laminazione, che può essere di interesse nel caso di impianti a ciclo combinato di grande potenza per installazioni orizzontali.

La caldaia dell'invenzione esercita con il processo sopra descritto, inaspettatamente e sorprendentemente, è in grado di offrire le prestazioni elevate sopra indicate senza ag-

gravi di costo. La caldaia dell'invenzione risponde al cycling dal 5-10% al 100%, ha elevata efficienza e funziona senza richiedere necessariamente materiali altolegati per gran parte della superficie di scambio.

La presente invenzione pertanto mette a disposizione caldaie ad elevata flessibilità, in materiali di rango paragonabile a quelli delle caldaie classiche, in grado di operare anche a carichi molto bassi, dell'ordine del 5-10%, in assetto di funzionamento e controllo costante (di profilo), e capace di risalire rapidamente al carico massimo, anche con combustibili solidi quali il carbone.

La caldaia dell'invenzione, con le caratteristiche di cui sopra mostra inoltre le seguenti proprietà:

- mantiene stazionario il profilo di discesa della temperatura dei fumi lungo la geometria di caldaia in tutte le condizioni di carico, da un minimo di circa il 5-10% fino al 100%,
- mantiene pressoché costante (in altre parole, trasla ma non modifica come forma) il profilo delle temperature, lungo la caldaia lato acqua, in tutte le condizioni di carico, sia per vapore supercritico che subcritico,
- mantiene sempre una distribuzione ottimale della portata di acqua sui tubi di un singolo principio (minimo carico del principio in servizio pari al 30%),

- recupera, con lo sviluppo obliquo del tubo eventuali problemi di maldistribuzione del flusso gassoso (tubi di flusso a diversa "storia" di scambio, all'interno del flusso complessivo),
- mantiene un deltaT fumi-acqua/vapore minimizzato ( un- di ottimale),
- parzializza la superficie di scambio (1/2, 1/3, 1/4, ecc.), ad esempio mettendo fuori esercizio (portando a secco) progressivamente uno o più principi, per mantenere il controllo di profilo fino al carico del 30% di un solo principio, ovvero fino al carico di circa 5% sul totale nel caso di sei principi, o del 10% del carico nel caso di tre principi, in genere i valori di 5% e 10% sono pari al carico di stand-by dell'impianto,
- elimina il problema del pinch mediante la modulazione portata-temperatura (a parità di carico) dei fumi caldi.

Pertanto la presente invenzione mette a disposizione:

- un profilo di deltaT di scambio fumi-acqua prossimo a quello ottimale stabilito per il pieno carico in tutte le condizioni di carico, e quindi un flusso di calore sempre prossimo a quello ottimale, sia lungo l'asse della caldaia che su un piano qualsiasi ortogonale all'asse caldaia,

- la temperatura dei tubi esclusi (secchi), discosta (più alta) dalla temperatura in esercizio solo del  $\Delta T$  di scambio, grazie al mantenimento in tutti i regimi di carico del profilo di discesa di temperatura dei fumi nella posizione geometrica (lungo l'asse della caldaia) prevista da progetto a pieno carico,
- una logica unica di controllo di profilo termico costante in tutto l'intervallo di carico 5-10% fino al 100%, dando luogo ad una logica unica di regolazione in tutto l'intervallo di carico,
- velocità di salita o discesa di carico molto elevata in controllo feed-forward, limitata solo dai tempi caratteristici di risposta della strumentazione ordinaria operata in logica costante di regolazione in controllo di profilo,

Con le caratteristiche sopra esposte, si ottengono le seguenti desiderate prestazioni:

- rapidità di avviamento (a tubi secchi),
- amplissima flessibilità di carico, in regime di controllo di profilo, fino al valore limite di mantenimento di circa 5-10% del carico termico (stand-by),
- rapidità di modulazione del carico nell'intervallo 5-10% fino a 100%.

- materiali di costruzione tubi del tutto allineati agli standard attualmente impiegati in impianti non flessibili.

Lo schema di principio dell'invenzione risulta semplice, in tutto prossimo ad uno scambiatore in controcorrente pura, come si evidenzia dalla Fig. 6. In essa, a titolo di esempio, è riportata la partizione della parte acqua/vapore in tre principi distinti (tripartizione della superficie di scambio).

L'effetto della combinazione della modulazione della temperatura dei fumi di ingresso con la polipartizione in principi sul mantenimento del profilo termico a bassi carichi e sull'impiego di materiali standard è evidente confrontando, a parità di condizioni il profilo della temperatura dell'acqua/vapore e dei fumi lungo l'asse della caldaia, nel caso di assenza di partizione (Fig. 9) e il processo dell'invenzione quando si ha tripartizione ed esclusione di due su tre principi (Fig. 10).

Lo sviluppo di ogni singolo tubo di scambio preferibilmente senza interruzioni dall'entrata dell'acqua all'uscita del vapore surriscaldato, e la ripartizione su più principi, consente la perfetta distribuzione di portata su ogni singolo tubo mediante semplici orifizi (orifices) (perdite di carico localizzate), senza penalizzazioni energetiche di eccessive perdite di carico a piena capacità o maldistribuzio-

ni dovute a perdite di carico insufficienti ai carichi bassi (5-10%), essendo 30% il minimo carico del principio operante per conseguire il carico totale voluto del 5-10%.

Come detto l'acqua/vapore è suddivisa in principi, minimo 2 principi, preferibilmente 3 principi, ancor più preferibilmente da 4 a 6 principi. Per ottenere l'effetto voluto di mantenimento del profilo di temperatura (lato fumi e lato acqua/vapore), si preleva un tubo dal collettore di ciascun principio per costituire coppie, terne, quaterne (e così oltre), in modo che i tubi dei principi risultino sempre raggruppati contigui. Si veda Fig. 5 per il caso a tre principi. Sempre per ottenere gli effetti indicati sopra, la salita del tubo, dopo aver percorso una bancata orizzontale (tube bank), verso la bancata successiva, è obliqua per evitare di configurare percorsi fumi e acqua/vapore differenziali (sbilanciati) e per migliorare la maldistribuzione dei fumi sempre presente in qualsivoglia geometria ed assetto caldaia (si vedano Figg. 1, 2, 3 e 4). La salita obliqua per occupare la posizione del tubo contiguo, comporta che il tubo che ha raggiunto l'estremità (la posizione più esterna) della bancata, ritorni all'altra estremità della bancata con un attraversamento di tutto il fronte della bancata (Figg. Da 1 a 4, in particolare Fig. 2).

Come detto, la parzializzazione della superficie rende possibile mantenere il profilo di discesa di temperatura co-

stante grazie al fatto che uno o più principi sono esclusi dal servizio, per esempio escludendo l'alimentazione dell'acqua e/o intercettando l'uscita verso il vapore surriscaldato ad alta pressione.

Il mantenimento del profilo di temperatura fumi consente inoltre che i principi esclusi dal servizio si portino al massimo alla temperatura dei fumi in ciascuna sezione di caldaia, lungo l'asse della caldaia. Inoltre, grazie al riciclo di fumi freddi e al controllo del vapore surriscaldato collegato alla temperatura di ingresso (miscelazione fumi caldi con riciclo), il  $\Delta T$  (tra fumi e acqua/vapore) del profilo ottenuto è sempre molto contenuto. Sono escluse pertanto sovrature eccessive dei tubi rispetto alla condizione di servizio in pressione, in modo tale da non richiedere upgrading dei materiali rispetto alla consolidata sequenza di materiali impiegata nei tubi di una caldaia USC tradizionale.

Nella Fig. 8 sono riportate le temperature fumi e acqua/vapore e di progetto meccanico per i vari materiali impiegati (a cascata lungo l'asse caldaia) rappresentative sia di una caldaia tradizionale che della caldaia dell'invenzione, al 100% del carico. Nella Fig. 9 sono riportate le stesse grandezze della Fig. 8 nel caso di basso carico (<30%) in una caldaia tradizionale, cioè senza parzializzazione della portata. Dalla Fig. 9 è evidente che il

profilo di temperatura fumi eccede la temperatura di progetto ordinaria e richiede un upgrading dei materiali.

Invece le temperature di fumi che si stabiliscono operando con un solo principio (su 3 nell'esempio proposto, Fig. 10) consentono ai principi esclusi dal servizio, di non superare mai, in alcun punto della caldaia, le temperature di progetto normalmente previste per il servizio USC.

Nella caldaia dell'invenzione, il mantenimento/controllo di profilo termico lato acqua/vapore, dalle condizioni USC al massimo carico a scendere di carico scendendo di pressione fino a condizioni subcritiche (sliding pressure) fino al limite del 30% su un principio o su più principi, si attua attraverso il mantenimento della posizione geometrica, lungo l'asse della caldaia, del flesso in condizioni supercritiche o dell'isoterma in condizioni subcritiche. La posizione è rilevata mediante misuratori di temperatura dell'acqua/vapore che rilevano la posizione del flesso o dell'isoterma, e precisamente a monte e a valle del plateau in cui si manifesta lo scostamento, positivo e negativo, dal flesso o dall'isoterma. Si è osservato che in condizioni supercritiche l'assenza di doppia fase compresente, liquido e vapore dell'isoterma, presenta comunque in corrispondenza un flesso pronunciato, di temperatura, di densità e di variazione ripida di entalpia. Più precisamente, vi è continuità di andamento tra subcritico e supercritico per i parametri

detti sopra. Pertanto, con logica unica, la regolazione in feed-back che opera sulla portata di acqua entrante, mantiene in posizione il profilo termico voluto, ovvero mantiene caratteristiche e tipologia di scambio termico.

Nel caso di installazione a valle della caldaia dell'invenzione di combustori che operano con combustibili solidi, preferibilmente il controllo di temperatura del vapore surriscaldato avviene modulando, mediante riciclo di fumi uscita caldaia, la temperatura dei fumi di ingresso. Si è inaspettatamente e sorprendentemente trovato che con questa modalità di controllo si risolvono anche i problemi di "pinch" sopra indicati. Infatti, come detto, in una qualsivoglia caldaia, lo scambio di calore avviene con differenze di temperatura tra fumi e acqua/vapore molto diverse, basse nella zona di preriscaldamento acqua e elevate nella zona di evaporazione e surriscaldamento vapore, con problemi di "pinch" ( $\Delta T$  che si restringe a valori che annullano lo scambio) al confine tra le zone di ECO ed EVA, non appena si riscontrano (a carico apparentemente costante) pendolazioni che comportano sbilanciamento tra ECO e le altre zone.

Nelle caldaie dell'invenzione, invece:

- quando si impiega il riciclo dei fumi freddi si realizzano le seguenti condizioni:
  - Il riciclo di fumi freddi alla miscelazione con fumi caldi risulta una operazione che non altera il bilan-

cio entalpico del recupero termico, avendo come limite solo il mantenimento del  $\Delta T$  necessario per ottenere il vapore al grado di surriscaldamento voluto.

A parità di carico, il riciclo di fumi freddi consente:

- diverse coppie temperatura/portata fumi, essendo temperature più alte associate a portate più basse fino al limite di riciclo fumi pari a zero, e temperature più basse associate a portate di riciclo via via più significative (più elevate).
- La coppia bassa temperatura/alta portata riduce il calore scambiato nella zona SH ed EVA, in modo tale che i fumi arrivano alla zona ECO a portata più alta e temperatura più alt.
- Viceversa, la coppia temperatura alta/bassa portata aumenta il calore scambiato nella zona SH ed EVA, per somma di più alto  $\Delta T$  e di più alto irraggiamento, al punto che i fumi arrivano alla zona ECO a bassa portata e T più bassa.

E' evidente quindi che la coppia portata/temperatura consente di spostare carico tra le varie zone in modo tale da offrire sempre il  $\Delta T$  necessario al confine zona ECO-zona EVA ( $\Delta T$  non viene mai ridotto a valori inaccettabili), essendo la superficie di scambio tipica per le varie zone assicurata dalla regolazione di posizione flessa descritta in precedenza. Si é osservato sorprendentemente e inaspetta-

tamente che la regolazione del pinch di cui sopra è convergente con la regolazione di temperatura del vapore surriscaldato prodotto.

Nella caldaia dell'invenzione la stazionarietà dei profili di temperatura in un intervallo molto ampio consente di realizzare una soluzione ottimale anche per i collettori di raccolta del vapore surriscaldato.

E' ben noto nell'arte che i collettori di raccolta dei tubi hanno elevato spessore a causa del maggiore diametro e delle elevate temperature di progetto. Quando sono sottoposti a brusche variazioni di temperatura, sono soggetti a stress da dilatazione termica differenziale radiale nello spessore della parete, che si somma allo stress delle condizioni di funzionamento continuo, generando condizioni di fatica oligociclica (basso numero di cicli). Questo comporta limitazione delle prese di carico e conseguente limitazione delle capacità di cycling.

Il rischio di shock termico, che va evitato, rappresenta pertanto uno degli elementi aggiuntivi che limitano la rapidità di risposta alle variazioni di carico.

Nella caldaia dell'invenzione il mantenimento del profilo di temperatura in un ampio intervallo operativo (5-10% fino a 100%) consente di identificare una posizione assiale lungo il percorso dei fumi in cui la temperatura dei fumi stessi si mantiene attorno alla temperatura del vapore surriscalda-

to (ad esempio circa  $600^{\circ}\text{C}$ ). Si è trovato che ripiegando i tubi al termine del percorso di scambio lateralmente alle bancate fino al punto detto sopra, e preferibilmente posizionando i collettori di uscita vapore nel flusso dei fumi (Fig. 6 in una interruzione delle bancate), il  $\Delta T$  tra la temperatura del metallo del collettore e la temperatura del vapore prodotto risulta contenuto in tutte le condizioni, inferiore a circa  $100^{\circ}\text{C}$ , pertanto il problema di fatica/shock termico viene sostanzialmente eliminato, in quanto ridotto a una dilatazione differenziale non significativa. Inoltre si è verificato che raccogliendo in un fascio con contatto diretto i convogliatori (piping) verso l'esterno dei collettori della polipartizione in uscita dal mantello di contenimento fumi e mettendo l'isolamento termico solo attorno all'intero fascio, il calore disperso per contatto/irraggiamento tra convogliatori è sufficiente per avvicinare la temperatura del(i) convogliatore(i) fuori servizio senza vapore surriscaldato alla temperatura a del(i) convogliatore(i) in servizio con circolazione di vapore. Ciò anche nel tratto del fascio dei convogliatori esterno al corpo caldaia.

Una delle esecuzioni preferite della caldaia dell'invenzione è l'esecuzione in orizzontale, come rappresentato nelle Figg. 11, 12, 13, 14. Infatti, se in aggiunta alla semplicità si dispone anche della facile accessibilità e delle ri-

dotte incastellature di sostegno ottenibili con l'esecuzione orizzontale, la validità del trovato aumenta significativamente.

In USP 7,406,928 la disposizione orizzontale della caldaia viene ottenuta disponendo una serpentina orizzontale con tubi dritti che risalgono e scendono (raiser e downcomer in serie). Inoltre viene predisposta anche una zona di preriscaldamento dell'acqua entrante con fumi caldi (ad alto flusso di calore) per assicurare rapidamente una velocità minima di trasporto, tale che alla prima discesa (downcomer) vi sia già una sufficiente velocità di fluido bifase così da favorire il trasporto delle bolle di vapore generate. La salita/discesa del tubo impedisce l'instaurarsi di condizioni non stazionarie di avanzamento della fase densa di acqua/vapore, avendo possibilmente assicurata sufficiente velocità di fluido bifase nel tratto di incipiente vaporizzazione per evitare il manifestarsi di plug flow.

La realizzazione dell'orizzontale non modifica comunque quanto già osservato in precedenza per USP 5,159,897 e USP 7,383,791, e al più introduce un ulteriore elemento di delicatezza dell'impianto quando si lavora ai bassi carichi.

La caldaia dell'invenzione, con una realizzazione in orizzontale non solo introduce i vantaggi citati (accessibilità e ridotto steel-work), ma mantiene inalterati i vantaggi so-

pra esposti per l'esecuzione in verticale per i carichi da 5-10% al 100%.

