# L'INNOVATIVO METODO IBRIDO PER IL CALCOLO DELLE PRESTAZIONI DEGLI SCAMBIATORI DI CALORE NELLE CONDIZIONI REALI DI ESERCIZIO

prof. ing. Giuseppe Starace\*, ing. Silvia Macchitella

\*Laboratorio di progettazione e gestione integrata di impianti Dipartimento di Ingegneria dell'Innovazione, Università del Salento via per Arnesano 73100 LECCE; email: <u>giuseppe.starace@unisalento.it</u>

## INTRODUZIONE

Gli scambiatori di calore trovano applicazioni numerose e diverse in tutti gli ambiti, sia industriali sia civili, e, a seconda delle finalità per le quali sono concepiti e installati, presentano geometrie e fluidi di scambio molto eterogenei.

I modelli di calcolo delle performance degli scambiatori di calore, in fase progettuale come in fase di verifica, non sempre danno luogo a risultati soddisfacenti in termini di rispondenza del dato effettivo rispetto a quello calcolato e previsto. Ad esempio, metodi analitici attualmente disponibili non permettono di predire con adeguata accuratezza le performance di scambiatori quali gli evaporatori a batteria utilizzati nelle macchine frigorifere, dove la presenza di un fluido in cambiamento di fase, la formazione di brina su parti della superficie di scambio e la complessa geometria e configurazione dei flussi giocano un ruolo fondamentale nel complesso fenomeno di trasmissione del calore. Per ottenere dei buoni risultati occorrerebbe, allora, fare uso di analisi numeriche termofluidodinamiche (CFD, Computational Fluid Dynamics), piuttosto onerose in termini di costi computazionali quando spinte alla generazione di griglie di calcolo alla scala dei ridottissimi spazi a disposizione del fluido per l'attraversamento dello scambiatore.

## IL METODO IBRIDO

Per risolvere questi problemi, il team di ricerca guidato dal prof. Starace (Laboratorio di progettazione e gestione integrata di impianti del Dipartimento di Ingegneria dell'Innovazione, Università del Salento) ha messo a punto un metodo innovativo per il calcolo delle prestazioni degli scambiatori di calore.,

Il metodo è detto *"ibrido"* perché combina il vantaggio dei bassi costi computazionali dell'approccio analitico con quello della maggiore accuratezza dei risultati delle simulazioni numeriche o dei rilievi sperimentali.

L'algoritmo, originariamente sviluppato per il calcolo delle prestazioni degli scambiatori di calore compatti (ovvero dei dispositivi che realizzano grandi superfici di scambio limitando i propri ingombri complessivi) a flussi incrociati a partire dai risultati di studi numerici termofluidodinamici condotti separatamente e localmente sulle superfici lambite dal fluido caldo e da quello freddo attivi all'interno dello scambiatore, è stato, poi, applicato con successo agli evaporatori a batterie alettate dove l'intera geometria è stata suddivisa in un insieme di micro volumi periodici e interdipendenti e, infine, ai condensatori evaporativi in controcorrente.

Sfruttando tecniche di regressione, a partire dai risultati di analisi numeriche alla scala locale in un range definito di condizioni al contorno, l'algoritmo è in grado calcolare la potenza termica scambiata e le perdite di carico per entrambi i fluidi protagonisti dello scambio termico, così come i campi di temperatura nell'intero dominio di calcolo. In Figura 1 è illustrato il diagramma di flusso dell'algoritmo di calcolo.

Il metodo determina le proprietà termodinamiche e la cinematica dei fluidi per ogni micro volume dello scambiatore, conservando le condizioni individuate, assembla i risultati di accurati calcoli numerici locali (ovvero i dati sperimentali disponibili) estendendo i risultati all'intero scambiatore con un grado di approssimazione migliore di quello ottenibile con gli approcci tradizionali di calcolo.



Figura 1 – Routine di alto livello dell'algoritmo di calcolo alla base del metodo "ibrido".

Per ogni volume ottenuto dalla discretizzazione del dominio di calcolo, l'algoritmo avvia un calcolo iterativo utile a determinare la temperatura di parete e la potenza termica scambiata tra i due fluidi che soddisfa la condizione di congruenza tra lato caldo e lato freddo: raggiunta la convergenza complessiva su tutti i volumi, l'algoritmo avvia la verifica delle condizioni di congruenza alla scala dell'intero scambiatore sulla caduta di pressione globale, agendo sulle portate che attraversano ogni singolo volume e, soddisfatte queste, ottiene il valore di potenza

termica scambiata, le temperature di uscita dei due fluidi e la loro distribuzione all'interno dello scambiatore.

