

# UNA SOLUZIONE INNOVATIVA PER LA CESSIONE DI CALORE ALL'AMBIENTE

ENNIO MACCHI

*Dipartimento di Energetica – Facoltà di Ingegneria Industriale - Politecnico di Milano*

## RIASSUNTO

La memoria descrive i risultati teorici e sperimentali di un programma quadriennale di ricerca industriale cofinanziato dal Ministero dell'Istruzione, dell'Università e della Ricerca (MIUR) e dalla società Lu-Ve Contardo, di cui lo scrivente è stato responsabile scientifico. L'attività di ricerca ha consentito la nascita di una nuova linea di apparecchi di scambio termico dalle caratteristiche fortemente innovative, basato sul concetto "wet-and-dry". In sintesi, le idee guida che caratterizzano questa soluzione sono le seguenti: (i) gli apparecchi di scambio termico operano come "dry coolers" - o condensatori ad aria - quando la temperatura ambiente è sufficientemente bassa da consentire di cedere la potenza termica richiesta alle temperature di esercizio desiderate; (ii) quando la temperatura ambiente è troppo elevata, si potenzia la prestazione dell'apparecchio spruzzando, in quantità e con modalità opportune, acqua demineralizzata sulle superfici di scambio. La soluzione presenta significativi vantaggi ambientali ed energetici sia se confrontata alle soluzioni convenzionali basate sull'evaporazione di acqua ricircolata, quali le torri evaporative e i condensatori evaporativi (minimizza l'utilizzo dell'acqua limitandone l'impiego alle stagioni climatiche più calde, evita la presenza di bacini d'acqua di raccolta in cui possano verificarsi concentrazioni di impurità, non provoca pennacchi o trascinarsi di gocce, ecc.), sia se confrontata con le soluzioni "a secco", rispetto alle quali consente minori superfici di scambio, minori ingombri e consumi e, soprattutto, il raggiungimento di minori temperature di esercizio, con tutti i benefici energetici che queste comportano sulle prestazioni dei cicli inversi.

## 1 Premessa e scopo del lavoro

Moltissimi sono i processi in cui è necessario che un fluido ceda calore all'ambiente mediante uno scambiatore di calore a superficie: tutti i cicli chiusi di potenza per produzione di energia, i cicli inversi frigoriferi utilizzati nella climatizzazione e nell'industria frigorifera, innumerevoli processi industriali. L'utilizzo di acqua (di falda, di fiumi, laghi o mare), sia in ciclo aperto, sia in circuiti indiretti con torri evaporative, è sempre più difficoltoso, vuoi per motivi ambientali ben noti (e pienamente condivisibili), vuoi per la difficoltà oggettiva di reperire acqua in quantità sufficiente a costi accettabili.

Come noto, l'adozione dell'aria ambiente quale fluido di raffreddamento comporta molteplici vantaggi in termini di disponibilità e di impatto ambientale, ma non è esente da problemi. Infatti, se confrontata con l'acqua, l'aria ambiente ha molti difetti come fluido di scambio termico: ha bassa densità, basso calore specifico, bassa conducibilità termica. Nel dimensionare lo scambiatore di calore, occorre realizzare il miglior compromesso fra l'esigenza di limitare la velocità dell'aria, per contenere la potenza meccanica di ventilazione e la potenza sonora e quella di adottare superfici di scambio termico ed aree frontali troppo elevate. Inoltre, l'aria ambiente ha temperature fortemente variabili durante l'anno e, nella grande maggioranza delle applicazioni, si verifica una sostanziale contemporaneità dei picchi di potenza termica da dissipare e di temperatura di bulbo secco. Sono proprio queste condizioni estreme, che pur si verificheranno raramente nel ciclo di vita dell'apparecchio, a condizionarne il costo, il peso dei materiali che li compongono, l'ingombro (e quindi le aree destinate alla loro installazione e gli oneri di trasporto e montaggio), la potenza richiesta dai ventilatori, il rumore, il contenuto di fluido da refrigerare, ecc.

La possibilità di utilizzare, per periodi limitati, acqua per "potenziare" lo scambio termico è certamente assai attraente: in gran parte delle zone climatiche del pianeta, la temperatura di bulbo umido raggiunge valori assai meno elevati rispetto al bulbo secco. Indicativamente, la differenza fra i picchi di temperatura secco/umido è dell'ordine di 10 °C: un'enormità, se si considera che le differenze di temperatura fra cui operano questi apparecchi sono spesso di pochi gradi. L'idea non è certamente nuova: i "condensatori evaporativi" sono, con alterne fortune, presenti sul mercato da alcuni decenni. Si tratta peraltro in generale di apparecchi costosi, vuoi per la loro architettura, che prevede bacini di raccolta posti fra l'ingresso dell'aria e

le batterie di scambio, vuoi soprattutto perché richiedono superfici di scambio realizzate con componenti poco efficienti (tubi lisci), di elevato spessore, di materiali pregiati (acciaio inossidabile) o con rivestimenti costosi, compatibili con periodici lavaggi chimici. Sono inevitabilmente caratterizzati da grandi consumi d'acqua e da pratiche manutentive complesse (regolazione degli spurghi, aggiunta di additivi, ecc.). La ricerca presentata in questo lavoro si è posta l'obiettivo ambizioso di sviluppare una serie di prodotti innovativi in grado di coniugare i meriti degli apparecchi "dry" (superfici di scambio molto efficienti e poco costose, realizzate con nastri di alluminio di piccolo spessore, esigenze manutentive minime) con quelli degli apparecchi evaporativi (abbassamento delle temperature del fluido da refrigerare fino a valori prossimi alla temperatura di bulbo umido).

Gli elementi salienti adottati per centrare l'obiettivo sono riassumibili nei seguenti punti:

- Utilizzo di alettature di alluminio di piccolo spessore e ad elevata efficienza di scambio termico, sia a secco che a umido.
- Integrazione dell'apparecchio di scambio termico con un impianto di demineralizzazione dell'acqua, eventualmente dotato di una capacità di accumulo.
- Sistema di controllo interattivo che modula l'iniezione d'acqua in base alle condizioni operative, minimizzando il consumo di acqua, fino ad annullarlo automaticamente quando il funzionamento a secco è in grado di fornire la prestazione richiesta (situazione che si verificherà per gran parte dell'anno). In questa modalità, il sistema di regolazione minimizza il consumo energetico agendo sulla velocità di rotazione degli elettro-ventilatori.
- Metodologia di iniezione d'acqua "a perdere" (senza ricircolo): si punta, ed è certamente la parte più critica della ricerca, a soluzioni in grado di evaporare una frazione molto elevata dell'acqua iniettata all'interno della batteria di scambio termico, al fine di evitare la necessità di bacini di raccolta e di ricircoli.

Il risultato cui si punta è l'ottenimento di apparecchi più compatti e leggeri, di minor consumo energetico e più silenziosi, con minori esigenze di spazio di installazione e minore contenuto di fluido refrigerante. La tecnologia consente un range applicativo molto più ampio rispetto agli apparecchi "dry", essendo compatibile con la richiesta di temperature di ritorno del fluido

refrigerato inferiori ai valori oggi garantibili con apparecchi “dry”: ad esempio, i raffreddatori per frigoriferi ad assorbimento, i condensatori ad ammoniaca, i raffreddatori dell’acqua in ciclo chiuso degli impianti di generazione elettrica.