Si è sorprendentemente e inaspettatamente trovato che il concetto di risalita dei tubi in obliquo è valido anche per la esecuzione in orizzontale. Infatti, la rotazione di 90° della caldaia in posizione orizzontale fatta mantenendo i tubi delle bancate sull'orizzontale, trova la risalita obliqua di ciascun tubo ruotata di 90°, comunque obliqua. O meglio può essere realizzata una esecuzione che mantiene l'angolo obliquo voluto, con ciò provvedendo ad una risalita, questa volta attraverso la sezione della caldaia, che in tutti gli aspetti é equivalente alla risalita che viene ottenuta nell'esecuzione verticale attraversando da sinistra a destra (o viceversa) lungo l'asse della caldaia.

Osservato da una vista laterale, lo sviluppo del singolo tubo nei gomiti di raccordo tra i tratti orizzontali segue, lungo l'asse della caldaia, un percorso a dente di sega (risale obliquo fino al termine del contenimento fumi e poi ricade riprendendo la posizione più bassa all'altra estremità del contenimento; vedi fig.14). Questo percorso a risalire a tratti realizza complessivamente quel confinamento del percorso acqua/vapore che impedisce moti bifase non stazionari e quindi conserva la prestazione dell'esecuzione verticale a salire desiderabile per avere la più ampia flessibilità di carico in controllo di profilo acqua/vapore dal 5-10% al

100% del carico. Inoltre, l'esecuzione offre al progettista i più ampi gradi di libertà per ottimizzare lo scambio termico. Si possono predisporre ad esempio diverse velocità di fumi attraverso le bancate, modificando il passo e la lunghezza dei tubi, e di velocità dell'acqua/vapore aggiustando il diametro del tubo, senza limitazioni dovute a particolari esigenze fluidodinamiche da rispettare all'interno dei tubi. Una esecuzione ancor più preferita della caldaia dell'invenzione si realizza quando i fumi caldi sono in pressione, e quindi lo scambio deve avvenire con fumi contenuti entro un pressure vessel.

Per quanto riguarda lo step e), cioè mantenimento, in tutte le condizioni di pressione di vapore erogato, di un primo tratto di caldaia in condizioni di pressione supercritiche seguito da laminazione quando l'entalpia del fluido consente a valle della laminazione il passaggio diretto del fluido supercritico alla fase vapore senza attraversare il campo di esistenza del fluido bifase acqua/vapore (Fig. 7D), si fa presente che questo step e) è utilizzato opzionalmente per la gestione ordinaria della caldaia, cioè per carichi superiori del 5-10%. È stato trovato sorprendentemente ed inaspettatamente dalla Richiedente che le modalità dello step e), con laminazione finale anziché intermedia, possono essere utilizzate preferibilmente anche nella fase di avviamento della caldaia. Con riferimento alla Fig. 15 l'avviamento

viene eseguito in modo tale da mantenere le condizioni in uscita dalla caldaia al di fuori della campana (zona di miscela bifase) selezionando la pressione operativa in modo tale che in una prima fase l'acqua in uscita della caldaia sia sottoraffreddata (sotto la temperatura di saturazione alla pressione operativa) e, dopo il superamento della campana nella zona di pressione supercritica, il vapore sia surriscaldato (sopra la temperatura di saturazione alla pressione operativa). Nelle fasi iniziali l'acqua viene laminata e diretta ad un flash tank. Quando l'acqua in uscita dalla testa della caldaia, ha un'entalpia di circa 150 kJ/kg superiore all'entalpia di vapore saturo alla pressione di ammissione in turbina, questo viene immessa nel circuito di avviamento della turbina.

In particolare è stato trovato sorprendentemente ed inaspettatamente dalla Richiedente che le modalità dello step e) possono essere utilizzate preferibilmente anche nella fase di avviamento della caldaia. Infatti si configura una procedura di avviamento particolarmente rapida e altamente desiderata dal punto di vista industriale. La procedura di avviamento comprende i seguenti passaggi di processo:

- riscaldamento iniziale dei tubi a secco, cioè senza acqua, di tutti i principi,
- alimentazione dei tubi di un solo principio con acqua a pressione supercritica (ad esempio 240 - 280 bar),

- riscaldamento con fumi caldi e laminazione quando l'acqua in uscita dalla testa della caldaia ha un'entalpia di circa 150 kJ/kg superiore all'entalpia di vapore saturo (comunque oltre la linea del vapore, cioè fuori dalla campana 157 di Fig. 16) alla pressione di ammissione in turbina, ovvero riscaldando il fluido in modo tale che la laminazione produca sempre e soltanto vapore surriscaldato (Fig. 16); cioè il vapore surriscaldato è fuori dalla zona bifase acqua/vapore della campana 157 di Fig. 16)
- raggiunta una condizione di carico pari al 30% dell'unico principio utilizzato si predispone l'azionamento dei controlli in feedback, come descritti nella caldaia dell'invenzione e validi per l'instaurazione del controllo di profilo.

I vantaggi di questa procedura di avviamento sono la elevatissima rapidità di presa di carico, la produzione solo di vapore, il controllo della fase da 0 a 30% di carico del principio con modalità di regolazione molto semplice con controllo di temperatura che regola la valvola di laminazione finale, predisposizione immediata e anticipata dei controllori della regolazione in feedback. Le condizioni di controllo di profilo sono eccezionalmente rapide.

Le Figure citate sopra vengono descritte più in dettaglio nel seguito.

Fig. 1 è una vista prospettica dall'alto dell'andamento dei tubi in una caldaia verticale dell'invenzione.

Fig. 2 rappresenta l'andamento di un tubo in una caldaia verticale dell'invenzione.

Fig. 3 è una vista frontale della caldaia di Fig. 1.

Fig. 4 è una vista frontale del tubo di Fig. 2.

Fig. 5 mostra le alimentazioni indipendenti dei circuiti separati in una rappresentazione della caldaia dell'invenzione. Nel caso esemplificato in Figura sono visibili tre circuiti indipendenti.

Fig. 6 rappresenta schematicamente una caldaia dell'invenzione con scambio controcorrente puro con fumi entranti dall'alto e acqua alimentata dal basso.

Fig. 7A è un diagramma pressione - temperatura - entalpia che mostra il riscaldamento in regime supercritico del fluido acqua/vapore al carico del 100%.

Fig. 7B mostra in un diagramma pressione - temperatura - entalpia il riscaldamento in regime subcritico del fluido acqua/vapore al carico del 50%, rappresentativo per i carichi parziali di caldaia.

Fig. 7C mostra in un diagramma pressione - temperatura - entalpia il riscaldamento in regime supercritico del fluido acqua/vapore al carico del 50% (rappresentativo per i carichi parziali di caldaia), e la successiva laminazione in ingresso alla turbina a vapore.

Fig. 7D mostra in un diagramma pressione - temperatura - entalpia il riscaldamento in regime supercritico del fluido acqua/vapore, successiva diminuzione di pressione per laminazione del fluido stesso senza formazione di miscela bifase acqua/vapore, e surriscaldamento del vapore subcritico.

Fig. 8 rappresenta l'andamento delle temperature dei fumi e di quella del fluido acqua/vapore al 100% del carico in funzione della superficie di scambio della caldaia.

Fig. 9 rappresenta l'andamento delle temperature dei fumi e di quella del fluido acqua/vapore in funzione della superficie di scambio ad un carico ridotto nel caso dell'arte nota di assenza di parzializzazione della superficie di scambio.

Fig. 10 mostra l'andamento in una caldaia dell'invenzione delle temperature dei fumi e di quella del fluido acqua/vapore in funzione della superficie di scambio ad un carico ridotto nel caso di tripartizione e parzializzazione della superficie con un solo principio in funzione.

Fig. 11 è una vista prospettica che rappresenta l'andamento dei tubi in una caldaia orizzontale secondo l'invenzione.

Fig. 12 rappresenta l'andamento di un tubo in una caldaia orizzontale secondo l'invenzione.

Fig. 13 è una vista frontale della caldaia di Fig. 11.

Fig. 14 rappresenta la vista frontale del tubo di Fig. 12.

Fig. 15 mostra in un diagramma pressione - temperatura - entalpia la zona di avviamento della caldaia dell'invenzione con fluido in uscita caldaia in condizione monofase.

Fig. 16 mostra in un diagramma pressione - temperatura - entalpia la modalità di avviamento preferita della caldaia dell'invenzione con mantenimento del fluido sempre in condizioni supercritiche e laminazione del fluido ad entalpia tale da ottenere solo vapore in condizioni per ammissione in turbina.

Le seguenti figure vengono descritte in dettaglio.

Fig. 1 è un'immagine tridimensionale di una bancata di una caldaia dell'invenzione disposta in verticale, con alimentazione dell'acqua dal basso e fumi 16 entranti dall'alto (uscita fumi 16A). I singoli tubi di scambio, si veda ad esempio tubo 13, curvando dopo un tratto rettilineo orizzontale non solo si spostano da un piano a quello superiore, per esempio dal piano 11 al piano superiore 12 della figura, ma contemporaneamente si spostano anche lateralmente verso sinistra. Arrivati al limite dell'involucro contenitivo dei fumi (non mostrato in figura) all'estrema sinistra della rappresentazione, i tubi in posizione 14 curvano e, attraversando la bancata, vanno ad inserirsi in posizione 15, all'estremità destra dell'involucro.

Fig. 2 rappresenta un estratto dell'immagine di Fig. 1 in cui è isolato il solo tubo 13. Si possono notare l'ingresso

dell'acqua nella parte bassa della bancata 17 e l'uscita 18 del fluido nella parte alta della bancata.

Fig. 3 mostra una vista frontale di una bancata di una caldaia disposta in verticale con alimentazione dell'acqua dal basso già descritta in Fig. 1. I singoli tubi di scambio, ad esempio il tubo 13, curvando, non solo si spostano da un piano a quello superiore (per esempio dal piano 11 al piano superiore 12 in Figura), ma si spostano anche lateralmente verso sinistra (Fig. 2). Arrivati al limite dell'involucro contenitivo dei fumi (non mostrato in figura) all'estrema sinistra della rappresentazione, i tubi curvano in posizione 14 e, attraversando la bancata, vanno ad inserirsi in posizione 15, all'estremità destra dell'involucro.

Fig. 4 rappresenta, nella medesima vista frontale di Fig. 3, il solo tubo 13 descritto in Fig. 1 e Fig. 2 isolato dalla rimanente parte della bancata. Il tubo di scambio curvando si sposta da un piano a quello superiore ed anche lateralmente verso sinistra. Arrivati al limite dell'involucro contenitivo dei fumi (non mostrato in figura) all'estrema sinistra della rappresentazione, il tubo curva in posizione 14 e, attraversando la bancata, va ad inserirsi in posizione 15, all'estremità destra dell'involucro.

Fig. 5 mostra una bancata, della tipologia descritta in Fig. 1, con vista frontale come nella Fig. 3, formata da 30 tubi nel piano orizzontale. Questi 30 tubi sono alimentati in ma-

niera alternata da tre collettori distinti tramite l'apertura delle valvole 531, 532, 533. Si hanno quindi tre circuiti separati formati da 10 tubi ciascuno (alimentati in parallelo). Del primo circuito fanno parte i tubi 51, 54, 57, 510, 513, 516, 519, 522, 525, 528, che sono attraversati da acqua/vapore quando la valvola 531 è aperta. Nel secondo circuito ci sono i tubi 52, 55, 58, 511, 514, 517, 520, 523, 526, 529, flussati da acqua/vapore con la valvola 532 aperta. Nel terzo circuito ci sono i rimanenti tubi 53, 56, 59, 512, 515, 518, 521, 524, 527, 530 con la relativa valvola 533 a regolarne il flussaggio con acqua/vapore. Nella Figura si ha una rappresentazione schematica del sistema di alimentazione separata dei circuiti con le valvole che regolano il flussaggio dei circuiti stessi. A titolo di esempio, con la valvola 531 aperta e le valvole 532 e 533 chiuse solo i tubi del primo circuito (tubi 51, 54, 57, 510, 513, 516, 519, 522, 525, 528) sono attraversati dal fluido acqua/vapore. Con i tubi dei diversi circuiti concatenati tra loro e disposti per la risalita della bancata in obliquo si ha un assorbimento di potenza termica uniforme nei vari circuiti quando i circuiti stessi sono tutti flussati. Quando uno o più circuiti sono chiusi, le temperature che i loro tubi possono raggiungere sono limitate dai tubi vicini dei circuiti (uno o più di uno) flussati. Infatti i circuiti flus-

sati raffreddano i fumi che vanno ad investire anche i tubi dei circuiti non flussati.

Fig. 6 rappresenta una tipologia di caldaia dell'invenzione, con disposizione verticale con fumi 61 entranti dall'alto (e uscita 61°) e acqua entrante dal basso (attraverso i collettori 62, 63, 64). Lo schema di scambio termico è quello di controcorrente pura. Si rappresentano quindi tre circuiti distinti 65, 66, 67, costituiti ognuno da un collettore in ingresso (nella rappresentazione il collettore 62 alimenta il circuito 65, il collettore 63 il circuito 66, il collettore 64 il circuito 67), tubi di scambio (nella rappresentazione, per semplicità grafica un tubo di scambio per circuito) e collettori di uscita vapore (nella rappresentazione il collettore 68 per estrazione vapore dal circuito 65, il collettore 69 per il circuito 66, il collettore 610 per il circuito 67). I collettori 68, 69, 610 possono essere inseriti sia fuori dall'involucro 611 contenente i fumi (opzione non indicata in figura), sia nei fumi stessi in una posizione in cui la temperatura dei fumi sia prossima a quella del vapore (opzione preferita mostrata in figura). Si nota come i tubi dei circuiti siano ininterrotti, dai collettori di ingresso ai collettori di uscita. Alternativamente, non rappresentati in figura, si possono avere dei collettori intermedi (opportunamente inseriti prima e/o dopo la zona di evaporazione o pseudo evaporazione). Alternativamente, non rappresentati in

Figura, si possono avere stadi di risurriscaldamento di vapore spillato dalla turbina, o più stadi di vapore a pressione diversa. Alternativamente, non rappresentati in figura, si possono avere stadi di de-surriscaldamento.

Fig. 7A rappresenta in un diagramma pressione - temperatura - entalpia per l'acqua il riscaldamento da acqua in condizione supercritiche ad alta densità (water like) a fluido a densità minore (steam like), denominato vapore supercritico surriscaldato al 100% del carico. Questa trasformazione avviene in una delle tipologie di caldaia dell'invenzione. Nel diagramma si distinguono quattro zone (o regioni), indicate in Figura con 71, 72, 73 e 74. La zona 71 è quella dell'acqua sotto raffreddata ed è rappresentata dai punti al di sotto della campana (zona 72), con pressione inferiore alla pressione critica attorno a 221 bar. La zona 72, detta campana, è la regione completamente al di sotto della pressione critica, in cui si ha compresenza di acqua liquida e vapore. Al di sopra della campana 72 e per pressioni inferiori alla pressione critica si ha la presenza di solo vapore (zona 73). L'area 74 è quella che comprende le condizioni dell'acqua oltre la pressione critica. L'acqua a bassa entalpia ed alta densità (water like) nelle condizioni rappresentate dal punto 75, subisce la pseudo evaporazione (cambiamento di stato in assenza di formazione della miscela liquido/vapore) rappresentata dai punti della linea compresa

tra i punti 75 e 76. In 76 l'acqua è ad alta entalpia e bassa densità (steam like), alle condizioni per immissione in turbina.