L'utilizzatore del metodo, in fase progettuale, può evidenziare le zone a bassa efficienza e, quindi, dispone di uno strumento utile per effettuare un'ottimizzazione delle geometrie e degli ingombri dello scambiatore, con un potenziale risparmio dei tempi di sviluppo e dei costi di esercizio.

## I RISULTATI DELL'APPLICAZIONE DEL METODO

Il metodo ibrido è stato applicato dapprima agli scambiatori di calore compatti a flussi incrociati [1], la cui geometria può essere schematizzata come la sovrapposizione di più strati (Figura 2). Ogni strato ospita un lato caldo (in [1] con alette a nastro) ed un lato freddo (in [1] con alette ad onda quadra del tipo "offset strip fin"). La superficie di scambio termico è stata suddivisa in volumi di controllo "UHTV" (Figura 3) che includono sia il lato freddo che il lato caldo al fine di ricavare la potenza termica scambiata e le temperature, note le condizioni iniziali dei fluidi caldo e freddo, in termini di portate e temperature.



Figura 2 – Singolo strato di uno scambiatore di calore compatto a flussi incrociati [1].



Figura 3 – Geometria del volume di controllo (UHTV) [1].

Attraverso i risultati di simulazioni termofluidodinamiche precedentemente eseguite [2] [3], considerando separatamente e localmente le due superfici alettate, l'algoritmo è in grado di

ricavare le funzioni predittive, che permettono di estendere all'intera geometria dello scambiatore i risultati ottenuti a livello locale.

Per il caso di studio, è stato considerato un singolo strato di uno scambiatore di ingombro 190x150 mm suddiviso in 45 volumi di controllo. In Figura 4 è rappresentata la temperatura di parete su tutto lo strato considerato, ottenuto applicando il metodo ibrido per il calcolo delle prestazioni.



Figura 4 – Temperatura di parete sul singolo strato dello scambiatore [1].

La Figura 5 evidenzia come la potenza termica massima, pari a 50 W, venga scambiata in corrispondenza del primo volume di controllo e la potenza termica minima sia pari a 5 W.

E' utile inoltre osservare l'andamento delle temperature di uscita dei fluidi freddo (Figura 6) e caldo (Figura 7) al variare degli indici *i* e *j*, percorrendo quindi l'intera geometria dello strato preso in considerazione. La temperatura di uscita del fluido freddo diminuisce passando da 373 K a 314 K lungo la direzione del fluido caldo, mentre il fluido caldo assume la temperatura minima di 322 K all'ingresso del fluido freddo (*i*=1) e aumenta in corrispondenza dell'uscita del fluido freddo fino a 337 K.

Infine, sono state calcolate le prestazioni dello stesso scambiatore nelle stesse condizioni di esercizio utilizzando il ben noto metodo analitico  $\varepsilon$ -NTU, ottenendo una potenza termica scambiata inferiore del 17%. Allora, l'utilizzo di un metodo analitico a larga scala per il calcolo delle prestazioni può portare a sottostimare la qualità dello scambiatore con conseguente sovradimensionamento dello stesso in fase di progettazione.



Figura 5 – Potenza termica scambiata sul singolo strato dello scambiatore [1].



Figura 6 – Andamento della temperatura di uscita del fluido freddo [1].



Figura 7 – Andamento della temperatura di uscita del fluido caldo [1].

Il metodo ibrido è stato successivamente applicato per il calcolo delle prestazioni degli evaporatori a batterie alettate [4]. Per il caso di studio, è stato considerato uno scambiatore a 5 ranghi, ognuno composto da 8 tubi lisci orizzontali connessi attraverso curve adiabatiche e alettati con piastre continue (Figura 8). L'aria calda scorre perpendicolarmente negli spazi tra le alette ed il refrigerante fluisce all'interno del circuito ed evapora. Anche in questo caso, la geometria è stata suddivisa in piccoli volumi di controllo con tubazione centrale, associando ad ognuno di essi 3 indici (i,j,k) che ne indicano la posizione all'interno dell'evaporatore, formando così una matrice a 3 dimensioni (Figura 9).