Nel presente lavoro, descriveremo i risultati salienti dell’attività di ricerca e sviluppo teorica e sperimentale condotta nell’ambito di un programma quadriennale di ricerca sponsorizzato dal Ministero dell’Istruzione e della Ricerca Italiano. Si discuteranno inoltre le potenzialità applicative della nuova serie di apparecchi.

## **2. ATTIVITÀ TEORICA A SUPPORTO DELLA RICERCA**

### **2.1. L’utilizzo di codici CFD per lo sviluppo di scambiatori “dry”**

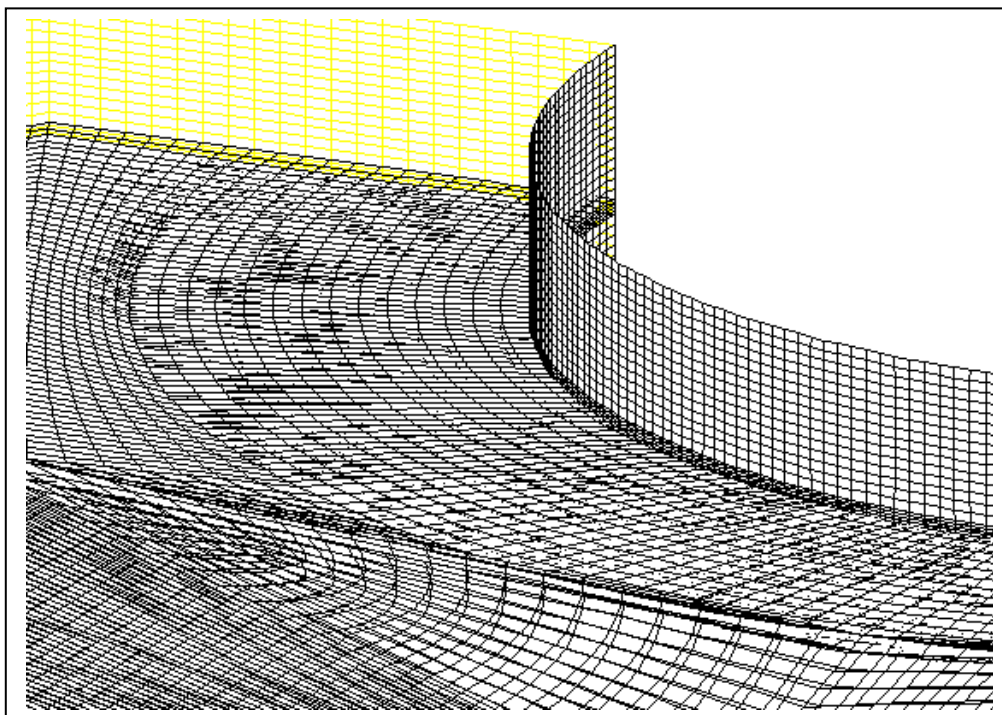
Grazie all’introduzione sul mercato di codici commerciali sempre più potenti, l’adozione delle tecniche CFD (Computational Fluid Dynamic) per lo studio dei processi termofluidodinamici negli scambiatori di calore è una realtà sempre più importante, non più limitata ai centri di ricerca universitari, ma progressivamente adottata dal mondo industriale per lo sviluppo di matrici di scambio più efficienti. Volendo descrivere in termini molto sintetici lo “stato dell’arte” raggiunto nella realtà industriale sede della presente ricerca dalla simulazione<sup>1</sup> dello scambio termico fra aria e matrice di scambio in condizioni “dry”, si possono affermare i seguenti punti:

- o Dopo una messa a punto molto laboriosa , che ha riguardato essenzialmente la scelta della griglia di calcolo (si veda in proposito la fig.1, che illustra un esempio di infittimento delle maglie di calcolo necessaria per simulare correttamente lo scambio termico in vicinanza dei collari), delle condizioni al contorno e dei modelli di turbolenza, oggi il codice CFD fornisce risultati sicuramente utili per la comprensione dei fenomeni di scambio termico, anche nell’analisi di geometrie caratterizzate da grande complessità, per la presenza di turbolenziature di varia tipologia.
- o La precisione ottenibile in termini di coefficienti globali di scambio e di perdite di carico (le informazioni di sintesi che interessano ai progettisti per condurre i processi di ot-

---

<sup>1</sup> Tutti i risultati di simulazioni CFD presentati nel lavoro sono stati ottenuti adottando il codice commerciale FLUENT.

timazione) è più che adeguata per condurre analisi comparative fra diverse soluzioni, anche se non sufficienti da non richiedere la conferma sperimentale<sup>2</sup>.



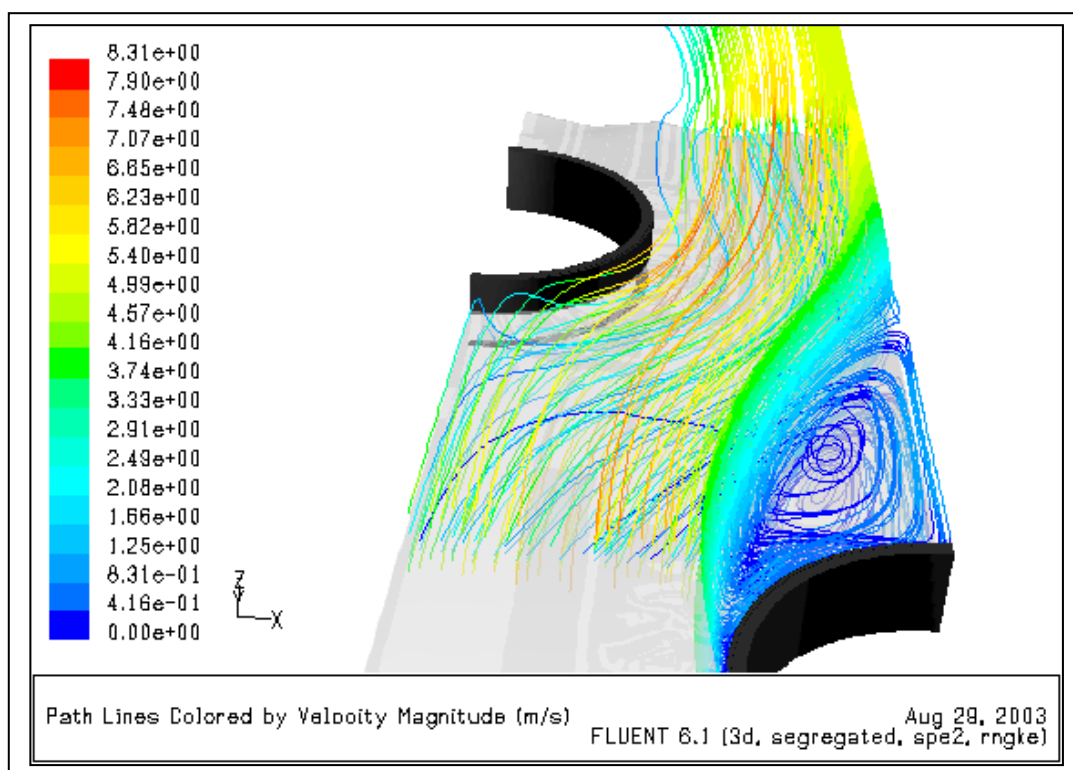
**Fig. 1** Particolare della magliatura di calcolo adottata per la simulazione dettagliata dei fenomeni di scambio termico in una matrice di scambio alettata. Il numero complessivo di nodi necessari per una buona accuratezza dei risultati è dell'ordine di 2.000.000.