Fig. 7B rappresenta in un diagramma pressione - temperatura - entalpia per l'acqua il riscaldamento da acqua sottoraffreddata in condizione subcritiche a vapore subcritico surriscaldato al 50% del carico (carico parziale). Questa trasformazione avviene in una delle tipologie di caldaia dell'invenzione esercita in modalità sliding pressure. Nel diagramma si distinguono quattro zone (o regioni), indicate in figura con 71, 72, 73 e 74 e descritte in Fig. 7A. L'acqua sottoraffreddata nelle condizioni rappresentate dal punto 77, subisce l'evaporazione (cambiamento di stato attraverso formazione della miscela liquido/vapore) rappresentata dai punti della linea compresa tra i punti 77 e 78. In 78 il vapore surriscaldato a pressione subcritica è alle condizioni di immissione in turbina.

Fig. 7C rappresenta in un diagramma pressione - temperatura - entalpia per l'acqua il riscaldamento da acqua sottoraffreddata in condizione supercritiche a vapore supercritico surriscaldato al 50% del carico (carico parziale). Questa trasformazione avviene in una delle tipologie di caldaia dell'invenzione esercita in modalità constant pressure. Nel diagramma si distinguono quattro zone (o regioni), indicate in Figura con 71, 72, 73 e 74 e descritte in Fig. 7A.

L'acqua sottoraffreddata nelle condizioni rappresentate dal punto 79, subisce la pseudo evaporazione (cambiamento di stato senza formazione della miscela liquido/vapore) rappresentata dai punti della linea compresa tra i punti 79 e 710. In 710 il vapore surriscaldato a pressione supercritica esce dalla caldaia e viene laminato (laminazione dal punto 710 al punto 711) per avere in 711 le condizioni di pressione adeguate per l'immissione in turbina.

Fig. 7D rappresenta in un diagramma pressione - temperatura - entalpia (H-T-p) per l'acqua il riscaldamento da acqua in condizione supercritiche ad alta densità (water like) a fluido a densità minore (steam like), denominato vapore sottocritico surriscaldato, e la successiva diminuzione di pressione tramite laminazione del vapore stesso senza formazione di miscela bifase acqua/vapore. Queste trasformazioni (riscaldamento e laminazione) avvengono in una delle tipologie di caldaia dell'invenzione. Nel diagramma si distinguono quattro zone (o regioni), indicate in figura con 71, 72, 73 e 74 e descritte nella Fig. 7A. L'acqua a bassa entalpia ed alta densità (water like) nelle condizioni rappresentate dal punto 712, subisce la pseudo evaporazione (cambiamento di stato in assenza di formazione della miscela liquido/vapore) rappresentata dai punti della linea compresa tra i punti 712 e 713. In 713 l'acqua è ad alta entalpia e bassa densità (steam like). Tramite laminazione (trasformazione rappresen-

tata dai punti compresi tra 713 e 714), mediante una o più valvole, si diminuisce la pressione dell'acqua, senza che si abbiano le condizioni di miscela liquido/vapore tipiche della zona 72, ma ricadendo nella zona 73 di vapore surriscaldato. La trasformazione rappresentata dai punti del segmento tra 714 e 715 è il surriscaldamento del vapore sottocritico avente luogo nella parte terminale (terminale lungo il percorso dell'acqua/vapore) della caldaia.

Nella Fig. 8 è rappresentato, al 100% del carico della caldaia ed in condizioni supercritiche del fluido acqua/vapore, l'andamento della temperatura dei fumi (curva 81) e della temperatura dell'acqua/vapore (rappresentata dai punti della curva 82) in funzione della superficie di scambio. Nella figura sono rappresentate tre zone: la prima, da sinistra, include la superficie di scambio in cui ha luogo il surriscaldamento del fluido (area o zona 83). La zona 84 è quella della superficie di scambio in cui avviene la pseudo evaporazione; la zona 85 è la zona in cui si ha la superficie di scambio preposta al preriscaldamento del fluido (economizzatore). La curva spezzata 86 è l'involuppo delle temperature di progetto delle varie sezioni della superficie di scambio.

Nella Fig. 9 è rappresentato, ad un carico parziale (circa il 10% del carico massimo) della caldaia in condizioni subcritiche, l'andamento della temperatura dei fumi (curva 91) e della temperatura dell'acqua/vapore (rappresentata dai

punti della curva 92) in funzione della superficie di scambio. La caldaia non è esercita con partizione della superficie di scambio tramite esclusione di circuiti (o principi) come descritto in Fig. 5. Nella Figura sono presenti le tre zone (83, 84, 85) descritte in Fig. 8. Si nota come la sovrabbondanza di superficie causi, al carico parziale, uno spostamento della zona di cambiamento di fase verso la zona di economizzatore 85, in cui si utilizzano materiali meno costosi e meno resistenti alle alte temperature. La curva spezzata 86 è l'inviluppo delle temperature di progetto, definite al pieno carico, delle varie sezioni della superficie di scambio. Si nota come la temperature dell'acqua (curva 91) si porta agli stessi valori della temperatura dei fumi (curva 92) per la maggior parte della superficie di scambio. Inoltre la curva dell'acqua 91 avvicina e anche supera la curva 86 delle temperature di progetto.

Nella Fig. 10 è rappresentato, ad un carico parziale (circa il 10% del carico massimo, lo stesso considerato in Fig. 9) della caldaia, in condizioni subcritiche, l'andamento in funzione della superficie di scambio delle temperature dei fumi (curva 101), dell'acqua/vapore nel circuito flussato (rappresentata dai punti della curva 102) e dell'acqua/vapore nei due circuiti non flussati (curva 103). La caldaia infatti è esercita con partizione della superficie tramite esclusione di circuiti o principi. Nell'esempio

della figura i circuiti sono tre (come raffigurato anche in Fig. 5), di cui uno solo, come anticipato, alimentato. Nella Figura sono presenti le tre zone (83, 84, 85) descritte in Fig. 8. Si nota come l'esclusione di parte della superficie (nell'esempio due terzi del totale sono esclusi) fa in modo che, anche al carico parziale, la zona di cambiamento di fase del circuito flussato sia nella zona 84, in cui anche a pieno carico avviene la pseudo evaporazione. Nella curva spezzata 86, come in Fig. 8, si ha l'involuppo delle temperature di progetto delle varie sezioni della superficie di scambio. Le temperature dei due circuiti non flussati sono prossime alla temperatura dei fumi, condizione visibile in Figura dalla sovrapposizione delle curve 101 (fumi) e 103 (acqua nei circuiti non flussati). Sia le temperature dei fumi (curva 101) che quelle dell'acqua/vapore dei tre circuiti (curve 102 e 103) sono inferiori rispetto alle temperature di progetto della curva 86. In altre parole il circuito flussato protegge i circuiti non flussati da un aumento eccessivo di temperatura del metallo. L'andamento della temperatura dei fumi e dell'acqua/vapore è simile all'andamento delle stesse grandezze riscontrabile in Fig. 8.

Fig. 11 rappresenta, tramite un'immagine tridimensionale con vista dal basso, l'andamento dei tubi in una bancata, nella configurazione in orizzontale. I fumi 116 fluiscono attra-

verso la bancata da destra verso sinistra (uscita fumi 116A). Si può notare come i tubi (ad esempio il tubo 113 più scuro per seguirne meglio l'andamento), dopo un tratto rettilineo orizzontale, terminano in curve che li fanno spostare nel piano successivo, ma anche verso l'estremità superiore della bancata stessa. I tubi descrivono un andamento a dente di sega.

Fig. 12 rappresenta un estratto dell'immagine di Fig. 11, in cui è isolato il solo tubo 113. Si notano l'ingresso dell'acqua 117 e l'uscita 118 dell'acqua/vapore.

Nella Fig. 13 si mostra una vista frontale della caldaia descritta in Fig. 11. I singoli tubi di scambio, ad esempio l'indicato tubo 113, più scuro per essere meglio rappresentato, curvando, non solo si spostano da un piano a quello successivo (per esempio dal piano 111 al piano 112 in Figura), ma si spostano anche verso la parte superiore della caldaia. Arrivati al limite dell'involucro contenitivo (non rappresentato in Figura) dei fumi i tubi curvano in posizione 114 e, attraversando la bancata, vanno ad inserirsi in posizione 115, all'estremità inferiore dell'involucro.

Fig. 14 rappresenta, con la stessa vista frontale di Fig. 13, il solo tubo 113 di Fig. 12 isolato dalla rimanente parte della bancata.

Fig. 15 rappresenta in un diagramma H-T-p già descritto in Fig. 7 la curva spezzata passante dai punti 151, 152, 153, 154, 155, 156. Il posizionamento sul grafico di questi punti è da intendersi come esempio, e non come indicazione precisa dei limiti della curva spezzata che li attraversa. I punti di questa curva (svilupata attorno alla campana di miscela bifase 157), quelli alla sua destra e sopra ai punti 155 e 156 rappresentano le condizioni accettabili dell'acqua/vapore in uscita dal circuito in avviamento della caldaia, dato che la tipologia di avviamento descritta prevede in uscita dalla caldaia solo fluido monofase.

Fig. 16 rappresenta, in un diagramma H-T-p già descritto in Fig. 7 con le zone di avviamento indicate dalla curva spezzata passante dai punti 151, 152, 153, 154, 155, 156 di Fig. 15, la modalità di avviamento preferita della caldaia dell'invenzione, con mantenimento del fluido sempre in condizioni supercritiche e laminazione del fluido ad entalpia tale da ottenere solo vapore in condizioni per ammissione turbina. L'acqua in condizioni supercritiche a bassa temperatura (punto 158) viene riscaldata fino al punto 159. In 159 l'acqua ha un'entalpia tale che, dopo laminazione (trasformazione tra punto 159 e 156), si abbia vapore surriscaldato (punto 156) e non si ricada nella campana 157.

La caldaia dell'invenzione come detto sopra permette di risolvere il problema del "cycling", in quanto risultano molto veloci nell'avviamento e nella salita/discesa di carico di potenza rispetto al nominale.

Le caldaie dell'invenzione al variare del carico, e soprattutto ai carichi bassi, e in particolare inferiori a circa il 30%, superano i problemi dovuti a profili di temperatura lungo il percorso dell'acqua molto diversi da quelli di massimo carico, e non mostrano la propagazione verso gran parte del percorso tubi di temperature prossime alla temperatura dei fumi caldi entranti. Per questo motivo non è necessario utilizzare per una parte elevata della superficie di scambio tubi in materiali altolegati (leghe ad alto tenore di nickel, ed altri metalli pregiati). In questo modo i costi della caldaia dell'invenzione risultano minori rispetto alle caldaie dell'arte nota.

- Nelle caldaie dell'invenzione si può muovere rapidamente il carico in salita o in discesa con manovre che sono condotte a logiche di regolazione costante, che per le caldaie significa mantenere i profili di temperatura, dei fumi e dell'acqua/vapore, nello stesso allineamento e posizione geometrica nella caldaia, condizione nota nell'arte come condizione di controllo a profilo di temperatura costante, ovvero come "controllo di profilo". La flessibilità di questa realizzazione, intesa

come rapidità di salita e discesa di carico, con sistemi di regolazione a logica di regolazione costante, si verifica anche per carichi inferiori al 30%.

Nelle operazioni aldisotto del limite di circa il 30% di carico nelle caldaie dell'invenzione si mantiene il controllo di profilo e la caldaia può essere gestita in controllo automatico di profilo, costante in tutto l'intervallo inferiore al 30% di carico sia in aumento che in riduzione, oltre che nelle fasi di avviamento e fermata.

Quindi le caldaie dell'invenzione mostrano elevata flessibilità e possono essere costituite da materiali anche di rango paragonabile a quelli utilizzati nelle caldaie classiche, cioè la parte di tubi in materiale altolegati è molto limitata, inoltre le caldaie dell'invenzione sono in grado di espandere la flessibilità verso i bassi carichi (<30%), fino al limite di configurare una condizione di stand-by notturna (carico almeno sotto al 10%, preferibilmente maggiore o uguale al 5%) in assetto di funzionamento e controllo costante (di profilo), pronta a risalire a carico massimo secondo esigenze, anche con combustibili, come il carbone, che storicamente sono stati confinati negli impieghi per produzione continua.

**RIVENDICAZIONI**

1. Caldaia comprendente:
  - tubi acqua/vapore che percorrono la caldaia dall'ingresso dell'acqua all'uscita del vapore surriscaldato,
  - i tubi acqua/vapore sono disposti orizzontali in schiere, preferibilmente piane (bancate - tube banks), attraversate perpendicolarmente dai fumi,
  - i tubi risalgono lungo l'asse della caldaia da una bancata all'altra con percorso obliquo, ovvero con percorso tale da esporsi ai fumi in posizione diversa per ogni bancata,
  - i tubi suddivisi in due o più principi (branches) distinti, ciascun principio alimentato da un collettore (header) distinto dagli altri,
  - la caldaia essendo "once-through" controcorrente pura, verticale o indifferentemente orizzontale, ma sempre in controcorrente,
  - i collettori (headers) del vapore surriscaldato in uscita sono raggruppati a diretto contatto in un fascio, ed isolati termicamente dall'esterno.
2. Caldaia secondo la riv. 1 in cui le partenze dei collettori sono alloggiare nel flusso di fumi, in posizione tale per cui i fumi raggiungono temperature prossime alla temperatura del vapore surriscaldato.

3. Caldaia secondo le rivv. 1 e 2 in cui opzionalmente si ha modulazione della temperatura dei fumi caldi entranti mediante riciclo di fumi freddi dopo recupero, opzionalmente, possono essere presenti una o più sezioni di risurriscaldamento provenienti da spillamenti intermedi (intermediate spillage) di turbina, opzionalmente possono essere presenti uno o più livelli di pressione.
4. Caldaia secondo le rivv. 1-3 in cui i tubi acqua/vapore percorrono preferibilmente senza ingressi ed uscite intermedie, più preferibilmente senza interruzione la caldaia dall'ingresso dell'acqua all'uscita del vapore surriscaldato e sono costituiti dai materiali utilizzati nelle caldaie tradizionali USC.
5. Caldaia secondo le rivv. 1-4 in cui la parte corrispondente all'ultimo tratto in cui avviene il surriscaldamento finale del vapore è costituita da materiali altolegati.
6. Caldaia secondo le rivv. 1-5 in cui se il vapore esce a 605°C con pressione di 240-280 bar, la lunghezza della parte in materiali altolegati è circa il 10% della lunghezza del tubo.
7. Caldaia secondo le rivv. 1-6 in cui i tubi di acqua/vapore disposti in schiere piane (bancate), attraversate perpendicolarmente dai fumi, hanno una lunghez-

za rettilinea di tubo inferiore a 12 m, preferibilmente inferiore a 6 metri.

8. Caldaia secondo le rivv. 1-7 in cui la caldaia è "once-through" controcorrente pura verticale preferibilmente con ingresso dei fumi dall'alto e dell'acqua dal basso.
9. Caldaia secondo le rivv. 1-8 in cui la caldaia "once-through" controcorrente pura è orizzontale.
10. Processo di funzionamento della caldaia delle rivv. 1-9 per i carichi dal 5-10% al 100% comprendente i seguenti step:
  - mantenimento dei profili di temperatura dei fumi e dell'acqua vapore nello stesso allineamento e posizione geometrica della caldaia,
  - parzializzazione della superficie di scambio ai carichi bassi, minori di circa il 30%, mediante esclusione e mantenimento a secco di uno o più principi, fino al limite di avere un solo principio in esercizio.
11. Processo secondo la riv. 10 in cui il mantenimento del profilo di temperatura dei fumi e dell'acqua vapore nello stesso allineamento e posizione geometrica della caldaia viene effettuato mediante due o più delle seguenti modalità:
  - a) parzializzazione della superficie di scambio per carichi inferiori al carico massimo, mediante

esclusione e mantenimento a secco di uno o più principi, fino al limite di avere un solo principio in esercizio,

- b) controllo feedback, controllo di scostamento dallo stato stazionario della portata di acqua alimentata, a qualsiasi carico mediante mantenimento della posizione lungo lo sviluppo della caldaia del flesso di temperatura al passaggio attraverso le condizioni critiche per i carichi che prevedono condizioni supercritiche, e dell'isoterma di vaporizzazione per carichi che prevedono condizioni subcritiche, in sliding pressure,
- c) controllo feedback della temperatura del vapore prodotto a qualsiasi carico tramite modulazione della temperatura fumi caldi mediante riciclo di fumi freddi per il servizio a valle di una unità di combustione a combustibili solidi,
- d) controllo in feedback della temperatura dei fumi in uscita caldaia che opera sul preriscaldamento dell'acqua alimentata.

