



Nuovi scambiatori di calore **alettati con bassa carica di refrigerante**

Una tecnologia progettata grazie ai risultati teorici, ottenuti con analisi CDF, confrontati con gli esiti di una campagna di sperimentazione delle batterie condotta nei tunnel di prova e nelle celle calorimetriche

*di Stefano Filippini**

Negli ultimi anni nei settori della refrigerazione e del condizionamento ci sono state molte discussioni riguardanti la sostenibilità ambientale. In un primo momento l'attenzione si è concentrata sui refrigeranti che danneggiano lo strato di ozono, in secondo luogo l'attenzione si è focalizzata sulla riduzione dell'effetto serra, seguendo l'approccio TEWI (cioè combinando le emissioni dirette e indirette). Inoltre, in alcuni paesi sono state introdotte tasse e una limitazione alle cariche di refrigerante. Era quindi necessaria una risposta a

queste tendenze e lo sviluppo del condensatore Microchannel può essere considerato un primo tentativo.

LU-VE ha condotto negli ultimi anni un'attività di ricerca ampia in direzioni diverse, cercando di analizzare tutte le possibili alternative e infine è stata sviluppata una nuova geometria di batteria basata sulla tecnologia rame alluminio. Diversi sono i vantaggi di tale soluzione rispetto al microchannel con uno scenario produttivo da 1 a 50 pezzi per lotto. Altre conclusioni possono essere ottenute in caso di lotti di produzione

molto più grandi, ma questa non è la condizione tipica della refrigerazione e del condizionamento dell'aria, nel campo dei condensatori ventilati.

Nuova geometria della batteria

Al fine di soddisfare la richiesta di scambio termico ad alta efficienza e bassa carica di refrigerante è stata sviluppata la nuova

geometria Minichannel, come mostrato nella Figura 1. È molto compatta e raggiunge un'elevata densità di potenza su superficie alettata.

Le alette hanno speciali turbolenziatori che, combinati a tubi rigati internamente con aumento della superficie interna >1,8, danno prestazioni molto elevate. I collettori della batteria possono essere scelti in base al flusso di refrigerante, senza limitazioni meccaniche particolari e di conseguenza è possibile abbassarne il volume.

Matrici dello scambiatore di calore

Il grafico di Figura 2 rappresenta un interessante confronto prestazionale (coefficiente di scambio termico e perdite di carico lato aria) di tre configurazioni geometriche differenti: a) 25x21,65 mm con tubo da 9,52 mm, b) 20x17,3 mm con tubo da 5,00 mm e c) soluzione a micro-canali (tubo 30 mm).

Confrontando le prestazioni delle geometrie sopra citate, relativamente ad un valore di velocità dell'aria di 2,0 m/s, si può affermare che la geometria con tubo da 5,0 mm possiede un coefficiente di scambio leggermente inferiore alle altre due (in particolare alle alte velocità), ma in contrapposizione perdite di carico

sensibilmente inferiori; i risultati rendono molto interessante la geometria con tubo da 5 mm. Questo confronto è stato eseguito con lo stesso passo tra le alette: 1,3 mm.

Utilizzo di software CDF

L'approccio tradizionale seguito dai progettisti di scambiatori di calore era consuetudinariamente focalizzato sulla selezione delle caratteristiche globali della batteria: diametro e lunghezza del tubo, passo alette e loro geometria, numero di ranghi, nel tentativo di ottenere il miglior compromesso tra prestazioni di trasferimento del calore, costi industriali e caratteristiche del ventilatore. In passato, le principali scelte e le soluzioni adottate si basavano principalmente sulle esperienze e sulle correlazioni empiriche derivate da prove sperimentali [1,2]. Meno attenzione è stata data al vero nucleo dello scambiatore di calore e al comportamento del flusso termico che attraversa la batteria. Questo approccio empirico è appropriato quando viene utilizzato per batterie di geometria semplice, come quelle con i tubi e alette lisci, ma non è giustificato quando applicato alla progettazione delle batterie allo stato dell'arte, che adottano tubi rigati e alette con forme sofisticate.