- o In termini più espliciti, l'utilizzo del codice consente:
  - di avere una comprensione fisica dei fenomeni fluidodinamica e di scambio termico a livello microscopico (si vedano gli esempi rappresentati in **fig.2 e 3**), impossibile di fatto per via sperimentale ed estremamente utile per individuare le direttrici di sviluppo di nuove geometrie
  - di effettuare confronti coerenti e attendibili fra diverse geometrie di turbolenziatura (mentre le differenze fra dati teorici e sperimentali su un'identica batteria possono raggiungere a volte il 5%, la coerenza fra i dati teorici su diverse turbolenziature applicate alla stessa matrice di scambio è assai più soddisfacente)
  - di concentrare l'attività sperimentale (che richiede elevati costi e tempi di rea

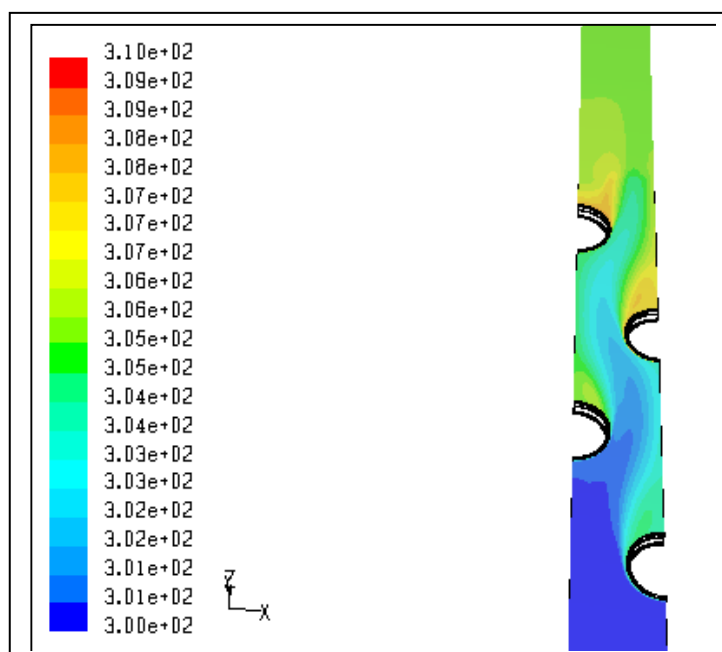
---

<sup>2</sup> Le apparecchiature sperimentali per il rilievo del coefficiente di scambio e delle perdite di carico di batterie presenti nei laboratori Lu-Ve garantiscono precisioni e ripetibilità dei risultati dell'ordine di 1-2%.

lizzazione di prototipi) su poche soluzioni, già ottimizzate in base alle simulazioni CFD.



**Fig. 2** Esempio di visualizzazione delle linee di flusso in un rango intermedio di una batteria di scambio; si può notare la zona di ricircoli presente a valle del collare.



**Fig.3** Distribuzione della temperatura di parete lungo una porzione d aletta di una batteria a quattro ranghi; si può notare la grande disuniformità di temperatura nella sezione di uscita

## **2.1. L'utilizzo del codice CFD per lo sviluppo degli apparecchi "wet-and-dry"**

La comprensione dei fenomeni di scambio termico per la soluzione "wet-and-dry" oggetto del presente lavoro è stata fortemente facilitata dall'attività di ricerca teorica svolta dal Dipartimento di Energetica del Politecnico di Milano [1] su contratto Lu-Ve. Riporteremo nel seguito una sintesi dei risultati ottenuti dalla ricerca.

In termini fisici generali, il caso studiato riguarda un campo di moto stazionario per una miscela di gas non isoterma e non reagente in condizioni di convezione forzata. Il fluido attraversa una porzione di scambiatore costituito da una batteria di 4 tubi con aletta trasversale. I tubi sono attraversati da acqua che si raffredda riscaldando l'aria. L'aria che fluisce nel dominio è schematizzata come una miscela di aria con vapor d'acqua. Per simulare la presenza di iniezione di acqua, è stato necessario attivare un'equazione aggiuntiva per il trasporto della specie acqua e la conseguente modellazione di una problematica multifase<sup>3</sup>. I bassi carichi (rapporto tra le portate volumetriche dell'acqua iniettata e dell'aria che fluisce) e l'iniezione con spray caratterizzati da diametri molto piccoli (da qualche micron a qualche decina di micron) rendono possibile adottare un modello semplificato per la trattazione del multifase. Si è pertanto adottato il modello "Discrete Phase", che consente di aggiungere una fase dispersa, trattata come un insieme di particelle sferiche che si muovono all'interno della fase continua, alla fase continua per la quale le equazioni di Navier-Stokes vengono risolte in tutto il dominio di calcolo. La traiettoria della *i*-ma particella, che compone la fase dispersa, è tracciata sulla base del bilancio delle forze agenti sulla stessa (scritte e risolte con un approccio Lagrangiano). La particella, una volta entrata nel dominio, subisce una storia evolutiva legata sostanzialmente al campo di moto della fase continua e alle caratteristiche termiche delle pareti che compongono il dominio attraversato dalla particella. Essa può comportarsi come un inerte (se la sua temperatura è tale da non innescare il fenomeno di evaporazione), oppure evaporare in toto o parzialmente a seconda dei campi termici e del tempo di residenza (legato alle velocità in gioco). La forzante del fenomeno è costituita dal gradiente di concentrazione che si genera sulla superficie della goccia e che avvia un fenomeno di trasferimento di massa verso la fase continua. L'assunzione principale del modello è quella di ipotizzare

---

<sup>3</sup> L'iniezione di acqua liquida demineralizzata avviene grazie a una serie di ugelli polverizzatori, disposti in modo da distribuire uniformemente il getto sulla sezione trasversale dello scambiatore.