12. Processo secondo la riv. 11 in cui il mantenimento del profilo di temperatura viene effettuato utilizzando gli step b) e c).

13. Processo secondo la riv. 11 in cui il processo dell'invenzione comprende lo step e):

- mantenimento, in tutte le condizioni di pressione di vapore erogato, di un primo tratto di caldaia in condizioni di pressione supercritiche seguito da laminazione quando l'entalpia del fluido consente a valle della laminazione il passaggio diretto del fluido supercritico alla fase vapore senza attraversare il campo di esistenza del fluido bifase acqua/vapore.
- 14. Processo secondo le rivv. 10-13 in cui la velocità di salita o discesa di carico avviene in controllo feed-forward.
- 15. Processo secondo le rivv. 10-14 in cui si usa il limite di mantenimento di circa 5-10% del carico termico per lo stand-by della caldaia.
- 16. Processo secondo la riv. 15 in cui il minimo carico del principio operante per conseguire il carico totale voluto del 5-10% è del 30%.
- 17. Processo secondo le rivv. 10-16 in cui per mantenere il profilo di temperatura lato fumi e lato acqua/vapore si preleva un tubo dal collettore di ciascun principio per costituire coppie, terne, quaterne in modo che i tubi dei principi risultino sempre raggruppati contigui.
- 18. Processo secondo le rivv. 10-17 in cui la salita obliqua per occupare la posizione del tubo contiguo comporta che il tubo che ha raggiunto l'estremità, vale a di-

re la posizione più esterna della bancata, ritorni all'altra estremità della bancata con un attraversamento di tutto il fronte della bancata.

19. Processo secondo le rivv. 10-18 in cui nel caso di installazione a valle della caldaia dell'invenzione di combustori che operano con combustibili solidi il controllo di temperatura del vapore surriscaldato avviene modulando, mediante riciclo di fumi uscita caldaia, la temperatura dei fumi di ingresso.
20. Processo secondo le rivv. 10-19 in cui i collettori di uscita vapore sono posizionati nel flusso dei fumi, opzionalmente raccogliendo in un fascio con contatto diretto i convogliatori verso l'esterno dei collettori della polipartizione in uscita dal mantello di contenimento fumi e mettendo l'isolamento termico solo attorno all'intero fascio.
21. Processo secondo le rivv. 10-20 in cui i fumi caldi sono in pressione.
22. Processo secondo le rivv. 10-21 in cui le modalità dello step e), con laminazione finale anziché intermedia, sono utilizzate nella fase di avviamento della caldaia.
23. Processo secondo la riv. 22 in cui l'avviamento viene eseguito in modo da mantenere le condizioni in uscita dalla caldaia al di fuori della campana della zona di miscela bifase selezionando la pressione operativa in

modo tale che in una prima fase l'acqua in uscita della caldaia sia sottoraffreddata, sotto la temperatura di saturazione alla pressione operativa e, dopo il superamento della campana nella zona di pressione supercritica, il vapore sia surriscaldato, sopra la temperatura di saturazione alla pressione operativa, nelle fasi iniziali l'acqua viene laminata e diretta ad un flash tank, quando l'acqua in uscita dalla testa della caldaia, ha un'entalpia di circa 150 kJ/kg superiore all'entalpia di vapore saturo alla pressione di ammissione in turbina, questo viene immessa nel circuito di avviamento della turbina.

24. Processo secondo le rivv. 22-23 in cui la procedura di avviamento comprende i seguenti passaggi:

- riscaldamento iniziale dei tubi a secco, cioè senza acqua, di tutti i principi,
- alimentazione dei tubi di un solo principio con acqua a pressione supercritica,
- riscaldamento con fumi caldi e laminazione quando l'acqua in uscita dalla testa della caldaia ha un'entalpia di circa 150 kJ/kg superiore all'entalpia di vapore saturo alla pressione di ammissione in turbina, ovvero riscaldando il fluido in modo tale che la laminazione produca sempre e soltanto vapore surriscaldato,

- raggiunta una condizione di carico pari al 30% dell'unico principio utilizzato si predispone l'azionamento dei controlli in feedback, come descritti nella caldaia dell'invenzione per l'instaurazione del controllo di profilo.

**STEAM GENERATOR**

**CLAIMS**

1. A steam generator comprising:
  - water/steam tubes passing through the steam generator from the water inlet to the superheated steam outlet,
  - the water/steam tubes are horizontally arranged in tube banks, preferably flat tube banks, perpendicularly crossed by the fumes,
  - the tubes ascend along the steam generator axis from one tube bank to the other, with an oblique path that is with a path such as to be exposed to the fume flow tubes in different positions for each tube bank (see Fig. 1),
  - the tubes are divided into two or more separate branches, each branch fed by a header distinct from the others (see Fig. 5),
  - the steam generator being once-through in pure countercurrent, vertical or horizontal,
  - the headers of the outlet superheated steam are grouped at direct contact in a bundle, and they are thermally insulated from the outside.
  
2. A steam generator according to claim 1 wherein the headers are located in the fume flow, in such a position that the fumes reach a temperature near the superheated steam temperature (Fig. 6).

3. A steam generator according to claims 1 and 2 wherein optionally the temperature of the inlet hot fumes is modulated by recycling the cold fumes after recovery, optionally, one or more re-superheating sections deriving from turbine intermediate spillage are present, optionally one or more pressure levels are present.
4. A steam generator according to claims 1-3 wherein the water-steam tubes preferably pass through the steam generator without intermediate inlets and outlets, more preferably without interruption, from the water inlet to the superheated steam outlet and the water/steam tubes are formed of materials used in conventional USC (ultra supercritical) steam generators.
5. A steam generator according to claims 1-4 wherein the high-alloyed material section is just that corresponding to the last part wherein the final steam superheating takes place.
6. A steam generator according to claims 1-5 when the steam outlets at 605°C at a pressure of 240-280 bar, the length of the high-alloyed material section is about 10% of the steam generator tube length.
7. A steam generator according to claims 1-6 wherein the water/steam tubes arranged in flat tube banks, perpendicularly crossed by fumes, have a rectilinear tube length lower than 12 m, preferably lower than 6 meters.

8. A steam generator according to claims 1-7 wherein the once-through steam generator is a pure countercurrent, vertical steam generator preferably with the fume inlet from the top and the water inlet from the bottom.
9. A steam generator according to claims 1-8 wherein the once-through steam generator is a pure countercurrent horizontal steam generator.
10. A process for operating the steam generator of claims 1-9 for loads from 5-10% to 100% comprising the following steps:
  - maintaining the temperature profiles of the fumes and of the water/steam in the same alignment and same geometrical position of the steam generator,
  - the heat exchange surface partialization at low loads, lower than about 30%, by excluding and maintaining in a dry state one or more branches, up to the limit to have only one working branch.
11. A process according to claim 10 wherein the maintenance of the temperature profile of the fumes and of the water/steam in the same alignment and same geometrical position of the steam generator is performed by two or more of the following procedures:
  - a) heat exchange surface partialization for loads lower than the maximum load, by excluding and maintaining in

- a dry state one or more branches, up to the limit to have only one working branch,
- b) feedback control (shifting control from the steady state) of the water fed flow-rate, at any load, by maintaining the position, along the steam generator of the temperature flex when passing through critical conditions for loads requiring supercritical conditions, and of the vaporization isotherm for loads requiring subcritical conditions (sliding pressure),
  - c) feedback control of the produced steam temperature at any load, by hot fume temperature modulation by recycling cold fumes for the downstream servicing of a solid fuel combustion unit,
  - d) feedback control of the fume temperature at the outlet of the steam generator, by operating on the fed water preheating.
12. A process according to claims 10-11 wherein the maintenance of the temperature profile is carried out by using steps b) and c).
13. A process according to claim 10 further comprising step e):
- maintaining, under all pressure conditions of the produced steam, of a first section of the steam generator under supercritical pressure conditions, followed by lamination, when the fluid enthalpy

allows downstream the lamination the direct passage of the supercritical fluid to the steam phase without crossing the biphasic water/steam fluid area (Fig. 7).

14. A process according to claims 10-13 wherein the load increase or decrease rate takes place under feed-forward control.
15. A process according to claims 10-14 wherein for the steam generator stand-by the maintenance limit is of about 5-10% of the thermal load.
16. A process according to claims 10-15 wherein 30% is the minimum load of the operating branch for achieving the desired total load of 5-10%.
17. A process according to claims 10-16 wherein the temperature profile maintenance (fume side and water/steam side) is obtained by taking one tube from the header of each branch to form couples, terns, sets of four groups, and so on, of branch tubes, so that said branch tubes are always contiguously grouped (Fig. 5 for the three branch case).
18. A process according to claims 10-17 wherein the oblique ascent for occupying the position of the contiguous tube implies that the tube which has reached the most external position of a tube bank, returns to the other tube bank end by crossing the whole tube bank front (Fig. 2).

19. A process according to claims 10-18 wherein in the case of installation downstream of the steam generator of combustors operating with solid fuels the vapour superheated temperature control takes place by modulating the inlet fume temperature, by recycling the fumes outletting the steam generator.
20. A process according to claims 10-19 wherein the steam outlet headers are positioned in the fume flow (Fig. 6 in a tube bank interruption), optionally by collecting in a bundle with direct contact the piping towards the outside of the polypartition headers outletting the fume containing vessel and putting the thermal insulation only around the whole bundle.
21. A process according to claims 10-20 wherein the hot fumes are under pressure.
22. A process according to claims 10-21 wherein in the starting step of the steam generator the procedure of step e), a final lamination instead of an intermediate lamination, is used (Fig. 15).
23. A process according to claim 22 wherein the starting step is carried out so as to maintain the conditions at the steam generator outlet outside the biphasic water/steam area, by selecting the operating pressure so that in a first phase the water outletting the steam generator is

undercooled (below the saturation temperature at the operating pressure) and, after passing the biphasic area into the supercritical pressure area, the steam is superheated (above the saturation temperature at the operating pressure), in the initial phases the water is laminated and conveyed to a flash tank, when the water, at the outlet of the steam generator, has an enthalpy of about 150 kJ/kg higher than the saturated steam enthalpy at the pressure of the turbine immission, is introduced in the starting circuit of the turbine.

24. A process according to claims 22-23 wherein the starting step procedure comprises the following steps:

- initial dry heating of the tubes, that is without water, of all the branches,
- feeding of the tubes of only one branch with water under supercritical pressure, preferably 240-280 bar,
- heating with hot fumes and lamination when the water at the outlet of the steam generator head has an enthalpy of about 150 kJ/kg higher than the saturated steam enthalpy at the pressure of the turbine immission, or by heating the fluid so that the lamination always produces only superheated steam (Fig. 16),

- once a load condition equal to 30% of the only one used branch is reached, one arranges the feedback control starting, as described for setting up the profile control of the steam generator.