Un software CFD è di grande aiuto in materia di scambio di calore [3]. Oggi i grandi progressi delle tecniche informatiche e la disponibilità di modelli numerici sempre più accurati e flessibili, unita alla crescita di competenze e know-how dei ricercatori e degli ingegneri nel campo della CFD, rendono fattibile e conveniente l'implementazione di nuove strategie per la

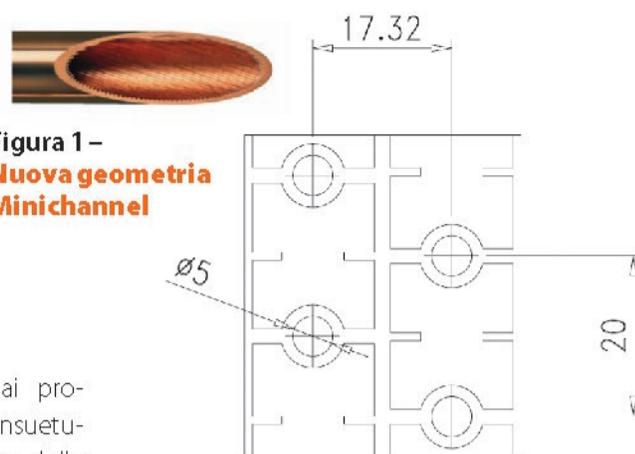


Figura 1 - Nuova geometria Minichannel

progettazione avanzata di scambiatori di calore [4]. L'approccio utilizzato in LU-VE e descritto in questo documento si basa su un uso massiccio di simulazioni numeriche con l'obiettivo di scoprire i dettagli del moto dei fluidi per ottenere una comprensione maggiore (ossia basati sui principi di dinamica dei fluidi) delle loro performance di calore e delle perdite di pressione. L'utilizzo della CFD è combinato con un approccio sperimentale globale. In questo contesto ciascuno dei due approcci dà un contributo fondamentale: il primo è in grado di supportare gli ingegneri fornendo una veloce e attenta analisi del campo di flusso per la scelta della migliore forma dell'aletta, la seconda è di rilevanza fondamentale per la misurazione delle performance complessive della batteria, così come per la convalida dei calcoli numerici.

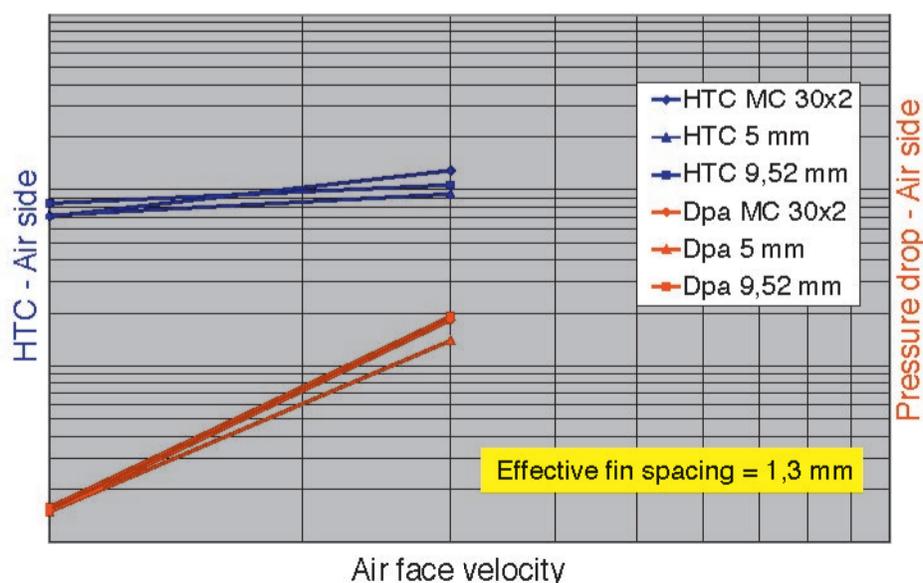
Sono state esaminate oltre 30 differenti configurazioni di aletta. Una serie di calcoli in 2D, abbinata agli esperimenti con tunnel di prova è stata effettuata a diverse velocità dell'aria e vari passi aletta, al fine di confrontare per ogni configurazione le tendenze numeriche e sperimentali.

Questa intensa attività ha dato preziosi suggerimenti per la taratura degli strumenti di calcolo e l'influenza della forma dell'aletta sulle performance di trasferimento del calore. I risultati delle attività di ricerca dimostrano la nuova frontiera aperta dal processo di ottimizzazione per la forma dell'aletta e dimostrano come questa caratteristica sia importante per migliorare le prestazioni complessive della batteria, confermando così che la CFD è in grado di sostenere efficacemente il progetto avanzato degli scambiatori di calore.