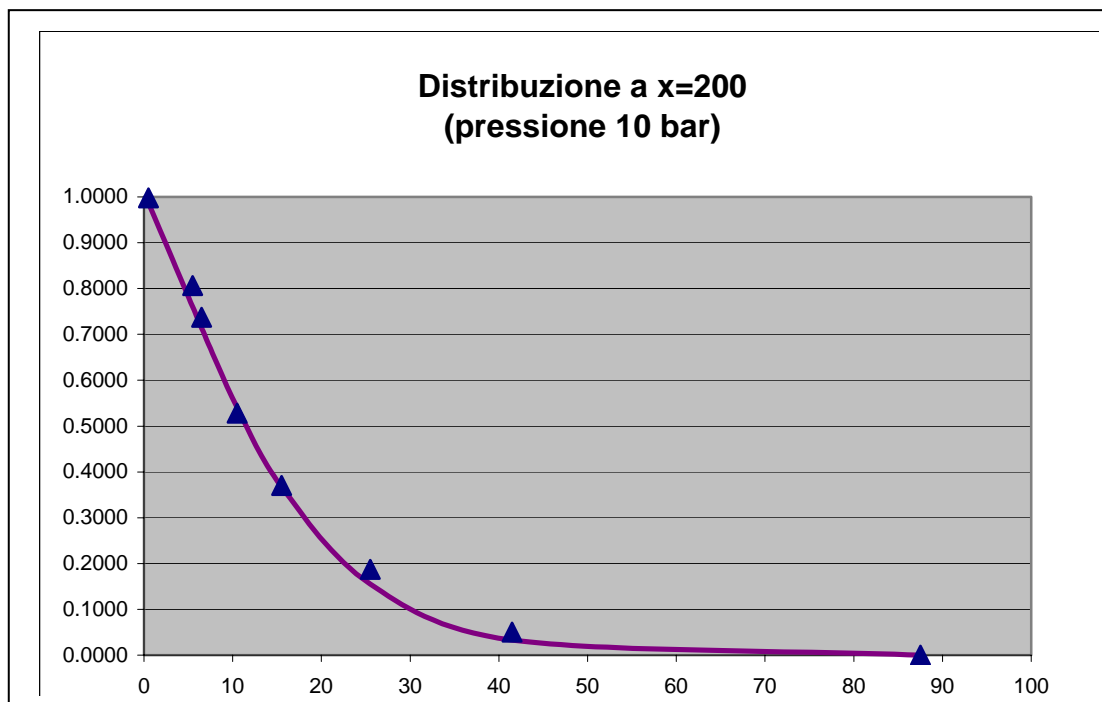
all'interfaccia liquido/gas una condizione di saturazione, che determina la concentrazione di vapor d'acqua in funzione della sola temperatura della particella. In accordo con la letteratura in materia, la condizione al contorno all'interfaccia gas/liquido, in un fenomeno che coinvolge il trasporto di massa della specie dal liquido alla miscela, richiede l'impostazione di una condizione di pressioni. La pressione di saturazione, alla temperatura dell'interfaccia liquida (temperatura della particella), deve essere uguale alla pressione parziale della stessa specie presente nella miscela alla temperatura dell'interfaccia stessa. Nell'evolversi del fenomeno di evaporazione, tipicamente endotermico, il calore di vaporizzazione richiesto viene fornito dall'aria presente nel dominio. La particella interrompe il processo di vaporizzazione quando la sua temperatura cade sotto il punto di rugiada. L'energia che la particella richiede per l'evaporazione mentre attraversa le singole celle di calcolo appare come un termine di pozzo nelle successive iterazione per l'equazione dell'energia della fase continua. A parità di altre condizioni, l'effetto complessivo dell'iniezione di acqua è pertanto un incremento del raffreddamento dell'aria e un conseguente aumento dello scambio termico per lo scambiatore analizzato.

Un punto cruciale per la descrizione del fenomeno è la caratterizzazione dello spray, in termini di distribuzione spaziale dei diametri delle gocce alla frontiera del dominio. Si è proceduto a una campagna di misure sperimentali presso il Laboratorio del CNR-IENI associato al Politecnico di Milano [2], che ha portato all'identificazione delle caratteristiche degli spray al variare della pressione di alimentazione dell'acqua. La distribuzione diametrica utilizzata, come si evince dalla **fig.4** ben riproduce un andamento alla Rossin-Ramler del tipo:

$$RR = e^{(-D / D_m)^n}$$

dove  $D$  rappresenta il generico diametro,  $D_m$  il diametro medio e  $n$  rappresenta un fattore di allargamento della distribuzione ("spread coefficient"). La curva analitica ottenuta in **fig.4**, interpolante i dati sperimentali, utilizza un diametro medio pari a  $15.5 \mu m$  e un coefficiente di allargamento  $n$  pari a 1.25. Le velocità delle gocce nella sezione di ingresso del dominio numerico risultano prossime a quelle dell'aria che trasporta le gocce. Per una limitazione legata alla parte di postprocessing del software, che ne impedisce la visualizzazione, si è preferito non utilizzare la distribuzione di Rossin-Ramler e pertanto si è ricorso ad una discretizzazione della portata di acqua entrante in 3 fasce rappresentative della distribuzione.





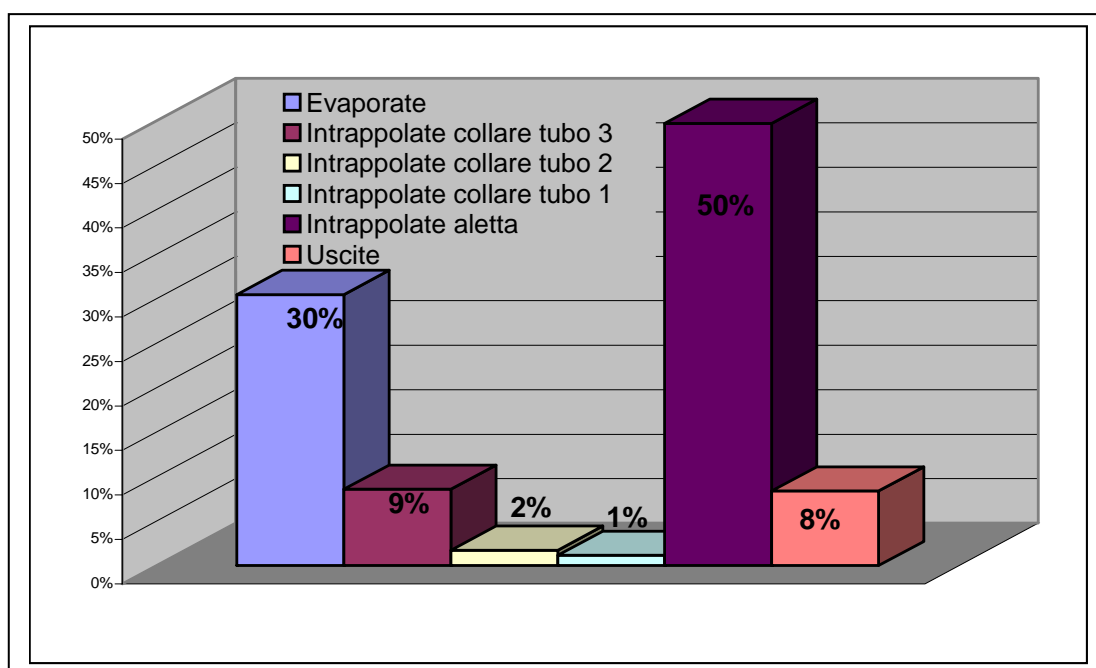
**Fig.4** Dati sperimentali e curva interpolante relativa alla distribuzione dei diametri delle gocce a valle di uno spray; i dati sperimentali sono stati ricavati con la metodologia laser[2].