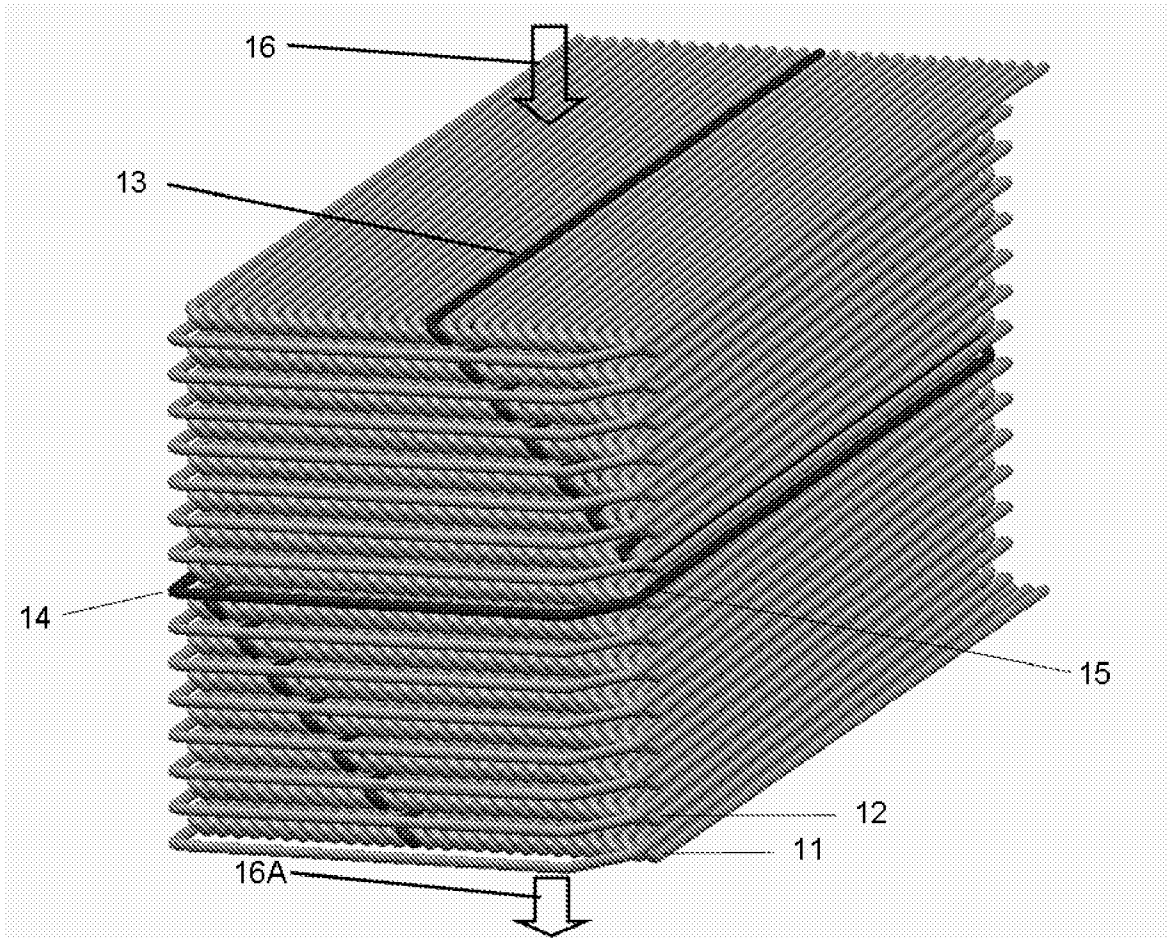


Fig. 1

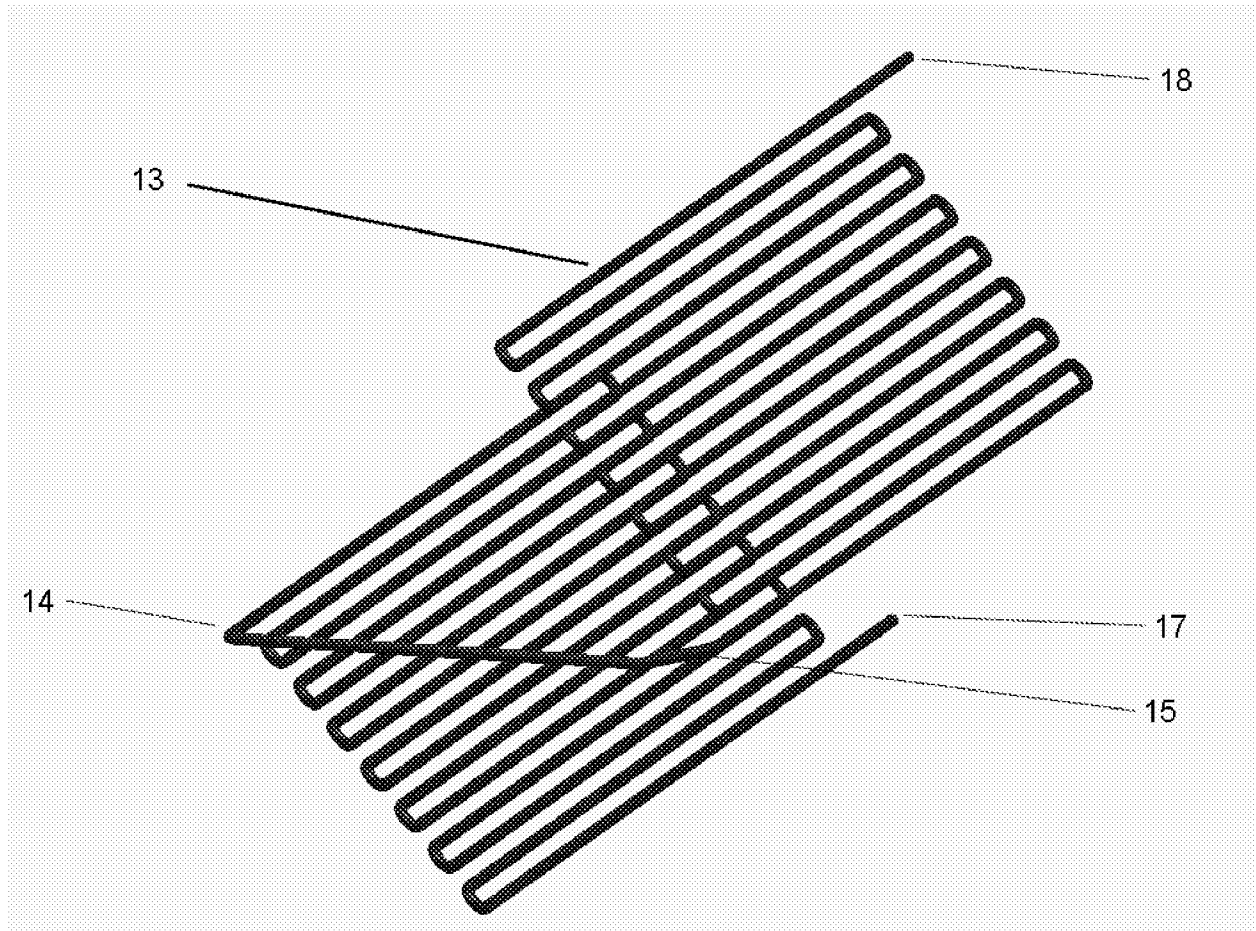
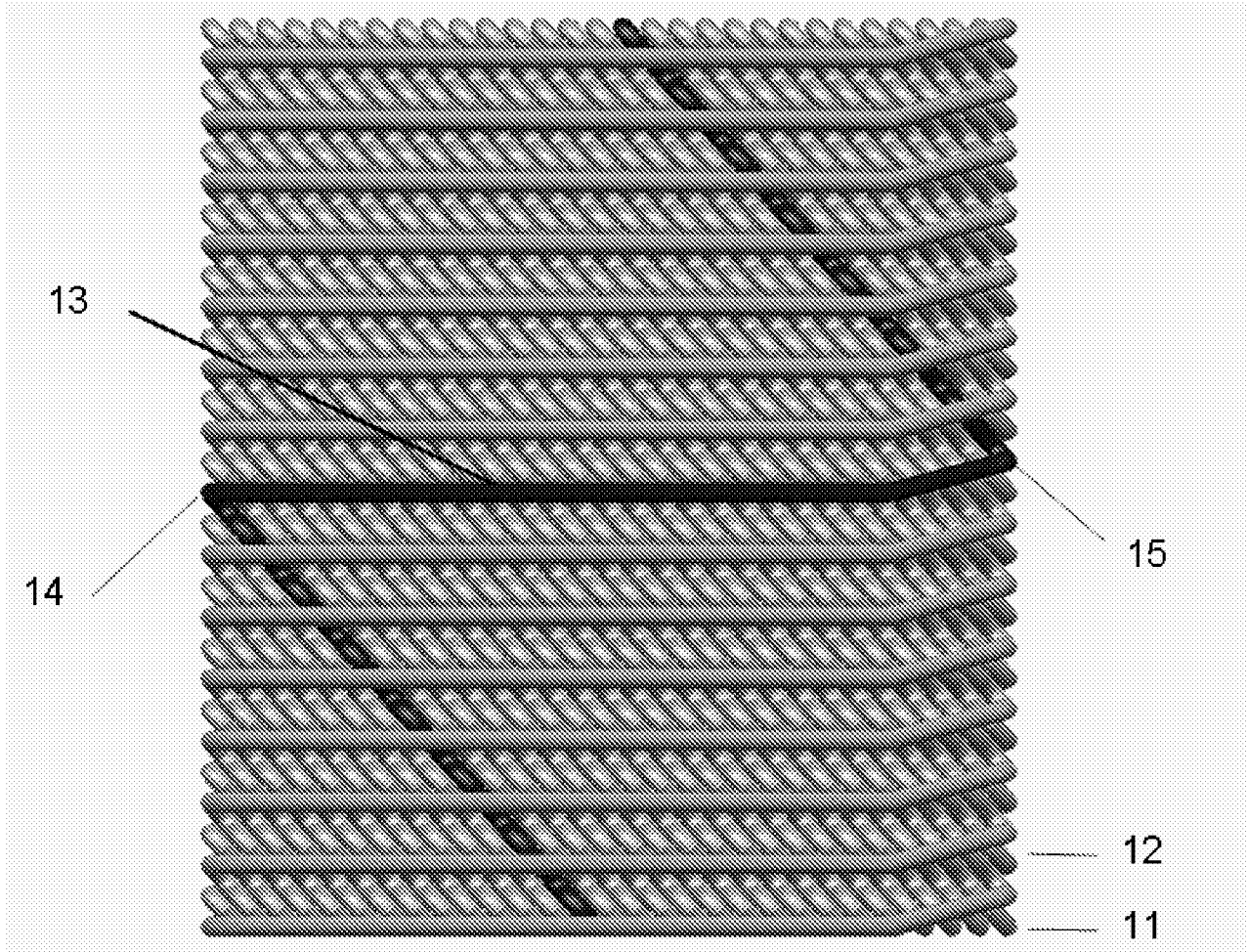
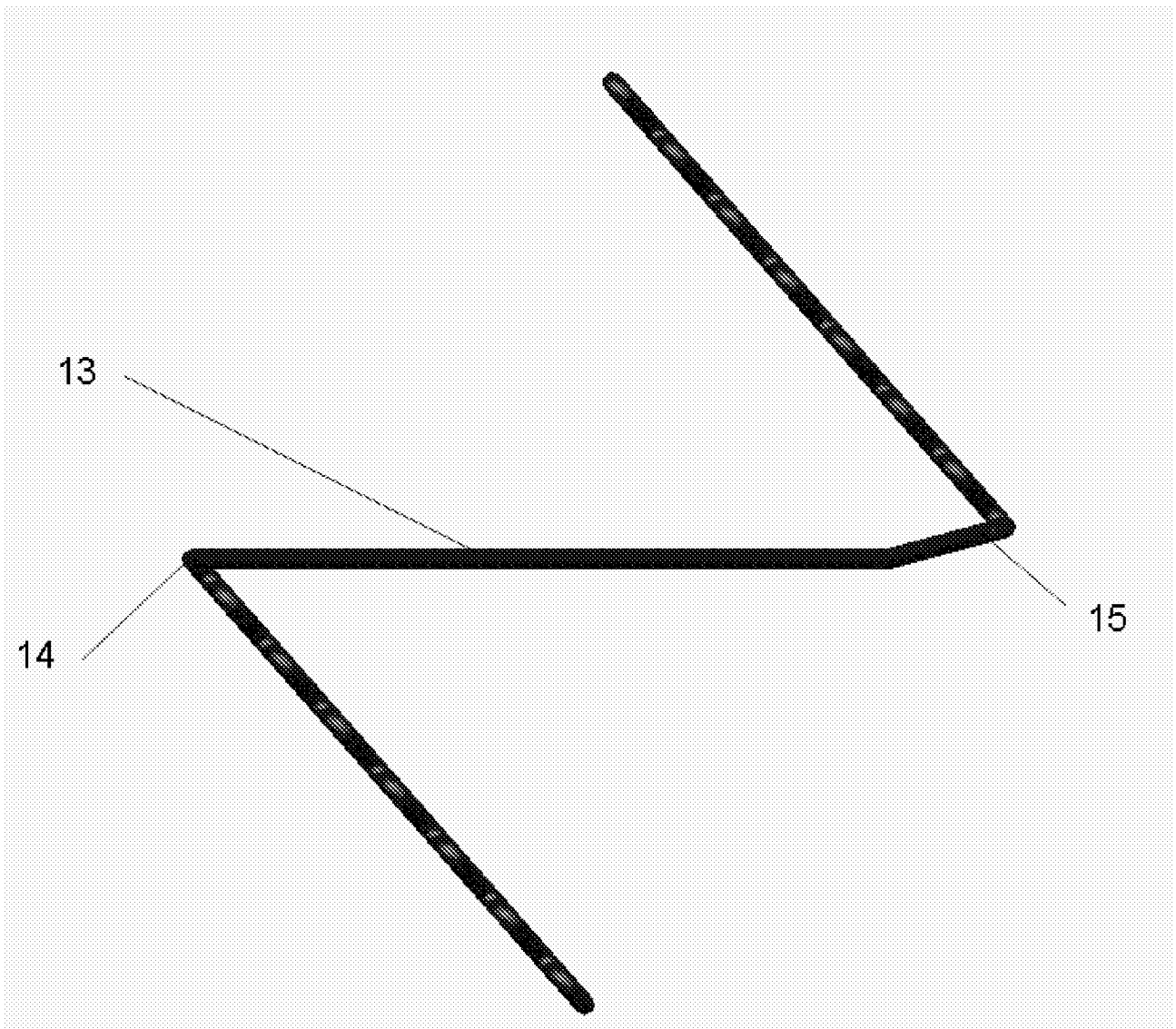


