

SVILUPPO DI ALETTATURE AD ELEVATE PRESTAZIONI PER SCAMBIATORI DI CALORE
AD ALETTA CONTINUA

Giovanni Lozza
Dip. Ingegneria Idraulica e Ambientale - Università di Pavia
Via Abbiategrasso 213 - 27100 PAVIA - Tel. 0382/391300

Sommario

La memoria discute i risultati di una indagine sperimentale su alette continue, di diverse geometrie e con diversi concetti di turbolenziatura del flusso. Alla descrizione dell' apparato di prova, segue un esame critico delle prestazioni ottenute, sia in termini di capacità di scambio termico che di perdite di pressione. Tali prestazioni sono anche esaminate alla luce della compattezza e dell' economicità dello scambiatore.

Nomenclatura

A_c	- sezione contratta del passaggio fluido esterno	m^2
A_f	- sezione frontale della batteria	m^2
c	- costo specifico dei materiali	f/m^3
c_p	- calore specifico del fluido esterno	$J/kg/K$
D_h	- diametro idraulico, $4 \cdot A_c \cdot I_r / S_e$	m
f	- coefficiente di attrito (eq.5)	
F	- fattore di correzione per flussi non in controcorrente	
GA	- fattore di merito di superficie, j/f	
GC	- fattore di merito economico (eq.8)	$W/K/m^3$
GV	- fattore di merito di volume (eq.6)	$W/K/m^3$
h_e	- coefficiente di scambio fluido esterno/aletta, riferito a S_e	$W/K/m^2$
h_f	- coefficiente di scambio lato esterno (fluido esterno/superficie interna del tubo - eq.2), riferito a S_i	$W/K/m^2$
h_i	- coefficiente di scambio lato interno, riferito a S_i	$W/K/m^2$
I_r	- passo tra i ranghi	m
I_t	- passo tra i tubi	m
j	- fattore di Colburn (eq.4)	
k	- conducibilità termica del fluido esterno	$W/m/K$
$LMTD$	- differenza di temperatura media logaritmica	K
Nu	- numero di Nusselt, $h_e \cdot D_h / k$	
P	- passo delle alette	m
P	- potenza termica dello scambiatore	W
PP	- potenza ideale di ventilazione specifica al volume (eq.7)	W/m^3
Pr	- numero di Prandtl del fluido esterno	
Re	- numero di Reynolds, $\rho \cdot v_c \cdot D_h / \mu$	
s	- spessore dell' aletta	
S_e	- superficie esterna (aletta+collare)	m^2
S_i	- superficie interna (tubo)	m^2
U_i	- coefficiente globale di scambio, riferito a S_i	$W/K/m^2$
v_c	- velocità fluido esterno, nella sezione contratta	m/s
v_f	- velocità fluido esterno, nella sezione frontale	m/s
V	- volume della batteria, m^3	

V_{me}	=	volume di materiale impiegato equivalente (eq.9)	
β	=	densità di superficie, S_e/V	m^3
Δp_a	=	perdita di carico lato alette	m^2/m^3
ϵ	=	efficienza d' aletta	Pa
ϕ_i	=	diametro interno del tubo dopo mandrinatura	
μ	=	viscosità dinamica del fluido esterno	m
ρ	=	densità del fluido esterno	Pa·s
σ	=	rapporto di superfici esterna/interna, S_e/S_i	kg/m^3

1. INTRODUZIONE

Gli scambiatori di calore a batteria di alette continue hanno una grandissima diffusione nel settore del trattamento dell'aria (condizionamento, refrigerazione, riscaldamento, etc.). Le caratteristiche che ne hanno determinato il successo sono:

- una elevata densità di superficie (anche oltre $800 m^2/m^3$) e la possibilità di ottenere un corretto rapporto di superfici σ per bilanciare la resistenza termica interna ed esterna;
- la semplicità costruttiva e la possibilità di produzione in serie, con un buon livello di automazione, che consente un costo molto competitivo: ad esempio, il loro costo specifico alla superficie è di almeno un ordine di grandezza inferiore a quello degli scambiatori shell-and-tube.

Tuttavia, le prestazioni termiche delle batterie ad aletta continua sono ancora suscettibili di notevoli miglioramenti, impiegando superfici "specializzate", ovvero ad alte prestazioni di scambio termico rispetto ai volumi di materiale impiegati. Relativamente alla superficie esterna (a contatto con l'aria) si possono ottenere sostanziali incrementi di prestazioni se in luogo di alette piane si utilizzano alette "turbolenziate", con opportune discontinuità. Le soluzioni adottate (o proponibili) sono numerose, in base a ondulature o intagli di diversa geometria. L'analisi delle loro prestazioni (coefficienti di scambio, efficienza d' aletta, perdite di carico) è necessariamente sperimentale, vista l'impossibilità attuale di risolvere il complesso campo di moto e il problema dello scambio convettivo per via numerica.