Sperimentazione e calibrazione del software

Le prove di potenza termica hanno richiesto una notevole attività sperimentale, in quanto sono state eseguite molte prove in camera calorimetria per definire le prestazioni alle più svariate condizioni di funzionamento (es. a diverse velocità dell'aria frontale, velocità di massa del

Figura 2 - Confronto prestazionale (coefficiente di scambio termico e perdite di carico lato aria) di tre configurazioni geometriche differenti: a) 25x21,65 mm con tubo da 9,52 mm, b) 20x17,3 mm con tubo da 5,00 mm e c) soluzione a micro-canali (tubo 30 mm)



fluido interno, temperature di condensazione e dell'aria in ingresso alla batteria di scambio). Tutte queste prove sono servite per calibrare il codice di calcolo, onde poter in futuro stimare con piccole incertezze le prestazioni di ogni tipo di aero-condensatore avente la geometria Minichannel alle più svariate condizioni operative.

Scambiatori con tubo reperito dal mercato

Una prima soluzione di aero-condensatori utilizzava un tipo di tubo reperito dal mercato, non certamente ottimizzato per il particolare nostro utilizzo. Esso aveva caratteristiche tipiche di un tubo per aero-evaporatori, cioè angolo di elica delle micro-alette prossimo a 18°. Il grafico di Figura 5 riporta il confronto tra i dati sperimentali di potenza termica e quelli determinati con il codice di calcolo; come si può notare, lo scostamento è molto piccolo, nell'ordine di qualche percento. Questo conferma l'attendibilità dei calcoli in diverse condizioni operative.

Anche il grafico di Figura 6 indica il confronto tra i dati sperimentali e quelli di calcolo, relativi alle perdite di carico lato refrigerante (interno tubi) in funzione della portata in massa.

Le tolleranze normalmente accettate sono dell'ordine del $\pm 20\%$; in questi casi sperimentali, l'errore è ampiamente interno a tale intervallo ($\pm 8\%$).

Scambiatori con tubo ottimizzato

La collaborazione sempre molto stretta con i produttori di tubi micro-alettati, ci ha portato a definire una tipologia di tubo altamente performante per aero-condensatori.

Le prove prestazionali del solo tubo sono state eseguite direttamente dal fornitore, il quale ci ha fornito tutte le informazioni di scambio termico e di perdite di carico a diversi valori del numero

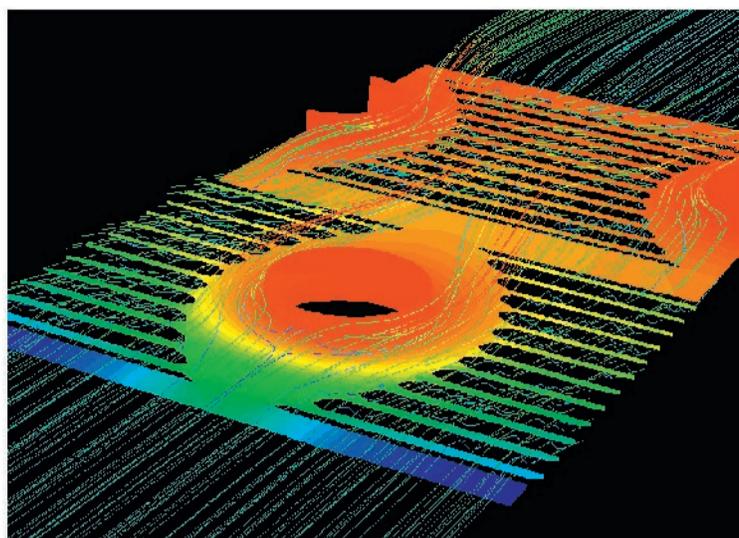


Figura 3 – Analisi CDF. Una serie di calcoli in 2D, abbinata agli esperimenti con tunnel di prova è stata effettuata a diverse velocità dell'aria e vari passi aletta, al fine di confrontare per ogni configurazione le tendenze numeriche e sperimentali

di Reynolds e Prandtl. Tali caratteristiche sono state implementate nel codice di calcolo, il quale, assieme a tutte le informazioni relative allo scambio termico esterno, la portata d'aria, le dimensioni dello scambiatore e le temperature operative, ci ha permesso di definire la potenza termica scambiata nelle condizioni di prova. Gli errori tra il dato sperimentale e il dato di calcolo sono riportati nel grafico di Figura 7. Come si evince, la differenze sono veramente molto piccole, inferiori al 3%.