Alla luce dei dati ottenuti con le prove di caratterizzazione [2], la portata è stata suddivisa come segue:

	Injection 1	Injection 2	Injection3
% massa di competenza	46	51	3
Massa (kg)	4.35e-8	7.25e-8	2.90e-8
Temperatura (K)	299	299	299
Diametro (μm)	3.5	15.5	56.5

Mentre le condizioni al contorno da imporre all'ingresso nel dominio (che corrisponde all'ingresso di velocità per la fase continua) e all'uscita dal dominio (che corrisponde alla frontiera di pressione statica definita per la fase continua) sono banali: una condizione di riflessione ('REFLECT') per la prima, che impone che le particelle che dovessero attraversare questa frontiera vengono riflesse all'interno del dominio, garantendone la non dispersione verso l'esterno e una condizione "ESCAPE" per cui le particelle sono libere di uscire dal dominio per la seconda, ben più problematica è la condizione da imporre per le gocce che impat-

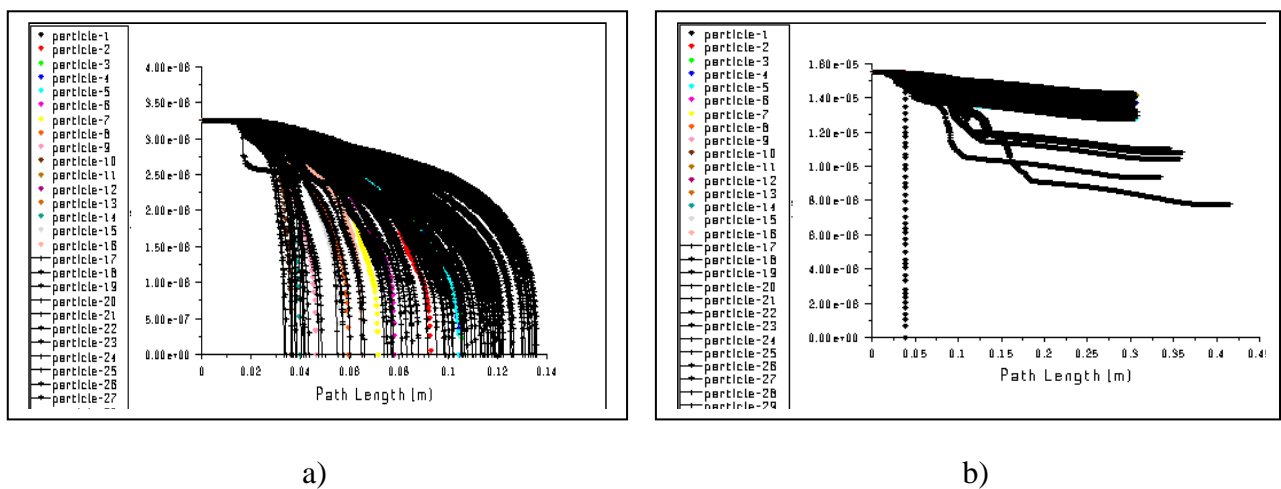
tano le pareti fisiche (alette e collari). La goccia d'acqua perde la propria identità sferica e si riduce ad un sottile film in prossimità della parete: gli effetti termici della parete calda diventano più influenti sullo strato sottile e l'acqua rimasta tende ad evaporare integralmente, contribuendo in maniera determinante allo scambio termico complessivo. Questo comportamento fisico risulta meglio descritto dalla condizione “TRAP”, che intrappola le particelle che impattano la parete, evaporandole integralmente nella cella interessata dall'impatto per fare ricomparire la massa che a queste compete nella fase continua come specie vapore. Il relativo calore latente di evaporazione compare invece come termine sorgente nell'equazione dell'energia nella cella di evaporazione.



**Fig. 5** Esempio della distribuzione statistica del destino di una popolazione di gocce iniettata in un apparecchio “wet-and-dry” risultante dai calcoli CFD: il 30% delle gocce evapora nell'aria, il 50% impatta sulla superficie delle alette ed evapora a contatto con la superficie delle alette, il 9% impatta sui collari del terzo rango (la simulazione è relativa a una batteria a quattro ranghi). Solo l'8% esce dalla batteria trascinata dall'aria senza fornire un contributo utile allo scambio termico.

In termini di tipologia di presentazione dei risultati ottenuti, può essere utile riportare la fig. 5, che mostra la storia subita dalle gocce iniettate durante il processo di attraversamento della batteria. Le percentuali di acqua evaporata sono il risultato dalla diversa evoluzione dei

diametri delle gocce conseguente al loro diametro iniziale: la situazione può essere meglio compresa esaminando le fig. 6 a), b) e c) che si riferiscono alle diverse tipologie di gocce indicate nella precedente tabella. Mentre nel primo caso (gocce di piccolo diametro) si ha un'evaporazione totale, nel secondo (gocce di diametro intermedio) l'evaporazione è parziale, ma si ha una significativa frazione di gocce che impattano sulle superfici e infine nel terzo (gocce di grande diametro, peraltro presenti in numero trascurabile) l'evaporazione è quasi inesistente.



**Fig. 6** Evoluzione dei diametri delle gocce per la popolazione di gocce “piccole” (a) e medie (b). Nel caso a) tutte le gocce riescono a evaporare durante l'attraversamento della batteria, mentre nel caso b) le gocce evaporano solo parzialmente durante l'attraversamento della batteria, ma un gran numero di esse impatta con la superficie di scambio e successivamente evapora.

### 3. ATTIVITÀ SPERIMENTALE A SUPPORTO DELLA RICERCA

In parallelo con l'attività di ricerca teorica sopra riassunta, si è svolta un'intensa campagna di prove sperimentali, tutte effettuate, ad eccezione della caratterizzazione degli spray via laser, presso i laboratori aziendali. In sintesi, si sono effettuate le seguenti campagne di prova:

- o Una prima serie preliminare di prove [3], effettuata dopo opportune modifiche (vedi fig.7), nel wind tunnel di prova delle batterie di scambio, ha indagato il comportamento di ugelli nebulizzatori di varia tipologia e l'effetto dello spray su diverse matrici di scambio termico, variando le condizioni operative (temperatura e umidità dell'aria, temperature e portate dell'acqua da refrigerare).



**Fig. 7** Il tunnel aerodinamico come si presentava al termine delle modifiche apportate per la sperimentazione. Si notano: sulla sinistra, la sezione di riscaldamento dell'aria con Variac e quella di umidificazione tramite vapore; nella parte centrale dell'impianto, il "modulo di umidificazione".

- o Una campagna di prove è stata condotta sui fenomeni corrosivi e/o erosivi su alette di alluminio causati da acqua evaporante, con diverse tipologie di vernici protettive e diverse "qualità" dell'acqua iniettata. I risultati delle prove di lungo termine dimostrano chiaramente come con un'appropriata demineralizzazione dell'acqua (quale quella ottenibile da un impianto di osmosi inversa con adeguate sezioni di pre-e post-trattamento si evita totalmente il formarsi di depositi o di fenomeni corrosivi
- o Una lunga campagna di prova su unità di demineralizzazione d'acqua commerciali, per verificarne l'affidabilità nel tempo e determinare le necessarie integrazioni/modifiche di sistema per rendere l'unità di demineralizzazione pienamente compatibile con l'applicazione studiata. Tali studi sono stati svolti in stretta collaborazione con la Società Cillicemie e ha portato all'individuazione delle modalità ottimali della sezione di pre-trattamento di antincrostante (che svolge anche un'efficace azione biocida e

consente di depurare l'acqua dalle sostanze organiche) e della sezione di post-trattamento, che agisce come filmante, impedendo che l'acqua ottenuta possa risultare corrosiva nei confronti dei componenti a valle dell'osmosi. Sia il pre-, sia il post-trattamento vengono attivati con pompe a membrana. La campagna di prove è risultata molto utile per individuare tutte le sicurezze, gli automatismi e gli allarmi di cui deve essere dotato l'impianto per operare con piena affidabilità in un'applicazione commerciale.