Fig. 2



**Fig. 3**



**Fig. 4**

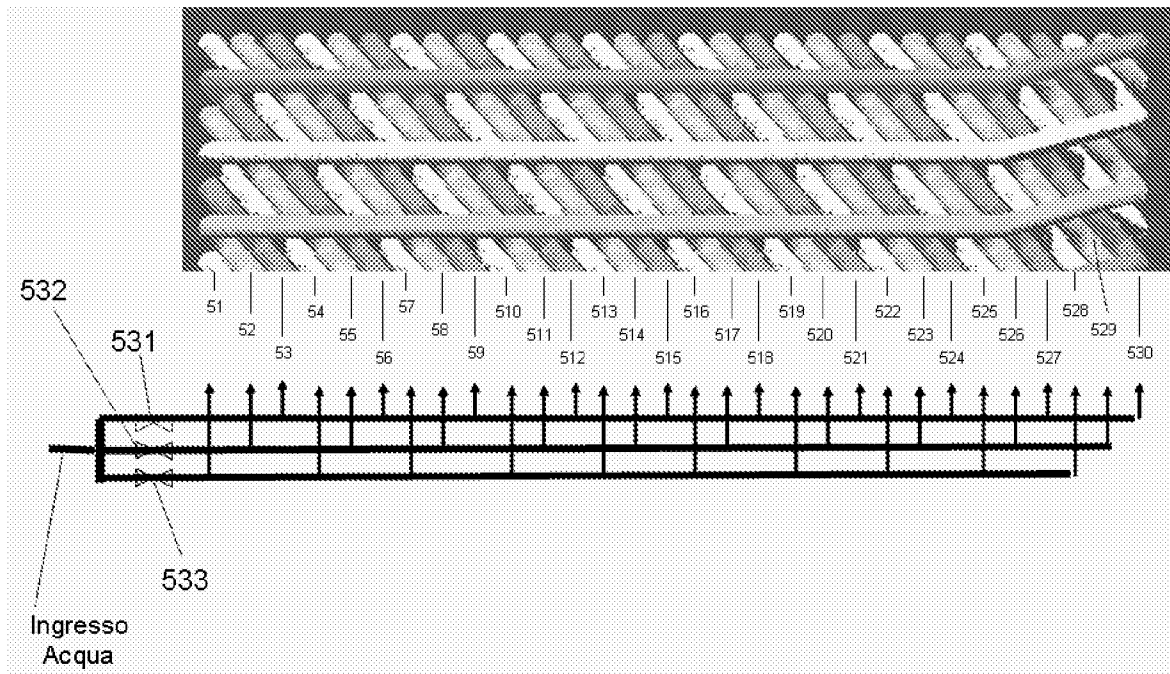


Fig. 5

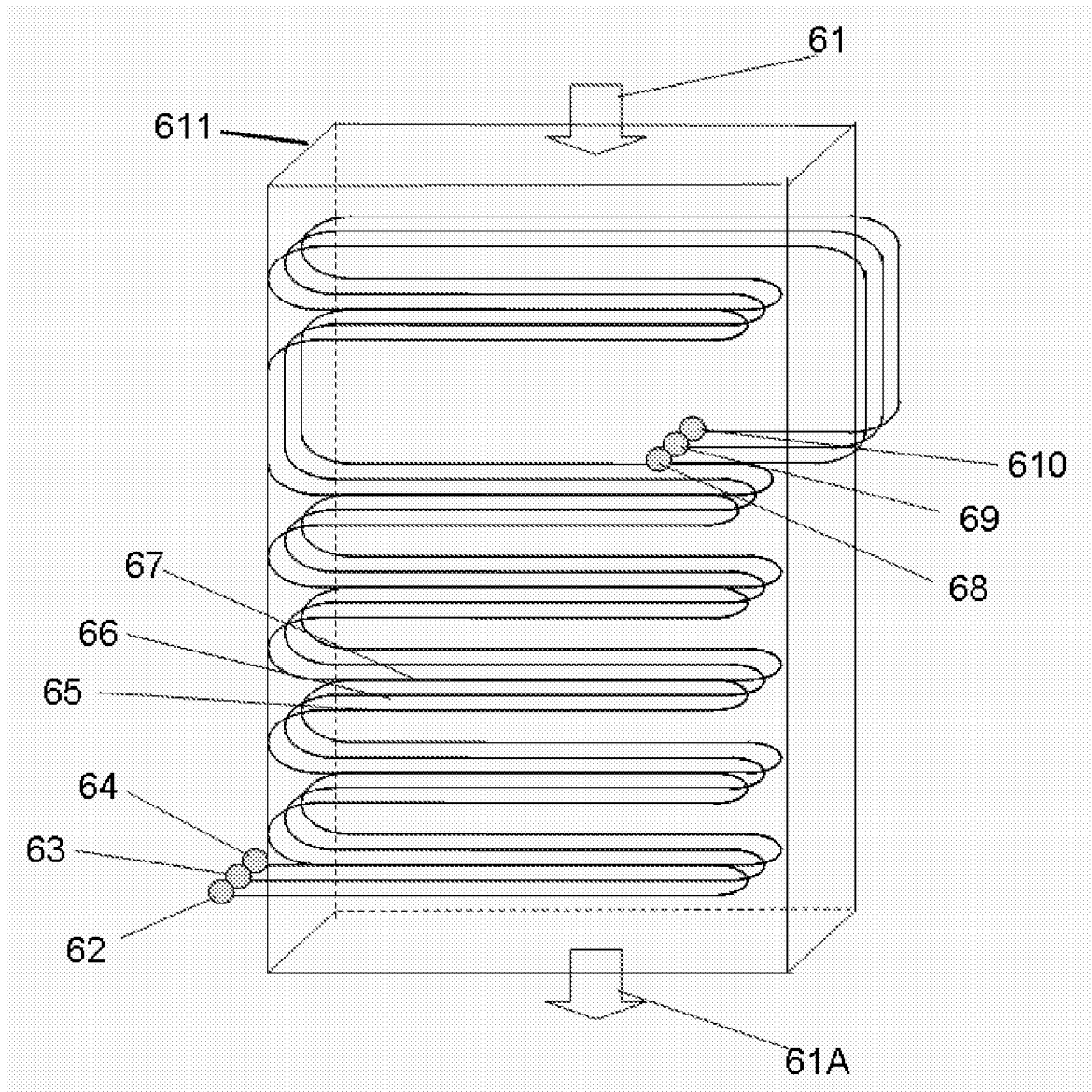


Fig. 6

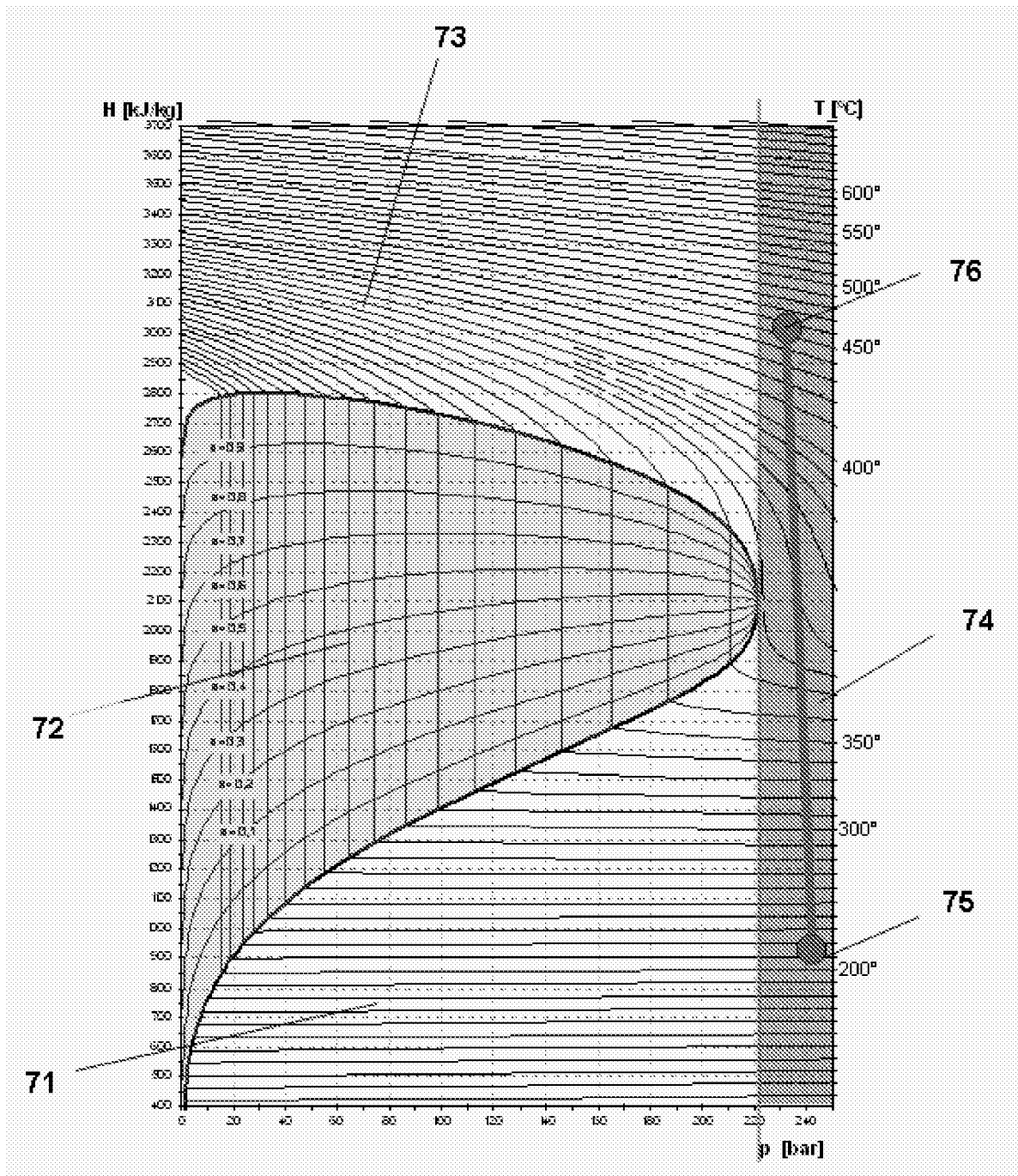


Fig. 7A

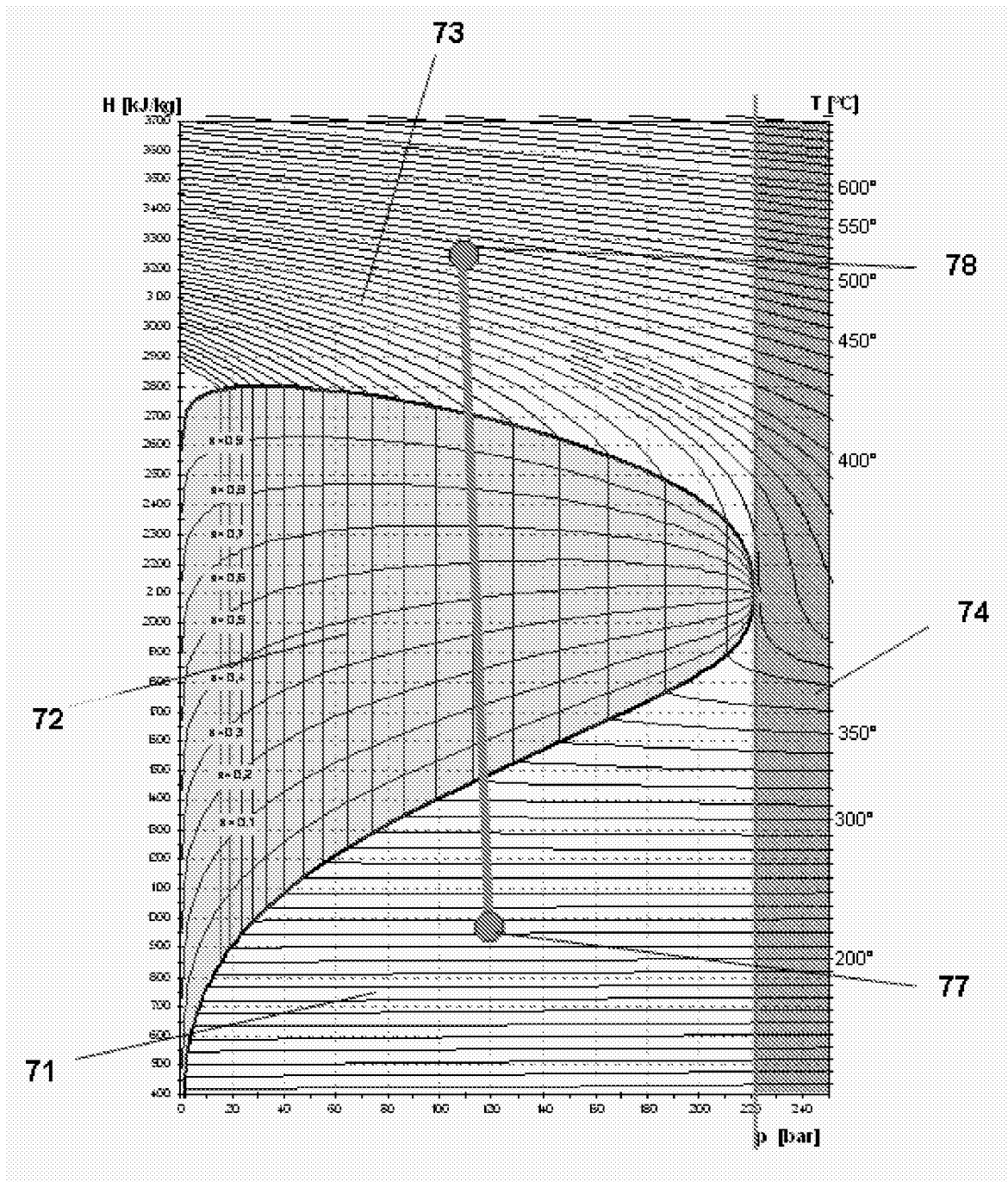


Fig. 7B

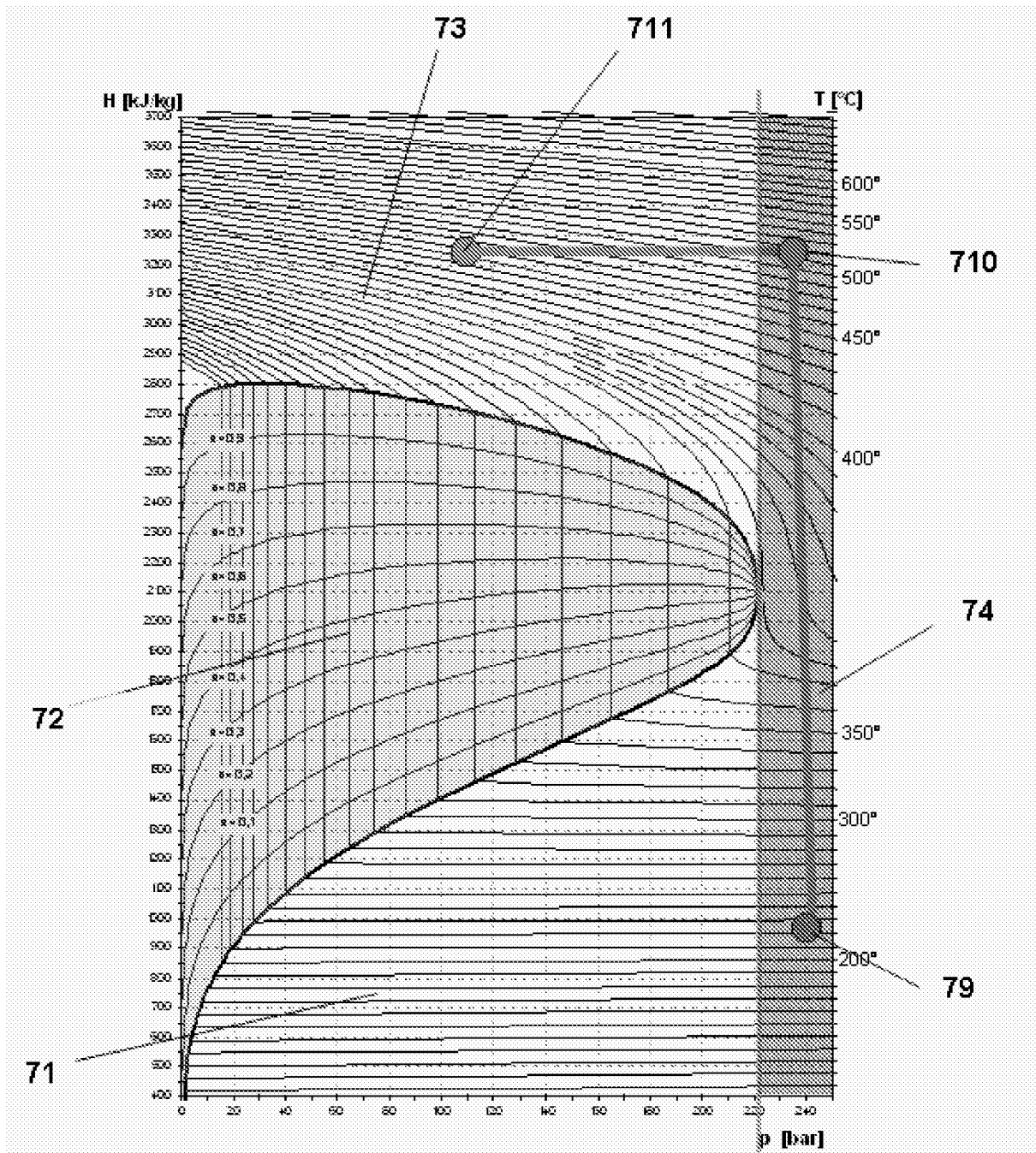