Lo stesso confronto è stato fatto relativamente alle perdite di carico lato interno (fluido refrigerante di prova R407A), dove il grafico di Figura 8 definisce gli errori tra il dato sperimentale e il dato di calcolo.

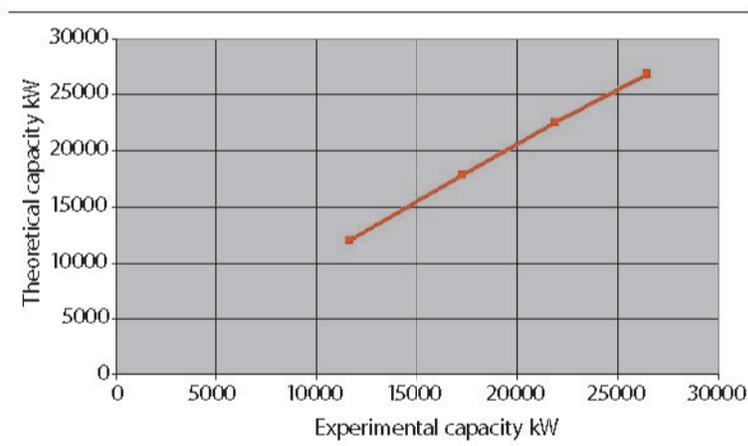


Figura 4 – Confronto tra i dati sperimentali di potenza termica e quelli determinati con il codice di calcolo

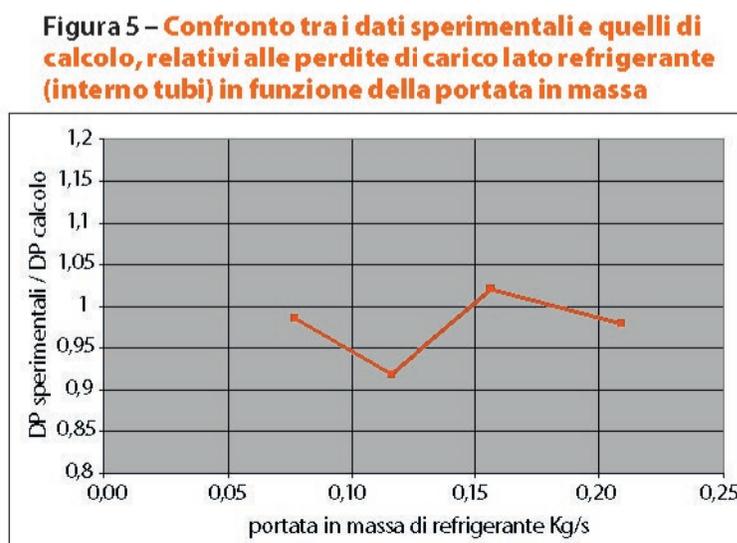


Figura 5 – Confronto tra i dati sperimentali e quelli di calcolo, relativi alle perdite di carico lato refrigerante (interno tubi) in funzione della portata in massa

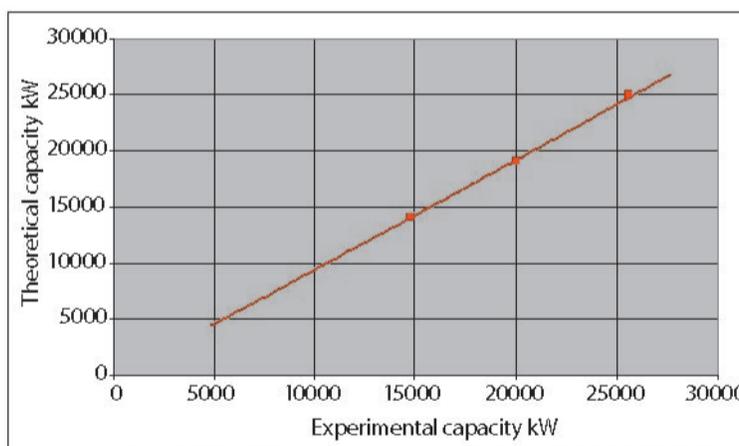


Figura 6 – Errori tra il dato sperimentale e quello di calcolo (potenza termica scambiata nelle condizioni di prova)