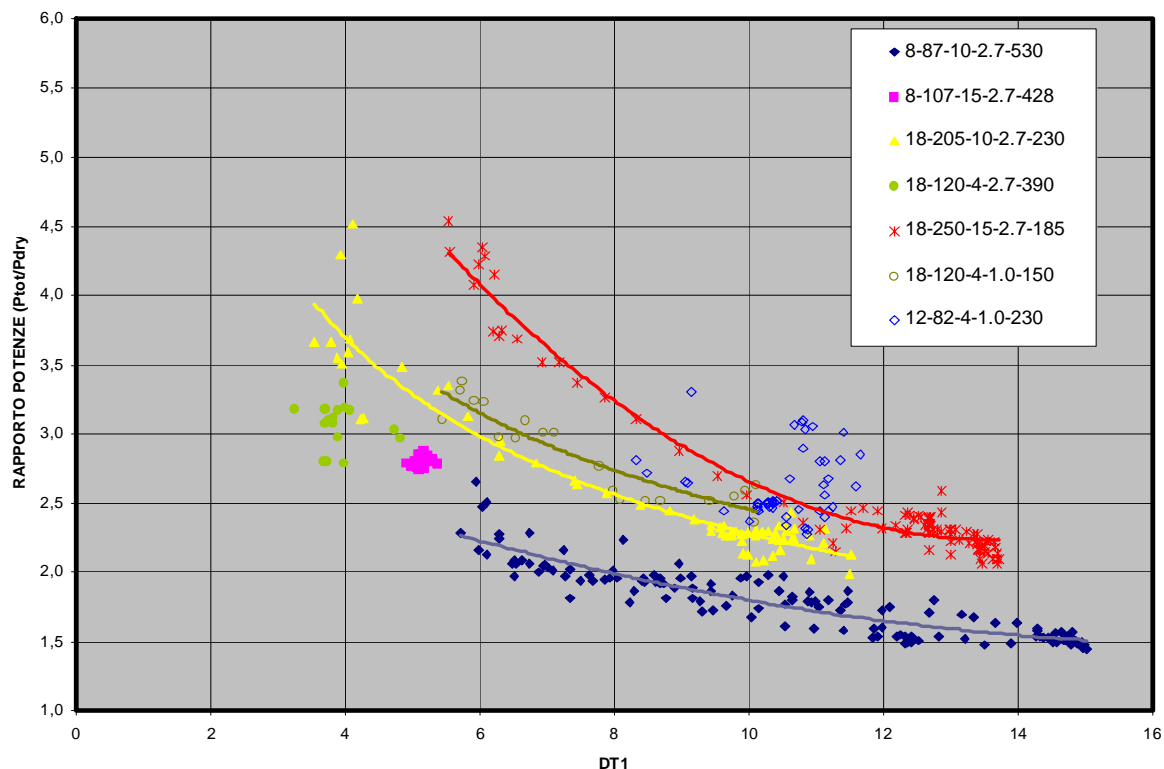
A valle di tutte queste attività di studio preliminari, si è attrezzato un banco prova outdoor (fig.8) per condurre prove in scala reale, in tutto il range di condizioni applicative di interesse.



**Fig.8 :** *Il banco prova outdoor utilizzato per la prima campagna di prove*

L'idea di base è stata l'attrezzatura di un banco capace di effettuare una gran numero di prove, rivolte sia (i) ad ottimizzare il progetto (numero, tipologia, disposizione e pressione di alimentazione degli ugelli, portata dell'acqua da iniettare, caratteristiche degli scambiatori, modalità di controllo, ecc.), sia (ii) ad acquisire dati prestazionali nell'intero range di condizione operative, sia (iii) ad affinare la logica e a mettere a punto la metodologia di controllo, sia infine (iv) ad accumulare esperienza operativa su un impianto che riproduce di fatto una situazione simile a quella reale in campo. Poiché l'apparecchio su cui si punta, almeno in una prima fase di introduzione commerciale del prodotto, ha geometria simmetrica con una disposizione a V, è risultato utile predisporre il banco per operare in parallelo, con una metà dell'apparecchio in condizioni "dry" e con l'altra metà in condizioni "wet", così da disporre di

un data base coerente delle effettivi miglioramenti in termini di prestazioni attribuibili all'iniezione di acqua.



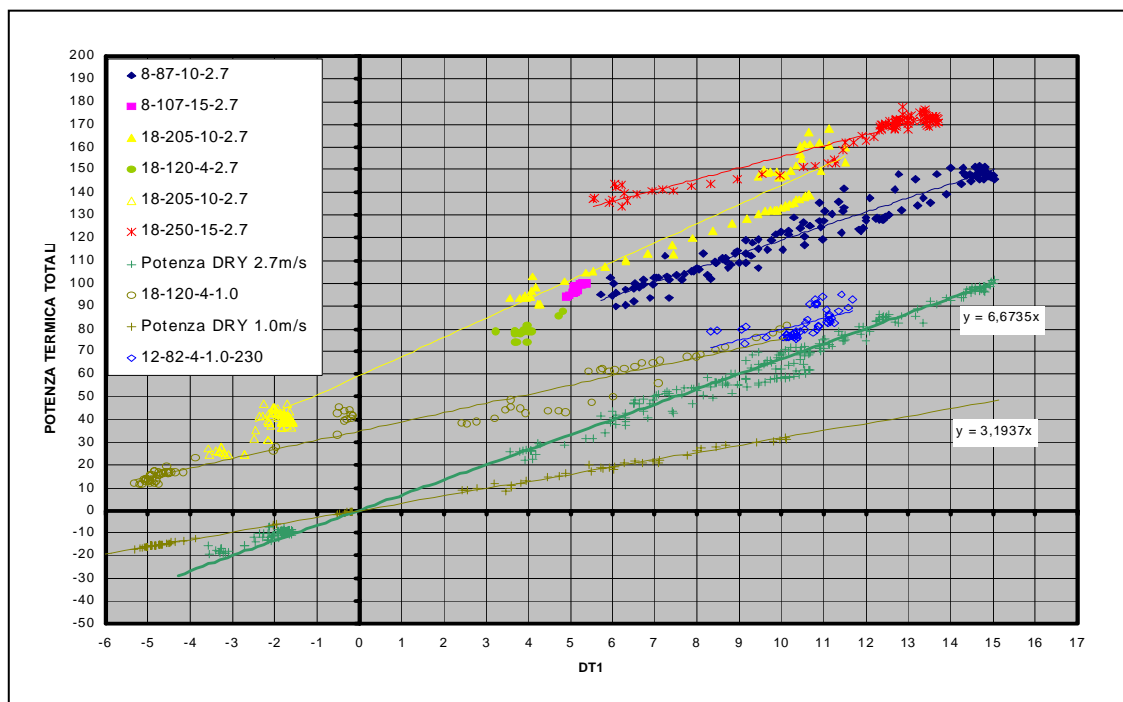
**Fig.9 a)** Incremento di potenza (espresso come rapporto fra la potenza totale e quella a secco) ottenuto grazie all'iniezione di acqua al variare di  $\Delta T_1$  (differenza fra la temperatura di bulbo secco dell'aria e la temperatura di ingresso dell'acqua da raffreddare) Le linee che correlano i dati sperimentali si riferiscono a prove effettuate con diverse portate d'acqua iniettata e con diverse portate di aria.