Fig. 7C

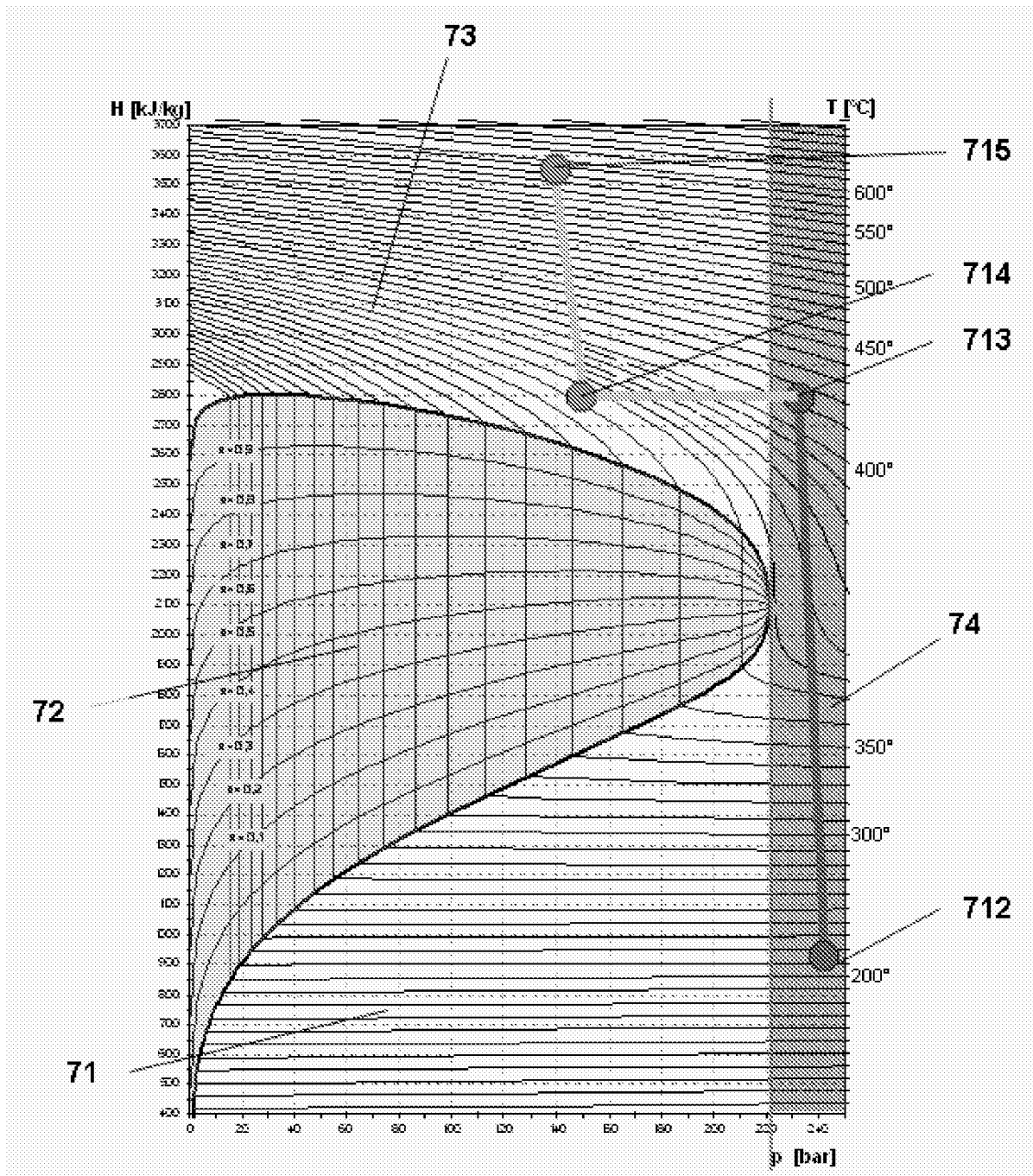


Fig. 7D

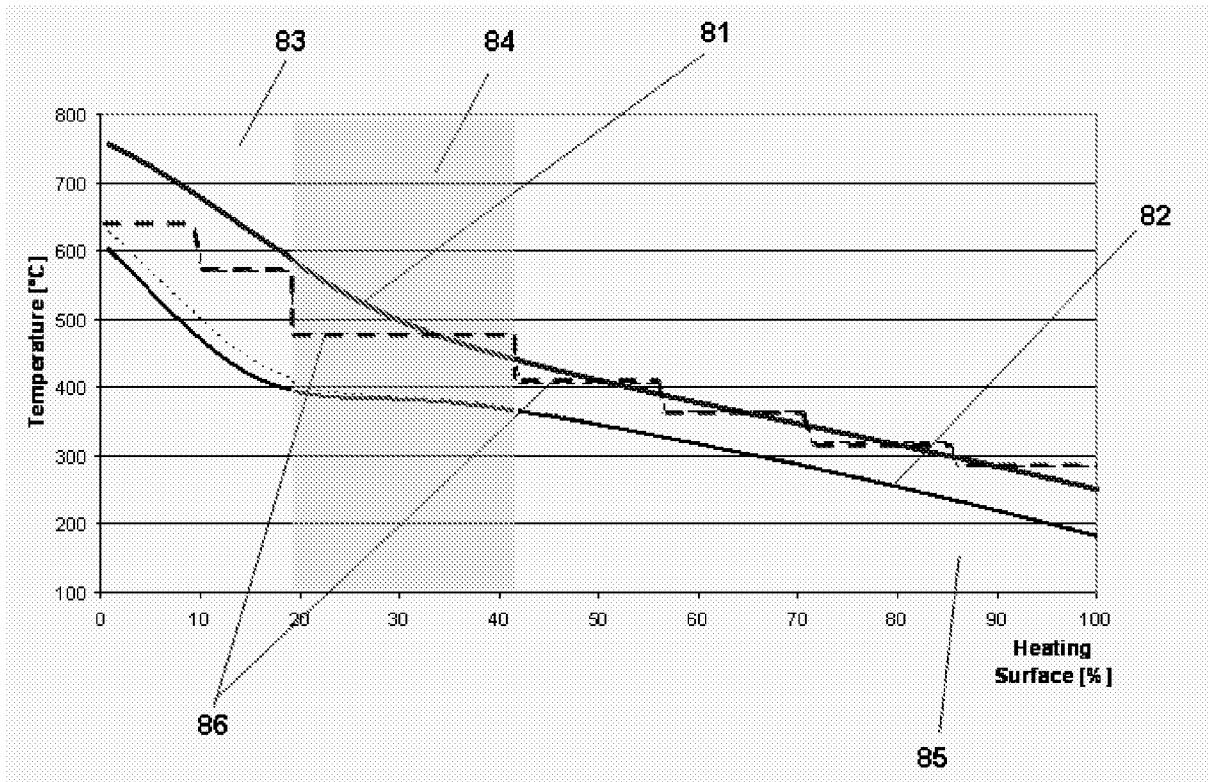


Fig. 8

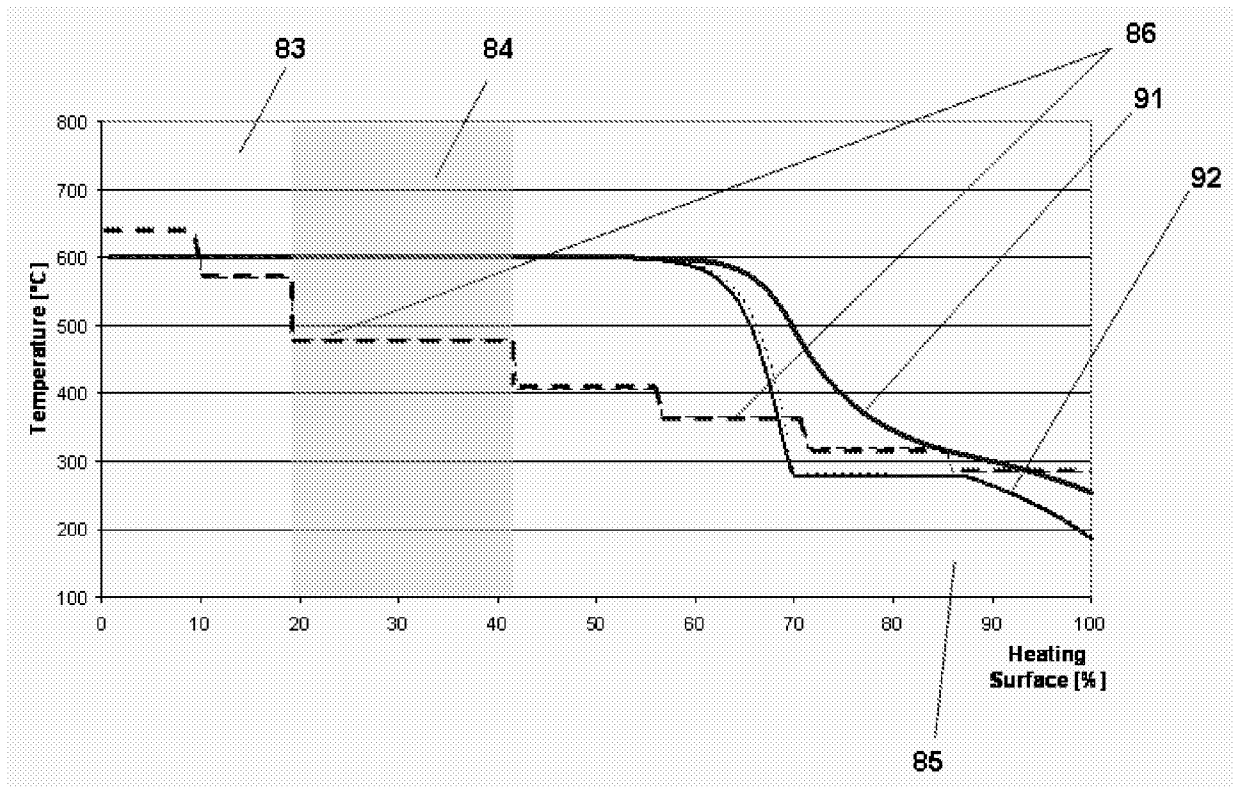


Fig. 9

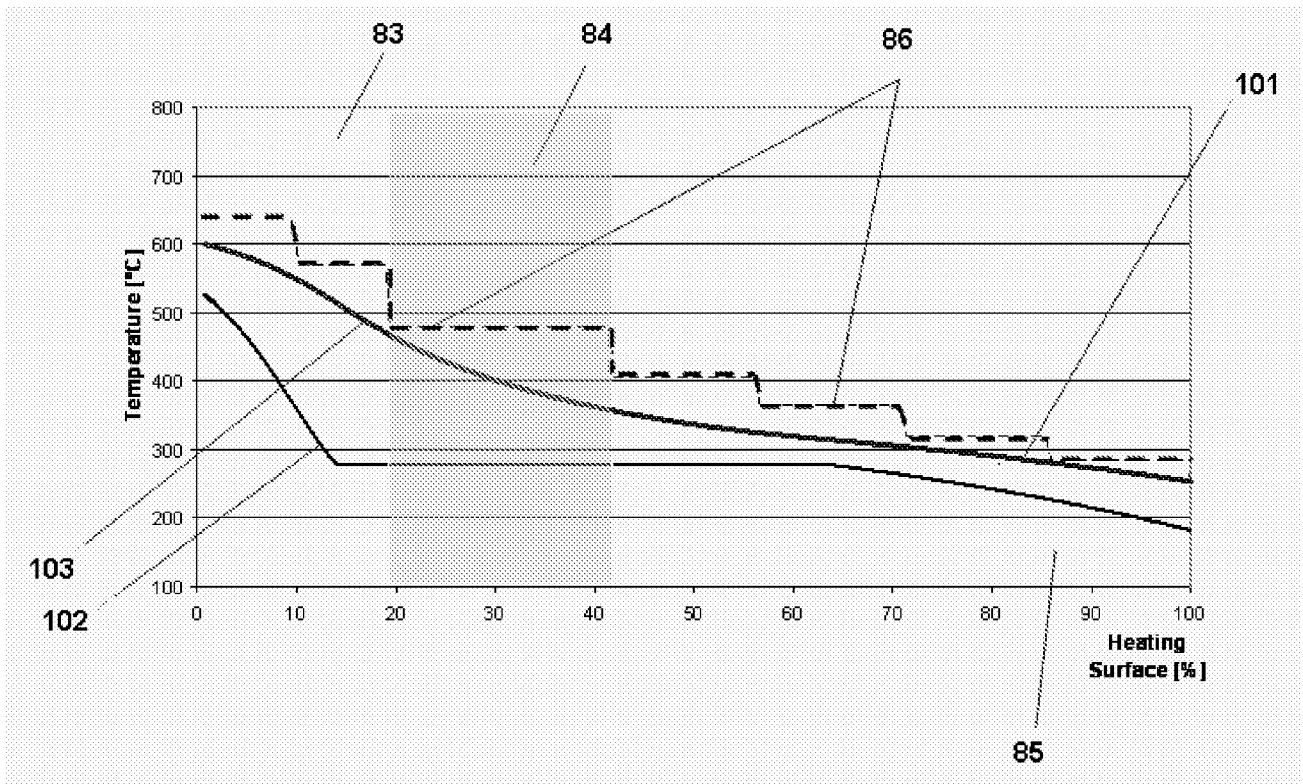


Fig.10

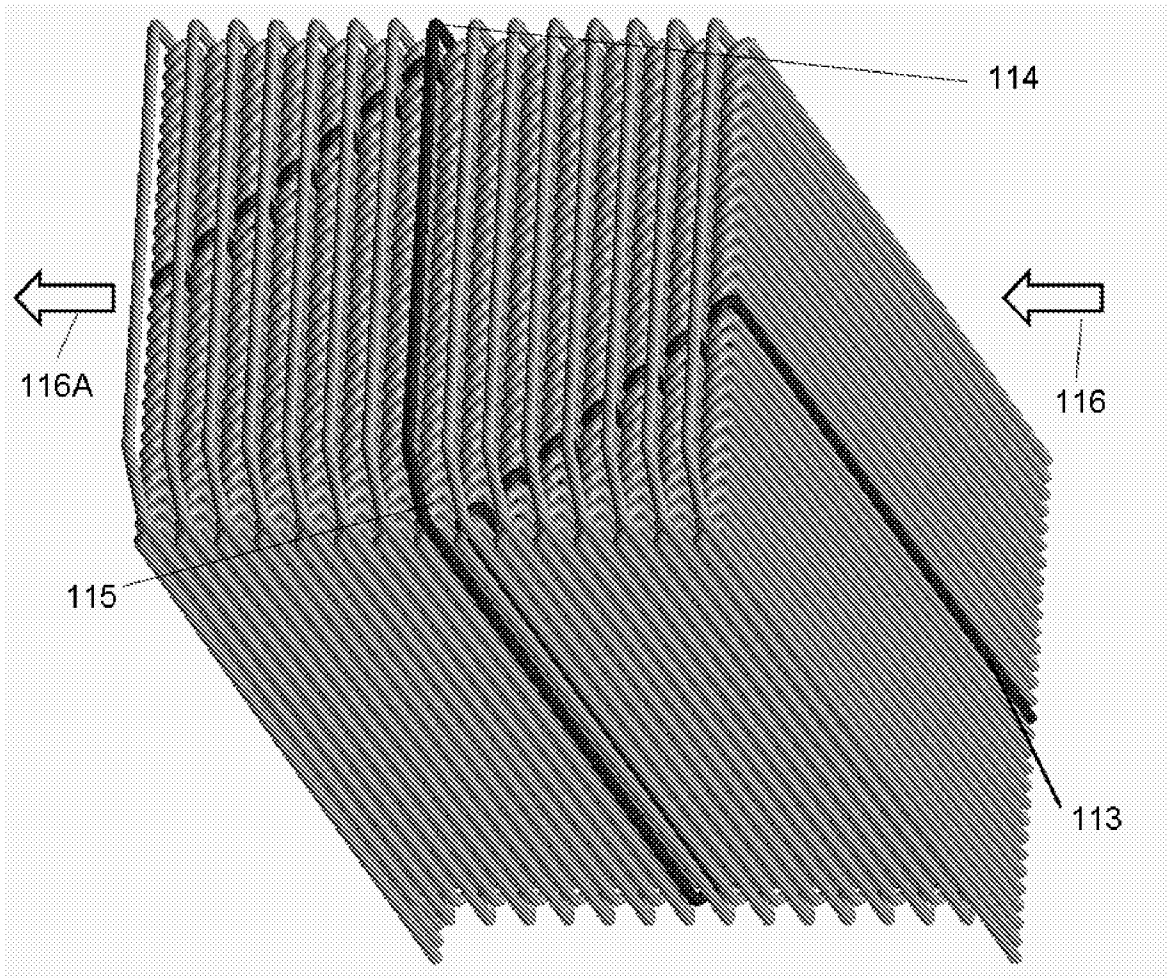