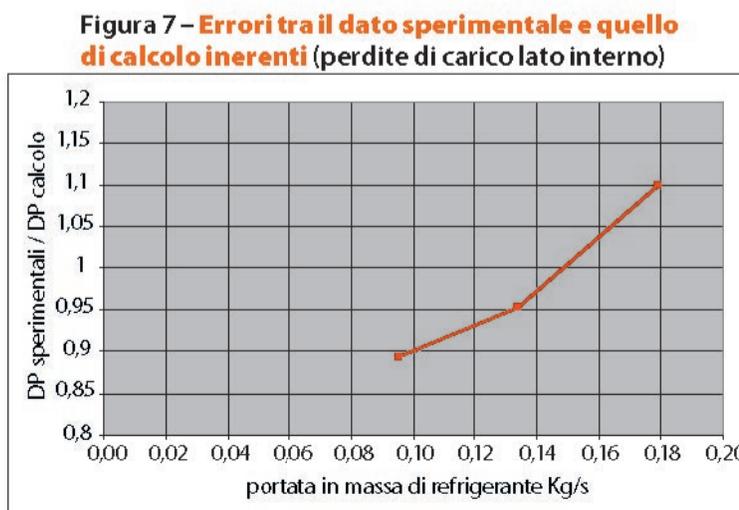


Figura 7 – Errori tra il dato sperimentale e quello di calcolo inerenti (perdite di carico lato interno)

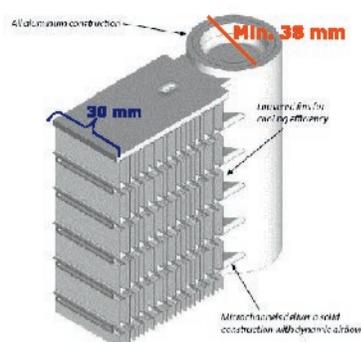


Figura 8 – Microchannel con configurazione a flusso parallelo

Il valore delle perdite di carico è comprensivo dei collettori di entrata e di uscita, in modo da calibrare anche tali componenti, fondamentali per la definizione della macchina stessa.

Anche in questo caso, si hanno scostamenti ampiamente inferiori al $\pm 20\%$.

La grande mole di dati sperimentali ha consentito di calibrare al meglio il codice di calcolo; questo prezioso strumento, utilizzato in progettazione e in area commerciale rappresenta il cuore strategico dell'azienda, in quanto raccoglie tutta l'esperienza termodinamica del gruppo Lu-Ve. Stimare le prestazioni delle nostre macchine entro valori del $\pm 3\%$ (potenza termica), ci consente di offrire alla clientela prestazioni estremamente precise ed ottimizzate per il loro impiego, nonché aiutare la progettazione a studiare e migliorare sempre di più i prodotti

Model	SHVN 19/0	Special 5mm tubes	Special multichannel
Capacity [kW]	19,6	20,2	19,5
Tube diameter [mm]	9,52	5,0	multichannel 30 x 2
Tubes volume [dm ³]	5,15	2,04	1,90
Header volume [dm ³]	0,36	0,36	0,91
Total coil internal volume [dm ³]	5,51	2,41	2,81
Header diameter [mm]	22	22	38
Internal volume difference	100%	43,6%	50,9%
Internal volume difference		100%	116,7%

Tabella 1 – Confronto tra condensatori ad aria con batterie differenti. Nella prima colonna ci sono i dati del condensatore SHVN 19 / 0 della gamma LU-VE, con geometria 25x21,65 mm e diametro tubo 9,52 mm. Nella seconda colonna vi è la soluzione con il nuovo Minichannel geometria 20 x 17,32 mm e tubo da 5 mm, nella terza colonna una soluzione con la configurazione Microchannel

CONFRONTO TRA SCAMBIATORI DI CALORE

Microchannel con configurazione a flusso parallelo

A causa della sua costruzione meccanica il Microchannel con configurazione a flusso parallelo deve avere i collettori piuttosto grandi, almeno abbastanza grandi per consentire al profilo di alluminio di entrare nel collettore stesso. Dalla nostra attività di ricerca il profilo di alluminio di 30 mm in profondità sembrerebbe essere un buon compromesso per ottenere da un condensatore una corretta performance; è quindi necessario un collettore con un diametro minimo di 38 mm. Questo è uno dei motivi principali per cui la tecnologia Microchannel ha ancora un volume interno più grande del necessario e la carica di refrigerante principale si trova nei collettori.