La presente memoria descrive una serie di indagini sperimentali condotte nei laboratori della società Lu-Ve Contardo (una delle maggiori aziende europee del settore) su alette di vario tipo, caratterizzate da diverse geometrie di base e da diversi disegni di turbolenziatura. Lo scopo di questa indagine, oltre alle sue ovvie ricadute nella produzione industriale, è di discutere le prestazioni dei vari tipi di alettature e la loro "bontà", sia dal punto di vista teorico-scientifico, che da quello applicativo-economico, fornendo agli operatori del settore un'indicazione precisa e attendibile degli incrementi di prestazioni ottenibili dalle geometrie "avanzate", già presenti o di prossima introduzione nel mercato.

2. DESCRIZIONE DELL' APPARATO SPERIMENTALE

La rilevazione delle prestazioni di una geometria di alettato avviene per mezzo di un tunnel ad aria, installato presso la Lu-Ve Contardo, in cui si misura la potenza termica e le perdite di pressione di una batteria di prova.

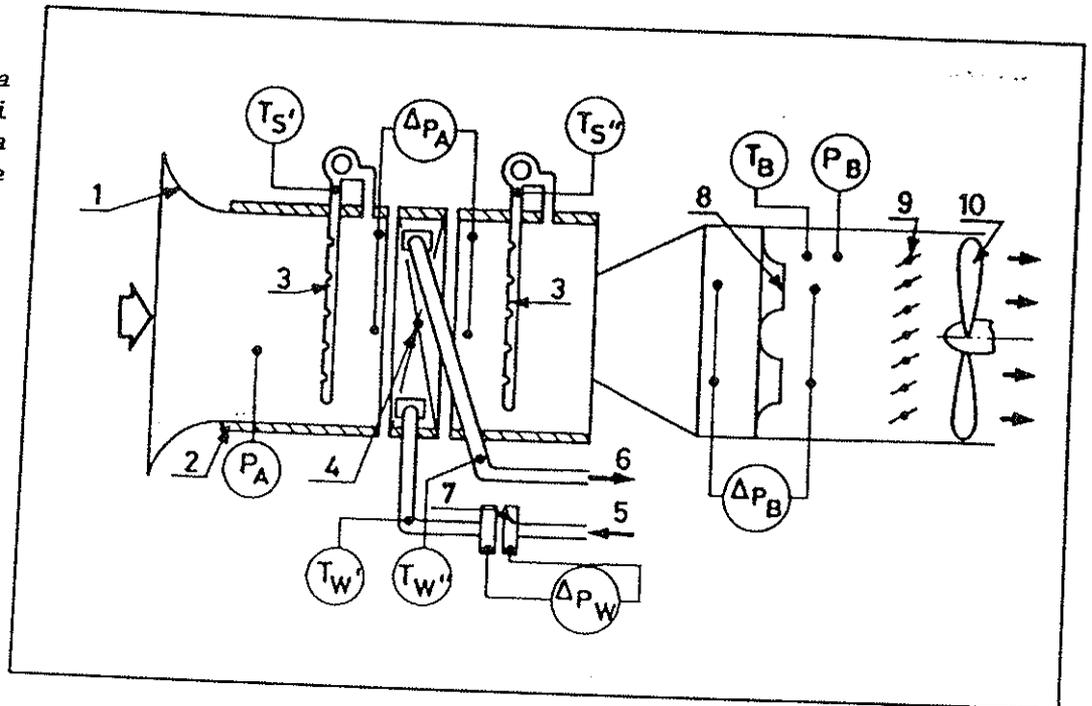
2.1 Tunnel e strumentazione

Il tunnel (fig.1) ha una sezione di passaggio di 500×500 mm, funziona in aspirazione di un ventilatore che consente velocità dell'aria fino a $10 m/s$, la cui regolazione avviene mediante un serranda. Nella parte iniziale del tunnel, a una distanza dal convogliatore d'ingresso tale da uniformare il flusso d'aria, si trova la batteria di prova (vedi 2.2), alimentata ad acqua calda ($70-80^\circ C$) in corrente incrociata con

l'aria. La strumentazione è mirata alla misurazione della potenza termica sviluppata dalla batteria e delle perdite di carico lato aria, mediante il controllo delle seguenti grandezze (i simboli si riferiscono alla fig.1):

Figura 1: Schema del tunnel di prova e della strumentazione impiegata.