Sfruttando i risultati di correlazioni empiriche per la costruzione di un modello di scambio termico locale, l'algoritmo calcola la temperatura di parete e gli altri parametri per ogni volume di controllo, portando a convergenza la potenza termica scambiata tra i lati caldo e freddo. La metodologia è reiterata per mappare l'intera batteria sfruttando i valori di uscita associati ad ogni volume per la ridefinizione dei valori di ingresso dei volumi successivi.



Figura 8 – Geometria dello scambiatore di calore a batterie alettate. [4]



Figura 9 – Discretizzazione dello scambiatore. [4]

La temperatura di parete ottenuta applicando il metodo ibrido al caso di studio è mostrata in Figura 10 per il primo rango (*k*=1) e in Figura 11 per l'ultimo rango (*k*=5). Si può osservare che le maggiori escursioni si hanno per i primi tubi dove la differenza di temperatura tra i due fluidi è maggiore.



Figura 10 - Distribuzione della temperatura di parete del primo rango. [4]



Figura 11 – Distribuzione della temperatura di parete dell'ultimo rango. [4]

La Figura 12 mostra l'andamento della potenza termica lungo l'altezza dello scambiatore per tutti i ranghi. La potenza termica scambiata in corrispondenza delle curve di connessione è considerata trascurabile, mentre l'effetto di bordo che si verifica nel primo canale di tutti i ranghi pari e nell'ultimo canale dei ranghi dispari comporta una significativa riduzione di potenza termica. Al contrario, il primo canale dei ranghi dispari e l'ultimo canale dei ranghi pari sono caratterizzati da uno scambio termico migliore, in quanto l'aria che fluisce perpendicolarmente ad essi proviene dal rango precedente in cui non ha scambiato con nessun tubo.



Figura 12 – Potenza termica scambiata (j=1) [5]

Il metodo ibrido è poi stato applicato al caso dei condensatori evaporativi in controcorrente, sulla base di dati rilevati sperimentalmente. Al fine di validare il metodo ibrido, è stata condotta una campagna sperimentale su piccola scala variando le condizioni di esercizio nella sezione di scambio, ad eccezione della portata di aria e della temperatura di parete dello scambiatore [5]. Il setup sperimentale utilizzato è schematizzato in Figura 13; sulla base di questo schema si è realizzato il banco prova illustrato in Figura 14.

Il setup sperimentale consta di un'unità di trattamento aria (AHU, Air Handling Unit), un refrigeratore d'acqua operante con R410A e una sezione di misura ed ispezione dove avvengono i fenomeni di trasferimento di massa e calore di interesse. Vengono utilizzati riscaldatori elettrici e acqua refrigerata rispettivamente per riscaldare e raffreddare l'aria immessa nella sezione di misura, mentre la funzione di umidificazione è affidata ad un spray d'acqua ad alta efficienza. Nella sezione di misura, viene fornito calore all'aria avviene per mezzo di una serie di tubi sfalsati, installati su piastre che possono essere sistemate di volta in volta a seconda della geometria che si desidera testare. Agli altri tubi installati nella sezione di misura è demandato il compito di simulare la reale configurazione dei flussi dell'acqua e dell'aria tipiche di un condensatore evaporativo controcorrente. Quindi, l'acqua viene prelevata dalla vasca di raccolta e distribuita sui tubi per mezzo di una valvola a tre vie e variando la velocità della pompa, mentre la temperatura dell'acqua in mandata è regolata attraverso un riscaldatore elettrico all'interno della vasca di raccolta. L'aria elaborata viene totalmente ricircolata.







Thermo-hygrometer

Figura 14 – Banco di prova. [5]

Le variabili di risposta misurate nell'esperimento sono state la temperatura di bulbo secco e l'umidità relativa dell'aria in uscita. I valori relativi alle stesse variabili, al variare dei dati di input, sono stati poi determinati attraverso le tecniche di regressione.

Come si può osservare in Figura 15, le relazioni ottenute attraverso la campagna sperimentale hanno consentito di predire la temperatura e l'umidità relativa dell'aria in uscita con una deviazione del 2,5% e del 4% rispettivamente, rispetto ai dati effettivamente misurati durante l'esperimento.

Le variazioni delle condizioni dell'aria durante le prove sono state plottate sul diagramma psicrometrico ASHRAE per tre diversi valori di portata d'acqua vaporizzata, come riportato in 16. Nel caso in esame, si poteva osservare che le variazioni di entalpia decrescono, in termini di calore latente e sensibile, all'avvicinarsi dell'aria alle condizioni di uscita. Inoltre, era possibile evidenziare che un aumento del 50% in termini di portata d'acqua determinasse un miglioramento del 14% della capacità di raffreddamento.