La Figura 8 mostra la configurazione del Microchannel dove la definizione del passo alette è piuttosto diversa da quella normalmente utilizzata per una batteria alettata. Infatti la definizione geometrica porta a considerare il passo alette come la distanza tra due elementi ripetitivi, nel nostro esempio le 2 onde (ex. passo alette = 2,6 mm); in realtà la distanza effettiva tra le

2 alette è la metà (1,3 mm nella foto), un valore molto più basso rispetto a quello che attualmente il mercato sta utilizzando per un condensatore ventilato (cioè tra 2,0 e 2,5 mm).

Confronto del volume interno

La Tabella 1 mostra un confronto fra tre possibili condensatori ad aria, con capacità simili, stesse aree frontali e stessi ventilatori (2 x Ø 350 mm 4 poli).

Per meglio evidenziare l'andamento del volume interno per le tre diverse configurazioni, viene indicato separatamente il volume interno dei tubi (o profili estrusi per il microchannel) e dei collettori. Il risultato del confronto mostra chiaramente che, utilizzando la tecnologia più moderna, è possibile ridurre fortemente la carica di refrigerante; inoltre grazie al diametro dei collettori più piccolo si ha un vantaggio per la nuova geometria Minichannel rispetto al Microchannel (16,7% di ulteriore riduzione).

Altri termini di confronto

Per fare una seria valutazione delle differenti tecnologie sono stati confrontati dei punti aggiuntivi, come indicato nella Tabella 2.

Tabella 2 – Confronto tra la nuova geometria batteria Minichannel e Microchannel

	new geometry Minichannel	Microchannel a flusso parallelo	Comment
Installation	+	-	Installer has to solder copper pipes as usual in both cases but MC has a joint Cu-AL rather fragile that can be damaged and repairing is difficult
Cost			Very much influenced by production lot, however till 50 pieces batch 5mm is surely competitive
Lifetime	+	??	No real experience on MC is available, tests on car can be used???
Flexibility	+	-	MC has very rigid production, difficult to provide special circuiting or enlarged coil. 5mm is very flexible as actual Cu/Al technology shows
Weight	~	~	Very similar values
Recycling	-	+	MC has advantage of mono-material construction
Dirt accumulation	+	-	MC has in reality 1,3mm fin spacing, dirt accumulation is much quicker
Cleaning	-	+	MC is stronger, cleaning is quicker and easier without damage risk

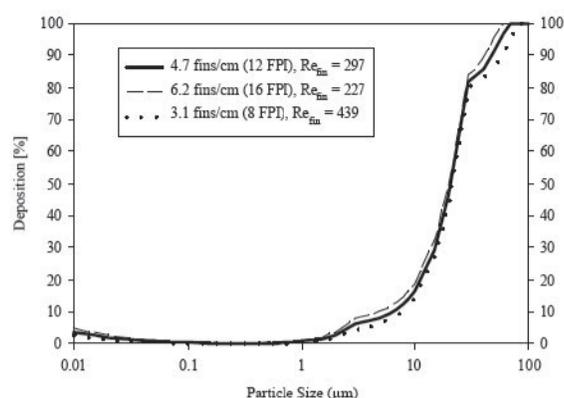


Figura 9 – Deposito di polveri in funzione del passo alette a una velocità dell'aria di 2 m/s

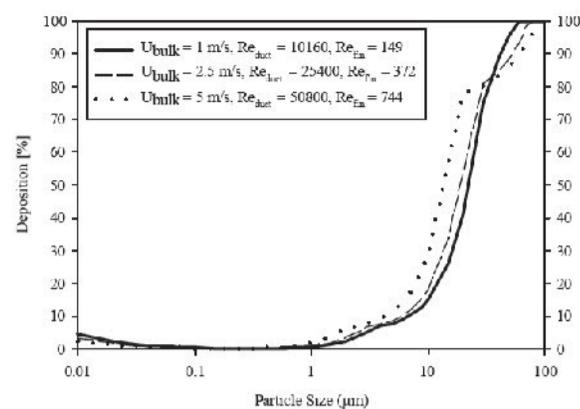


Figura 10 – Deposito di polveri in funzione della velocità dell'aria (o portata volumetrica che fluisce nello scambiatore)

SPORCAMENTO

Alette intagliate con diverso passo

Recenti studi internazionali dimostrano come sia abbastanza indipendente il deposito di polveri (dimensioni da 0,01 a 100 μm) in funzione del passo alette, mentre un peso maggiore lo ricopre la velocità dell'aria (Bulk Air Velocity). In particolare, si riporta il grafico di Figura 1, dove si evidenzia come, al variare della taglia delle particelle di polvere immesse nel flusso dell'aria che investe lo scambiatore di calore alla velocità di 2 m/s, non si hanno particolari differenze di deposito al variare del passo alette (passi analizzati: circa 1,6, 2,1, 3,2 mm). Le tre curve sono pressoché coincidenti (entro valori del $\pm 5\%$) [10].