Legenda: 1: convogliatore d'ingresso - 2: isolamento termico - 3: prese multiple (20 fori) per l'aspirazione dell'aria, di cui misurare la temperatura $T_{S'}$ e $T_{S''}$ - 4: batteria di prova - 5: alimentazione acqua calda alla batteria - 6: uscita acqua - 7: diaframma per misurazione portata acqua - 8: serie di boccagli per misurazione portata aria - 9: serranda di regolazione - 10: ventilatore.



1: convogliatore d'ingresso - 2: isolamento termico - 3: prese multiple (20 fori) per l'aspirazione dell'aria, di cui misurare la temperatura $T_{S'}$ e $T_{S''}$ - 4: batteria di prova - 5: alimentazione acqua calda alla batteria - 6: uscita acqua - 7: diaframma per misurazione portata acqua - 8: serie di boccagli per misurazione portata aria - 9: serranda di regolazione - 10: ventilatore.

- pressione (p_A) e umidità relativa dell'ambiente.
- temperatura dell'aria a monte ($T_{S'}$) e a valle ($T_{S''}$) della batteria, aspirando l'aria da due prese multiple (20 punti per ciascuna), in modo da ottenere una valutazione media su tutta la sezione. Si impiegano termocoppie in rame-costantana e termometri a mercurio di precisione, per verificare la coerenza della misura.
- pressione statica differenziale sulla batteria (Δp_a), per valutarne le perdite di carico, con un manometro ad U; sono previste più prese di pressione (8+8).
- temperatura dell'acqua in ingresso ($T_{W'}$) e uscita ($T_{W''}$), sia con termocoppie che con termometri a mercurio, in sezioni ben isolate termicamente.
- la portata di acqua, con un diaframma a norma UNI 1559-1580, collegato a un manometro differenziale (Δp_w).
- la portata d'aria, mediante dei boccagli a norma UNI 1559-1580: sono presenti 4 boccagli di diverso diametro, da usarsi per i vari range di velocità dell'aria; la differenza di pressione (Δp_B) è misurata con un manometro differenziale a U, collegato a numerose prese statiche; si misurano anche la pressione assoluta (p_B) e la temperatura (T_B) a cui operano i boccagli.

La strumentazione è quindi molto semplice, ma estremamente affidabile. Non richiedendo rilevazioni di grandezze instazionarie (il tunnel, dopo una messa a regime di circa 10 minuti, si stabilizza molto bene), non è stato introdotto un sistema di acquisizione automatica. I valori rilevati manualmente vengono introdotti in un programma che effettua i calcoli e la verifica della coerenza tra potenza termica misurata sul lato aria e sul lato acqua: gli errori sono mediamente di 0.5-1 %, ben raramente superano il 2% (soglia oltre la quale si ripete la prova) e non presentano alcuna sistematicità, a riprova della soddisfacente precisione ottenuta con questo apparato sperimentale.

2.2 La batteria di prova

La batteria di prova, delle stesse dimensioni del tunnel, normalmente con due ranghi, è realizzata ad-hoc, ma in scala reale e con la tecnologia produttiva industriale. A questo proposito si è verificato che l'impiego di modelli in scala non porta a risultati attendibili e che la qualità dello stampaggio delle alette e della mandrinatura (espansione meccanica del tubo contro il pacco di alette), determinanti per un buon contatto tra tubi e alette, devono riprodurre la realtà produttiva. In particolare, lo stampaggio non può essere realizzato con mezzi di fortuna, perchè una buona formazione del "collare" (la parte in rilievo dell'aletta in cui andrà infilato il tubo), fase critica dello stampaggio, è fondamentale per il contatto tubo-aletta: ne segue la necessità di utilizzare o gli stessi stampi industriali (opportunamente modificati nel caso di prototipi) o "stampi pilota", che riproducono gli stessi passaggi di formazione del collare degli stampi definitivi: il costo di realizzazione di un esemplare di prova risulta quindi piuttosto elevato.

2.3 Elaborazione dei risultati delle prove

Mentre le perdite di carico (Δp_a) vengono rilevate direttamente dalla prova, il coefficiente di scambio esterno riferito alla superficie interna (h_f), e quindi comprensivo dell'efficienza di aletta, della resistenza di contatto e della resistenza conduttiva del tubo, viene derivato come segue:

$$U_i = P / (S_i \cdot \text{LMTD} \cdot F) \quad (1)$$

$$h_f = 1 / (1/U_i - 1/h_i) \quad (2)$$

dove F in eq.1 tiene conto della disposizione a flussi incrociati (in funzione delle temperature dell'aria e dell'acqua) e h_i in eq.2 è il coefficiente convettivo dell'acqua, stimato con la formula di Dittus-Boelter, nota la sua velocità e i suoi parametri fisici.