Figura 15 – Confronto tra i valori sperimentali e predittivi: (a) Temperatura; (b) Umidità relativa [5].

#### **GLI SVILUPPI FUTURI**

Il metodo ibrido, inizialmente concepito per l'applicazione agli scambiatori compatti, è stato adattato con successo anche agli evaporatori a batterie alettate e ai condensatori evaporativi in controcorrente. In futuro, si prevede di estendere l'applicabilità del metodo via via a tutte le tipologie di scambiatori di calore, anche con geometrie di scambio e circuitazioni più complesse. Potranno essere investigati scambiatori con diverso numero e passo tubi, operanti con altri tipi di refrigerante e aventi diverse circuitazioni e alettature. Inoltre, nel caso delle batterie evaporanti, attualmente l'algoritmo è in grado di individuare i punti in cui la temperatura di uscita dell'aria è inferiore alla temperatura di rugiada e contemporaneamente la temperatura della parete esterna del tubo è inferiore a 0°C. Proprio in quelle zone il vapore acqueo contenuto nell'aria condensa e con ciò riduce sia la potenza termica scambiata tra i due fluidi, che la sezione di passaggio dell'aria, innescando le condizioni favorevoli all'ulteriore avanzamento della brina. Nella pratica di utilizzo delle batterie evaporanti è di fondamentale importanza prevedere correttamente e tenere sotto controllo questo fenomeno al fine di migliorare l'efficienza dello scambio termico e ottimizzare i consumi energetici dovuti agli inevitabili cicli di sbrinamento della macchina frigorifera che conseguono alla formazione della brina. E' per questo che si prevede di sviluppare in futuro un modello di scambio termico che tenga conto anche dell'avanzamento della brina, nonché delle conseguenti modifiche alle sezioni di passaggio dell'aria e di scambio termico, potenziando il modello, avvincinandone quanto più possibile il comportamento a condizioni di funzionamento variabili nel tempo



Figura 16 – I processi subiti dall'aria nell'attraversamento del condensatore evaporativo, plottati sul diagramma psicrometrico ASHRAE (livello del mare). [5]

#### CONCLUSIONI

Il metodo ibrido risulta particolarmente promettente perché si può adattare ai diversi tipi di scambiatore di calore esistenti in commercio. È un metodo innovativo e flessibile in quanto coniuga l'accuratezza dei risultati raggiungibile con approccio numerico su piccola scala alla

snellezza computazionale dei metodi analitici, consentendo di ottenere le performance globali di uno scambiatore di calore a partire dai risultati di analisi locali.

Con questo approccio, è possibile alleggerire notevolmente il processo di progettazione di uno scambiatore individuando velocemente le aree a bassa efficienza ed intervenendo, modificandone il design, solo su quelle aree. Ne deriva una progettazione caratterizzata da più bassi costi di sviluppo. L'utente finale beneficia dei vantaggi derivanti dall'applicazione di questo metodo, poiché gli sarà possibile scegliere scambiatori di calore ben dimensionati (e non sovradimensionati) rispetto alle proprie esigenze effettive, ottimizzando, dunque, costi iniziali e di esercizio.

## **RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI**

- [1] Starace, G., Fiorentino, M., Longo, M.P., Carluccio, E., 2017. A hybrid method for the cross flow compact heat exchangers design. Appl. Therm. Eng. 111, 1129-1142.
- [2] Carluccio, E., Starace, G., Ficarella, A., Laforgia, D., 2005. Numerical analysis of a cross flow compact heat exchanger for vehicle applications. Appl. Therm. Eng. 25 (13), 1995-2013.
- [3] Starace, G., Carluccio, E., Laforgia, D., 2006. Automotive compact supercharge-air intercooler numerical analysis. International Heat Transfer Conference 13, Begel House Inc.
- [4] Starace, G., Fiorentino, M., Meleleo, B., Risolo, C., 2018. The hybrid method applied to the plate-finned tube evaporator geometry. International Journal of Refrigeration 88, 67-77.
- [5] Fiorentino, M., Starace, G., 2018. The design of countercurrent evaporative condensers with the hybrid method. Appl. Therm. Eng. 130, 889-898.