Fig.11

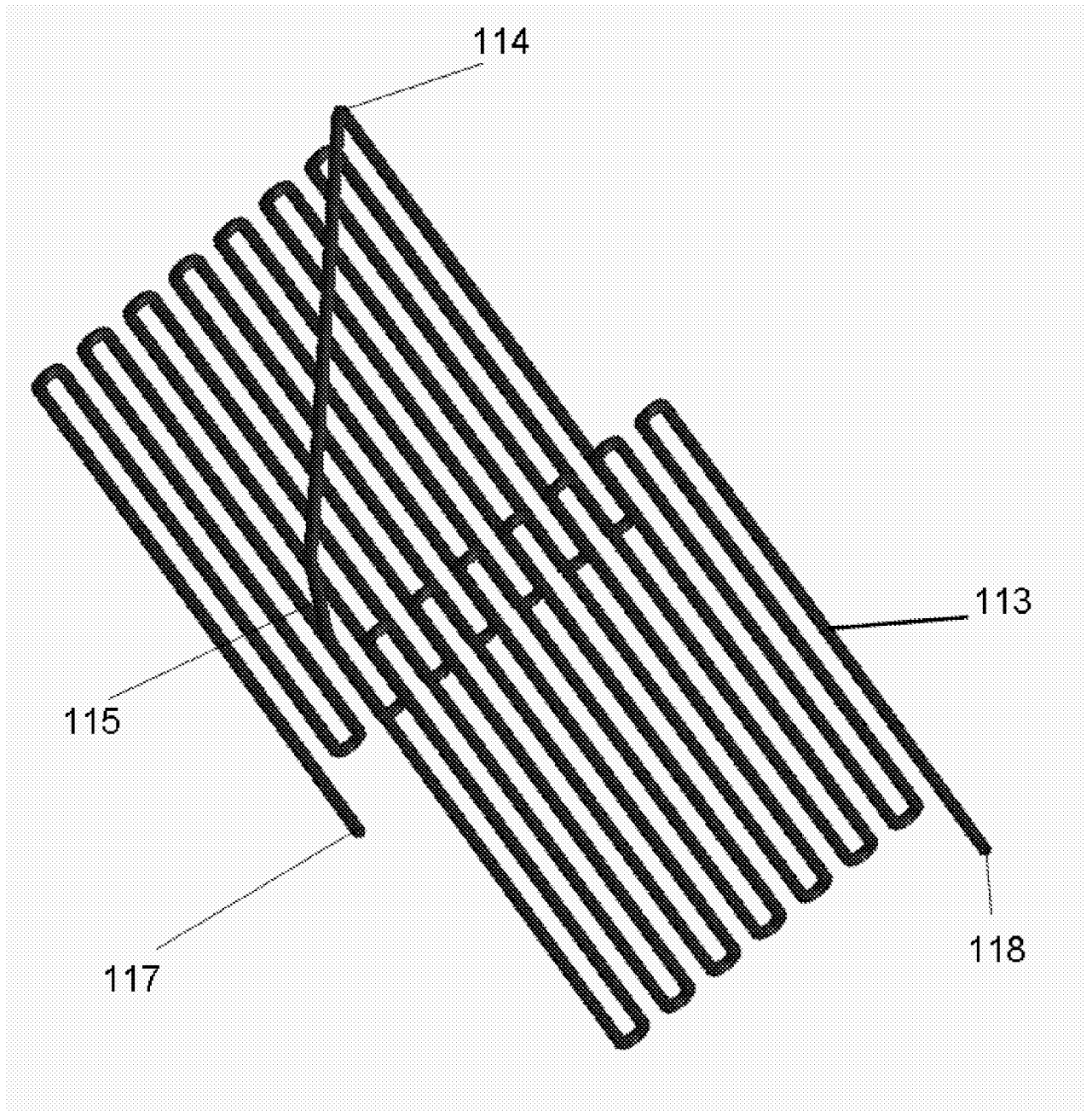


Fig.12

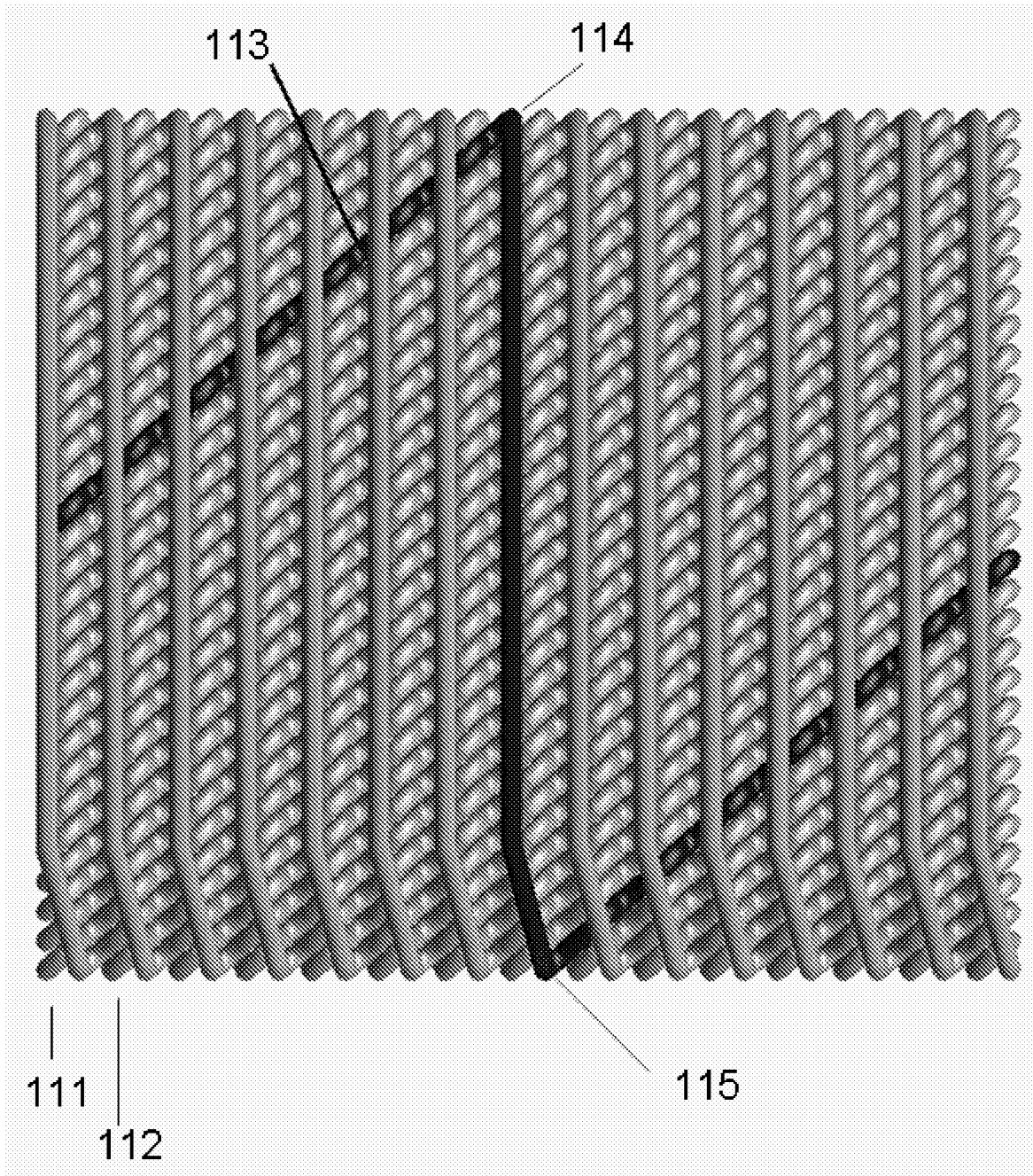
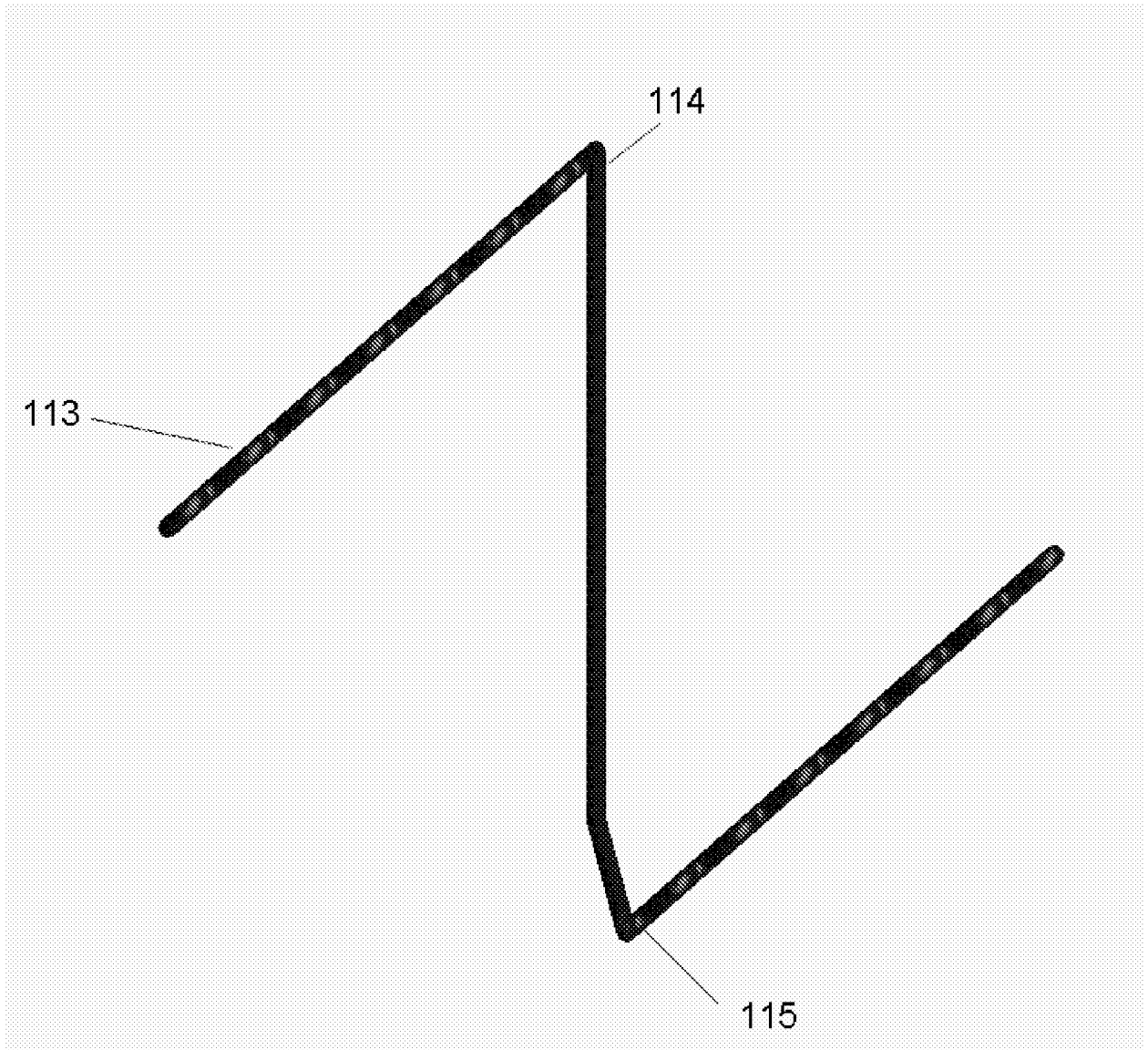


Fig.13



**Fig.14**

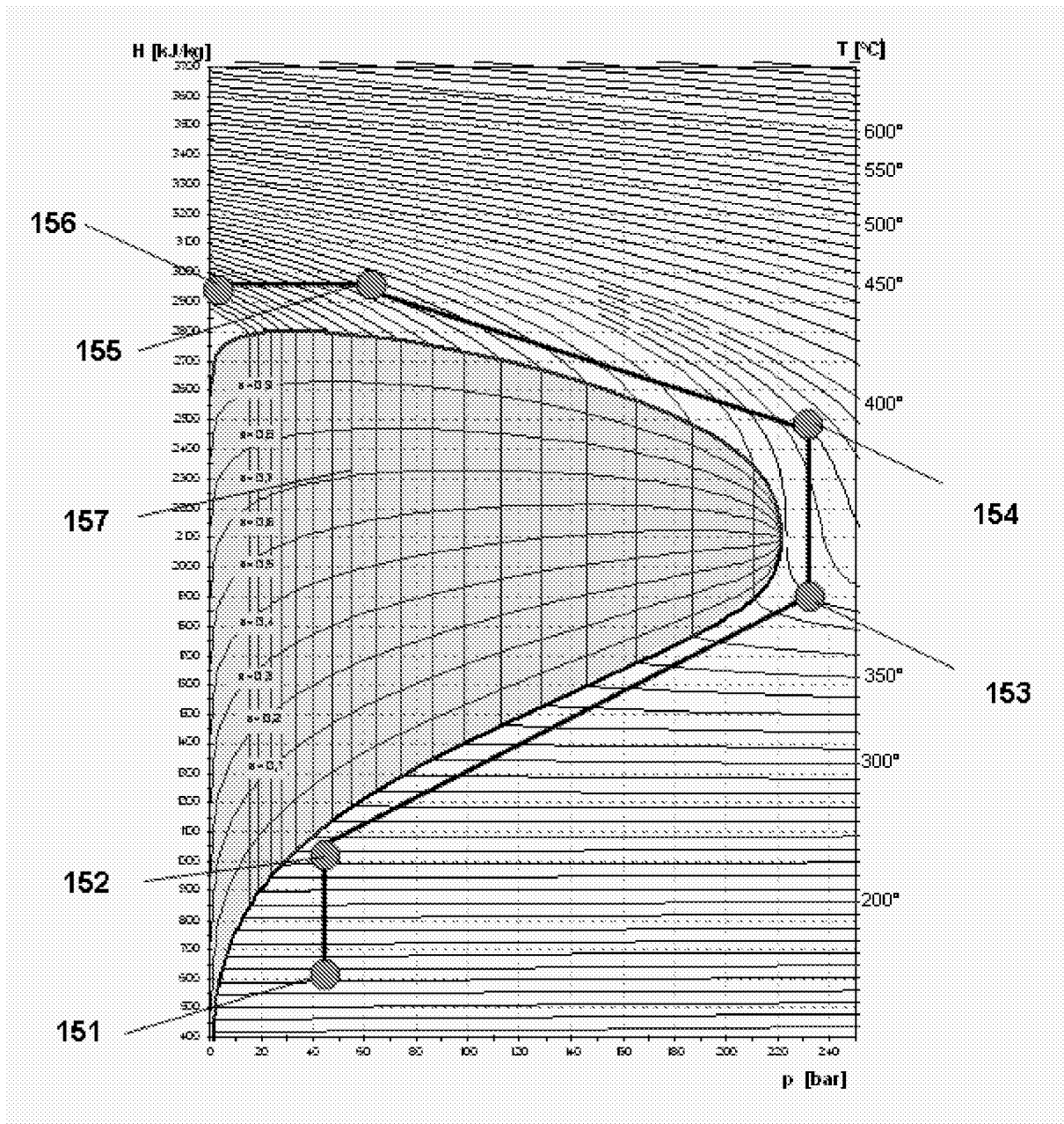


Fig. 15

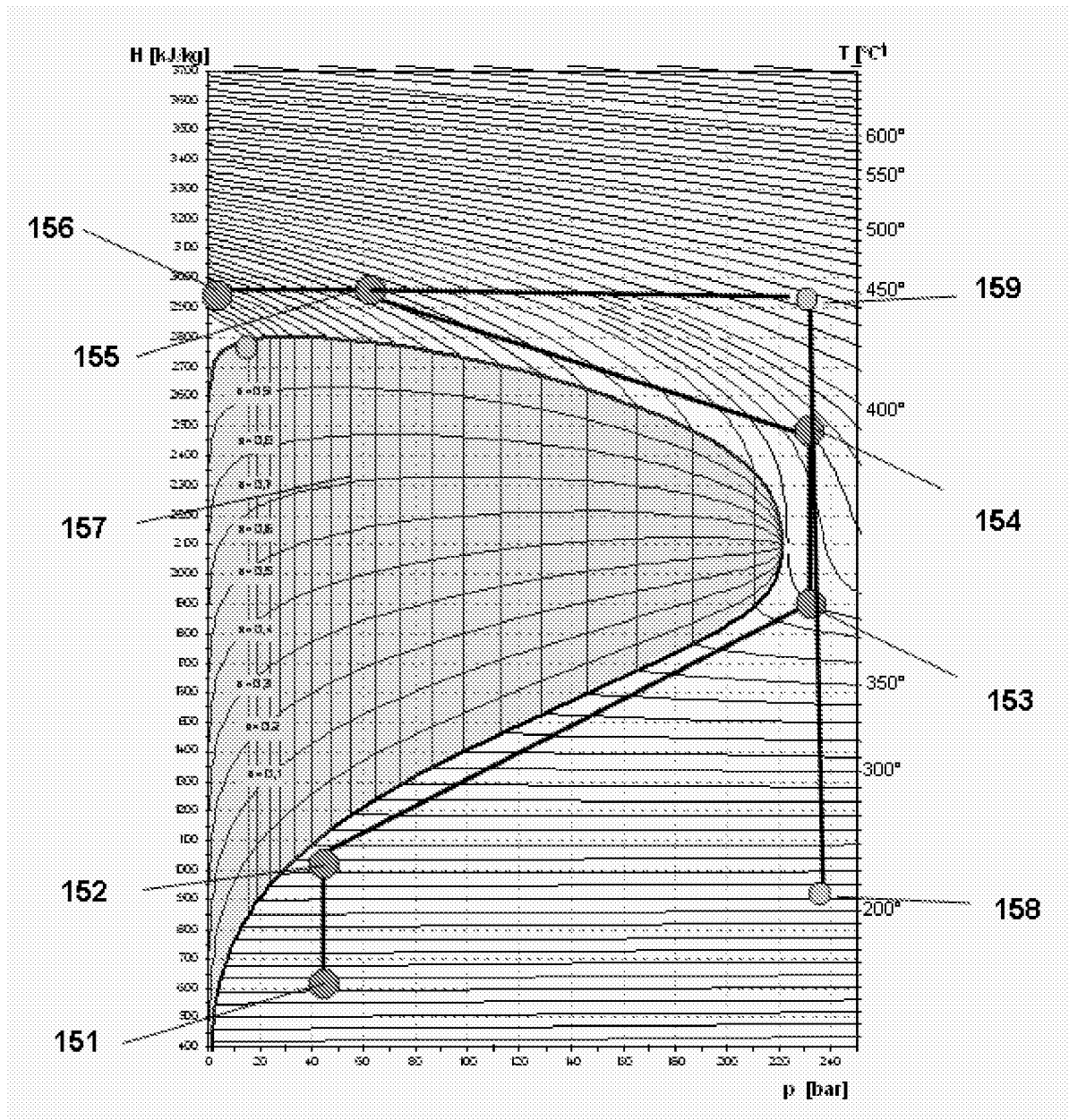


Fig.16