Invece, il grafico di Figura 10, mostra una sensibile variazione del deposito di polveri al variare della velocità dell'aria (o portata volumetrica che fluisce nello scambiatore); in particolare, maggiore è la velocità, maggiore è il deposito di particelle (specialmente quelle con taglia da 1 a 50 μm). Questa analisi è stata condotta su uno scambiatore avente un passo tra le alette di circa 2,1 mm.

Il grafico di Figura 9 ha dimostrato che il deposito di particelle di polvere è quasi indipendente dal passo alette [10], ma l'influenza di tale deposito sulle prestazioni termiche non è chiaramente lo stesso. Infatti, per passi più ristretti, lo strato di polveri depositato (di altezza inferiore, in quanto più distribuito su una maggiore superficie di alette) implica un maggiore aumento delle perdite di carico lato aria e di conseguenza, un maggiore decadimento della portata d'aria (e quindi di potenza).

Altri studi eseguiti con metodi sperimentali e analitici sofisticati [11], utilizzando polveri standard ASHRAE, dimostrano che lo sporcamento di uno scambiatore a micro-canali a passo 1,3 mm con 135 g di polveri, presenta lo stesso decadimento di prestazioni in termini di coefficiente di scambio termico e perdite di carico, rispetto ad uno scambiatore tradizionale a passo 2,0 mm con 400 g di polveri. La soluzione con micro-canali comporta quindi un decadimento delle prestazioni molto più importante e di conseguenza un aumento degli interventi di manutenzione di circa 3 volte (400/135).

CONCLUSIONI

Il recente sviluppo della nuova geometria basata sulla tecnologia di rame alluminio è stato presentato e confrontato con la soluzione Microchannel in alluminio. Diversi sono i vantaggi della nuova proposta; in particolare appare il modo migliore per abbassare il volume interno e di conseguenza la carica di refrigerante, un tema che è sempre più richiesto al fine di garantire la sostenibilità ambientale di tutti i prodotti. ■

* Stefano Filippini, LU-VE Group

NOMENCLATURA

TEWI	Total Equivalent global Warming Impact
MC	Microchannel
Re	Numero di Reynolds
FPI	Fin per inch (passo alette)

BIBLIOGRAFIA

- [1] Wang CC, Recent progress on the air-side performance of Fin-tube Heat Exchangers, International Journal of Heat Exchanger 1524-5608/vol1 (2000), pp 49-76.
- [2] Lozza G., Merlo U. An experimental investigation of heat transfer and friction losses of interrupted and wavy fins for fin-and-tube heat exchangers. International Journal of Refrigeration 24 (2001) pp. 409-416
- [3] Patankar S.V. Numerical heat transfer and fluid flow, Mc Graw-Hill, New York, 1980.
- [4] Sunden B., Brebbia C.A., Advanced computational methods in heat transfer VII, Proceeding of the Seventh International conference on advanced computational methods in heat transfer, Halkidiki, Greece, April 22-24, 2002.
- [5] Kreith, F. (1975), Principi di trasmissione del calore, Liguori Editore.
- [6] Incropera, DeWitt (1996), Fundamentals of Heat & Mass Transfer, John Wiley & Sons.
- [7] Bejan A. (1980), Heat transfer, Wiley.
- [8] Ashrae Handbook (2008), HVAC Systems and equipment.
- [9] Colombo E., Macchi E., Merlo U., Strategy for innovation in heat exchanger design: computational approach combined with experimental tests leads to performance improvement. Summer Heat Transfer Conference – Westin St. Francis, San Francisco, CA, USA (2005)
- [10] J. Siegel, V.P. Carey: Fouling of HVAC fin and tube heat exchangers.
- [11] Ian H. Bell, Eckhard A. Groll: Air-side particulate fouling of microchannel heat exchangers: experimental comparison of air-side pressure drop and heat transfer with plate-fin heat exchanger.