La grande massa di dati sperimentali accumulati in circa due anni di esercizio (si veda a titolo di esempio le fig. 9a), b) e c), che riassumono i risultati di una campagna di prove) del banco ha consentito di verificare la validità tecnica della soluzione proposta, e di ricavare una serie di correlazioni utili per la selezione degli apparecchi nell'intero range di possibili applicazioni<sup>4</sup>. Un esame dei dati della fig.9a) evidenzia come, al diminuire della differenza di temperatura fra fluido da refrigerare ed aria ambiente aumenti percentualmente il contributo fornito dall'iniezione d'acqua. I dati di fig. 9b) dimostrano la possibilità di ottenere significative

<sup>4</sup> Le correlazioni utilizzate per simulare le prestazioni degli apparecchi "wet-and-dry" al variare delle condizioni operative (temperatura e umidità dell'aria ambiente, temperature e portate del fluido da refrigerare, portate d'acqua iniettata, velocità dell'aria) sono proprietà intellettuale di Lu-Ve, che ha sviluppato un opportuno sof-



potenze di raffreddamento anche a temperature di ingresso del fluido da raffreddare inferiori all'aria ambiente. Infine i dati relativi alla figura 9c) indicano come il meccanismo di scambio termico (e quindi il contributo alla potenza scambiata) sia governato dalla temperatura di bulbo umido dell'aria entrante: all'aumentare della differenza di temperatura, aumenta l'efficacia dello scambio termico, e quindi diminuisce il consumo specifico di acqua.

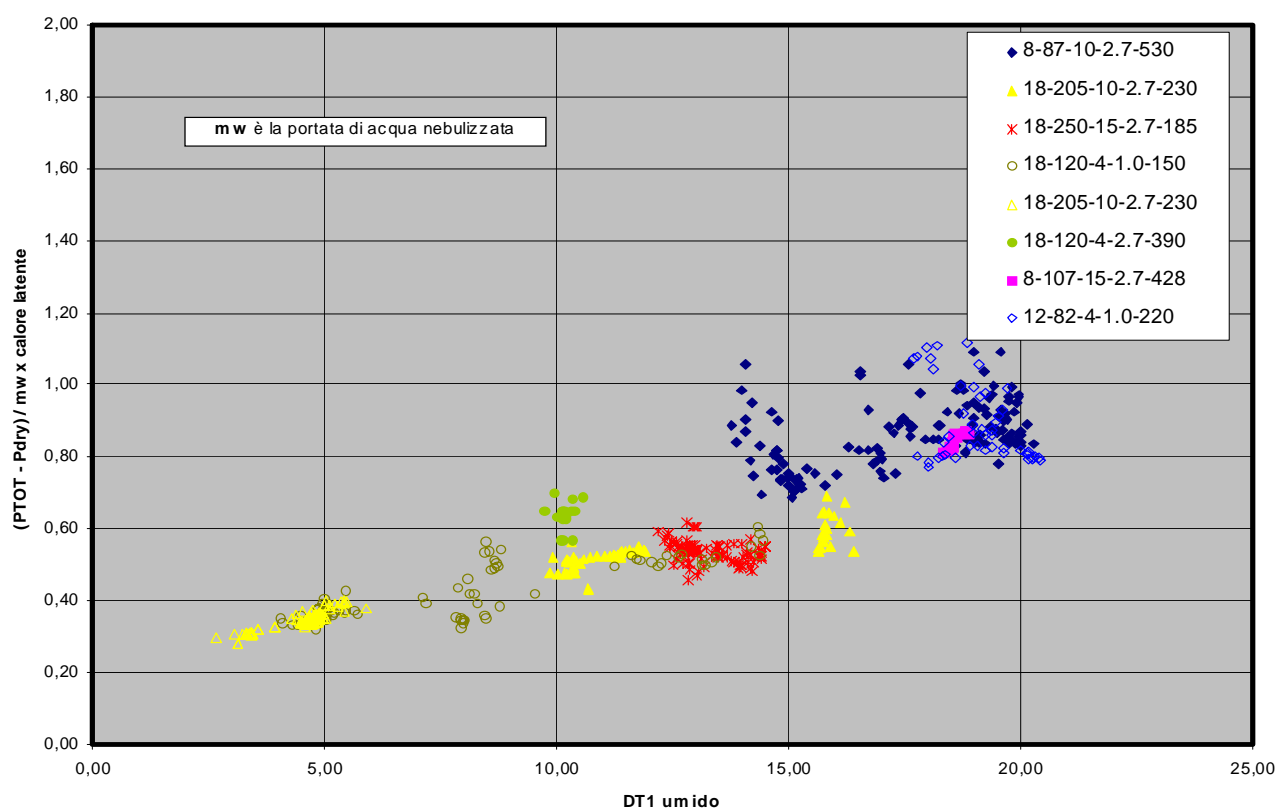


**Fig. 9 b)** *Variazione della potenza termica totale dell'apparecchio al variare della temperatura del parametro. Le due rette inferiori interpolano i dati sperimentali relativi alle prove a secco per due diverse velocità dell'aria (e, come ovvio, indicano potenze nulle a  $\Delta T_1=0$ , mentre le curve superiori si riferiscono a prove ottenute con diverse portate di iniezione d'acqua. I dati sperimentali si estendono a  $\Delta T_1 < 0$ , indicando come sia possibile ottenere potenze positive anche dovendo raffreddare un fluido a temperature inferiori all'aria ambiente.*

I risultati ottenuti consentono all'Azienda di progettare su solide basi conoscitive una nuova linea di produzione di apparecchi "wet-and-dry", fortemente innovativa, sia in termini di esperienza aziendale (ad oggi, tutta la produzione aziendale è rivolta a "componenti" che utilizzano esclusivamente aria dal lato alette, mentre qui si tratta di "sistemi" complessi, con un flusso aria/acqua di raffreddamento), sia in termini di concorrenza internazionale (non esi-

ware, in grado di elaborare, s richieste di offerta specifiche, studi accurati.

stano sistemi simili sul mercato).



**Fig. 9 c)** Variazione del contributo alla potenza termica complessiva dell'acqua iniettata (espresso come rapporto fra l'incremento di potenza e la potenza termica relativa alla completa evaporazione dell'acqua iniettata) al variare della differenza fra la temperatura dell'acqua entrante e la temperatura di bulbo umido.

#### 4. SETTORI APPLICATIVI IN CUI L'UTILIZZO DEGLI APPARECCHI "WET-AND-DRY" È PARTICOLARMENTE ATTRAENTE

Le potenzialità offerte dall'aggiunta di un sistema "wet" ai convenzionali scambiatori ad aria (siano essi condensatori o raffreddatori di liquido non fa, almeno in linea di principio, una gran differenza) sono molteplici e possono essere "giocate" in diversi modi, che rientrano in due grandi categorie: (i) aumento della potenza specifica ( $P/DT1^5$ ) dell'apparecchio a pari condizioni operative e (ii) possibilità di ottenere temperature inferiori del fluido refrigerato. Esaminiamo le prospettive offerte dalle due diverse ottiche:

<sup>5</sup> DT1 è definito come la differenza di temperatura fra l'aria entrante nello scambiatore e la temperatura di con-



#### **4.1 Aumento della potenza specifica ( $P/DT1$ ) dell'apparecchio a pari condizioni operative (termine di confronto: apparecchio "dry")**

A parità di superficie di scambio – e quindi di ingombri, di pesi, numero e tipo di ventilatori, ecc. - e di condizioni operative - temperature dell'aria, temperatura/e del fluido da raffreddare - la potenza specifica che l'apparecchio è in grado di scambiare subisce un forte incremento, che dipende da diversi parametri, i più importanti dei quali sono  $DT1$  e la velocità dell'aria. A titolo di esempio, si consideri un tipico risultato dei test ottenuti (fig.10 a): a pari temperatura dell'aria e  $DT1$  (ad esempio,  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), l'apparecchio wet-and-dry consente un incremento della potenza specifica pari a circa il 250%. Significa che a parità di potenza nominale, lo spazio occupato, il consumo e il rumore di ventilatori, il peso e l'ingombro dello scambiatore si riduce di un fattore pari a 2.5 volte maggiore. Considerando che i costi aggiuntivi complessivi relativi al sistema dell'acqua demineralizzata (comprensivi del demineralizzatore a osmosi inversa, delle sezioni di pre e post-trattamento, del piping, dei serbatoi, delle pompe e degli iniettori) sono, per apparecchi di taglia significativa, sensibilmente inferiori al costo dell'apparecchio, si ottiene una sensibile riduzione del costo di investimento complessivo. Per quanto attiene il confronto relativo ai consumi energetici, essi sono sensibilmente (circa 2.5 volte) inferiori alle condizioni nominali, e rimangono inferiori in un vasto campo di condizioni operative. I costi relativi al consumo d'acqua sono fortemente influenzati dal costo unitario dell'acqua e dalle condizioni ambientali. Nelle condizioni nominali (ove il consumo di acqua è massimo), la resa termica dell'acqua iniettata è circa pari a  $0.5\text{ kWh/kg}$ : con un costo dell'acqua pari a  $2\text{ m€kg}$ , il costo imputabile all'acqua per kWh termico asportato è pari a circa  $4\text{ m€kWh termico}$ . Nelle stesse condizioni, il risparmio energetico relativo agli elettroventilatori conseguibile con la soluzione wet-and-dry, ipotizzando un costo unitario dell'energia elettrica pari a  $0.1\text{ €kWh}$ , è circa pari a  $4.3\text{ m€kWh}$ . In altri termini, per i costi unitari ipotizzati ( $2\text{ €mc}$  per l'acqua,  $0.1\text{ €kWh}$  per l'elettricità), i costi di esercizio delle due soluzioni, in condizioni nominali, sono simili. L'esempio, già nettamente favorevole in termini economici per  $\Delta T1=10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , è ancora più favorevole quando si considerano valori di  $\Delta T1$  ancora inferiori, che comportano (fig. 10 a) incrementi di prestazione più elevati. Come noto, per tutte le applicazioni di condizionamento e frigorifere, temperature inferiori dell'acqua (o

---

densazione (per i raffreddatori di liquido, la temperatura del liquido all'ingresso dell'apparecchio).

di condensazione, nel caso dei condensatori) sono naturalmente preferibili da un punto di vista energetico, perché consentono di diminuire il rapporto di compressione e la potenza del compressore. Tale riduzione di potenza è molto significativa, e rende di solito razionale la scelta di bassi  $\Delta T_1$  di progetto (in altri termini, è meglio spendere di più per il condensatore/dry cooler, per risparmiare nei costi energetici di gestione).

In definitiva, le situazioni più interessanti in cui gli apparecchi wet-and-dry sono candidati a sostituire gli apparecchi “dry” sono:

- a) tutti i casi in cui vi è problema di spazio (foot print), *(un problema molto sentito in un gran numero di applicazioni, in particolare nei supermercati)*
- b) tutti i casi in cui è disponibile un sistema di acqua demineralizzata *(in questo caso il confronto economico è schiacciante, perché gli investimenti aggiuntivi, limitati al solo sistema di nebulizzatori, sono modesti)*
- c) apparecchi di grande taglia (o insieme di apparecchi con potenzialità complessiva elevata) *(il costo specifico di investimento del sistema di demineralizzazione è fortemente decrescente con la taglia, diversamente da quanto avviene per gli scambiatori di calore)*
- d) applicazioni ove si punti a COP elevati grazie a una riduzione della temperatura di condensazione.

#### **4.2 Possibilità di ottenere temperature inferiori del fluido refrigerato (termine di confronto: apparecchi evaporativi)**

La soluzione wet-and-dry consente di operare a  $\Delta T_1$  molto bassi, fino a raggiungere temperature anche inferiori a quelle ambiente ( $\Delta T_1 < 0$ ). Si apre in questo campo un confronto diretto con le torri evaporative, con una serie di vantaggi importanti a favore della soluzione qui esaminata:

- La soluzione è ecologicamente preferibile, vuoi per l'assenza di bacini d'acqua stagnante, sempre meno graditi a causa dei pericoli sanitari – legionella, ecc. – che essi comportano, vuoi per l'assenza di pennacchi e di trascinamenti di gocce.
- Su base annua, vengono drasticamente ridotti i consumi d'acqua, poiché per molte ore all'anno l'apparecchio opera in condizioni “dry”.

In termini di consumi specifici di acqua, va ricordato che il contributo termico specifico (kJ/kg di acqua evaporata) dell'acqua evaporata è sostanzialmente simile per ogni soluzione. Mentre però negli apparecchi evaporativi la quasi totalità della potenza termica è ottenuta

dall'evaporazione dell'acqua, in quelli wet-and-dry il contributo dello scambio termico con l'aria è significativo, e cresce al diminuire della temperatura ambiente. La portata d'acqua richiesta varia al variare delle condizioni climatiche del sito di installazione e dell'andamento temporale della potenza termica da smaltire, fino ad annullarsi quando la temperatura ambiente e/o la potenza termica diminuisce sotto una certa soglia. Molto spesso, il consumo d'acqua su base annuale incide in misura molto modesta sui costi operativi complessivi

In definitiva, la soluzione wet-and-dry consente di ottenere basse temperature del fluido da raffreddare, mantenendo consumi, costi, ingombri entro limiti ragionevoli. Tale possibilità è particolarmente utile:

- 1) Ogni volta che si esaminano correttamente i costi operativi di un impianto frigorifero
- 2) Ogni volta che sono imposte temperature del fluido da raffreddare basse (tipicamente, nei nostri climi temperature uguali o inferiori a 40°C: è il caso dei frigoriferi ad assorbimento, degli impianti ad ammoniaca e di moltissime applicazioni industriali ed energetiche)

Oltre alle soluzioni già messe a punto, che prevedono batterie di scambio rame/alluminio, si aprono applicazioni di grande interesse: in particolare, appare molto promettente la possibilità di adottare il sistema sviluppato "wet-and-dry" con matrici di scambio fatte da tubi di acciaio inox/e alette di alluminio per condensatori di ammoniaca, anche in questo caso eliminando la necessità di torri evaporative e consentendo grandi risparmi energetici. E' infine allo studio la possibilità di adottare un sistema "wet-and-dry" per apparecchi ad anidride carbonica, ottenendo fondamentali vantaggi in termini di risparmio energetico per circuiti frigoriferi che utilizzano tale fluido di lavoro.