L'andamento di h_f e di Δp_a in funzione della velocità dell'aria (riportata alle condizioni standard di 15°C, aria secca) si ottiene con 5-8 prove diverse: un esempio di risultati sperimentali, relativi a una serie di prove su tre batterie aventi diverso passo di aletta, è riportato in fig.2. Si noti che tutti i punti sono ben interpolati da una retta (nel piano logaritmico), dalla quale si discostano in modo impercettibile. Nelle discussioni che seguiranno, verrà, per semplicità, rappresentata solo tale retta interpolante.

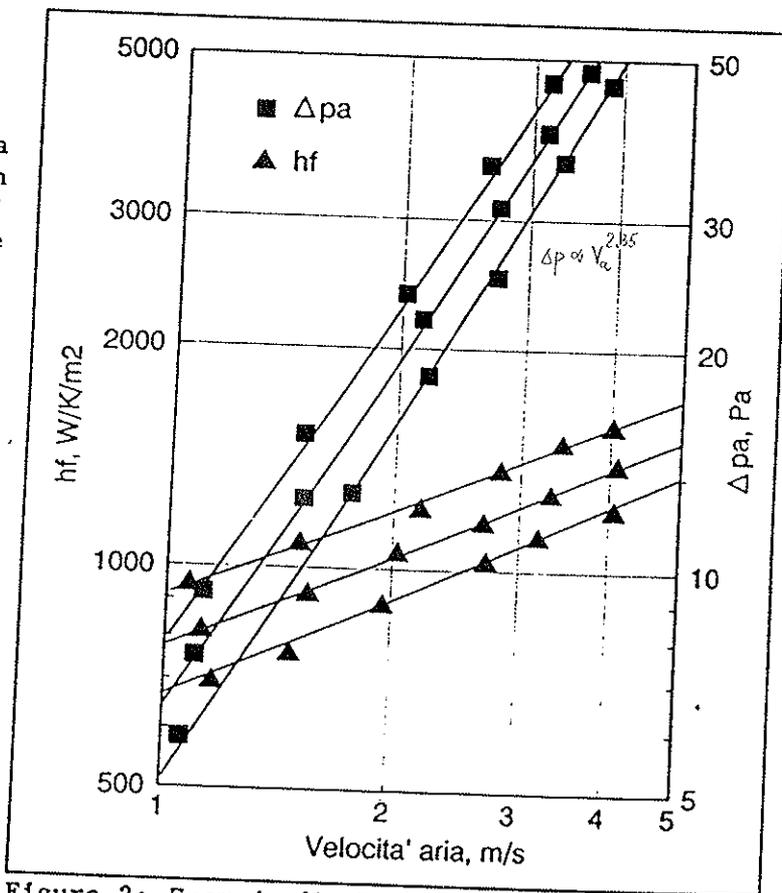


Figura 2: Esempio di risultati sperimentali ottenuti su tre batterie aventi diverso passo d'aletta.

3. METODO DI ANALISI DEI RISULTATI E CRITERI DI VALUTAZIONE

3.1 Generalizzazione dei risultati

I valori dimensionali h_f e Δp_a , trovati dalle prove sperimentali, vengono in seguito tradotti nei coefficienti adimensionali j e f , trovandone l'andamento in funzione del

numero di Reynolds:

$$h_e = h_f \cdot \sigma \cdot \epsilon = h_f \cdot \frac{S_e}{S_i} \cdot \epsilon$$

$$j = Nu \cdot Pr^{-1/3} \cdot Re^{-1} = h_e \cdot Pr^{2/3} \cdot (\rho \cdot v_c \cdot c_p)^{-1}$$

$$f = [2\Delta p_a / (\rho \cdot v_c^2)] \cdot (D_h / I_r)$$

$$h_e = f(\epsilon)$$

$$\epsilon = f(h_e)$$

(3)

(4)

(5)

La valutazione di h_e da h_f richiede, oltre al rapporto di superfici, la conoscenza dell'efficienza di aletta ϵ , che non è disponibile dalla sperimentazione. Nell'eq. (3) si considerano trascurabili la resistenza conduttiva del tubo e la resistenza di contatto. ϵ viene determinata teoricamente, dalle classiche curve suggerite da Kern e Kraus (1972), ma tenendo conto della presenza del collare che è supposto ad efficienza unitaria; poichè ϵ dipende da h_e stesso, oltre che dai noti parametri geometrici e dalla conducibilità termica dell'aletta, si impiega un semplice processo iterativo.

La conoscenza delle leggi $j=j(Re)$, $f=f(Re)$ (che nel campo di velocità interessante (1-4 m/s) è sempre del tipo $a \cdot Re^b$, cioè lineare in un piano logaritmico, e che quindi si riconduce alla conoscenza di soli quattro coefficienti), oltre al suo maggiore rigore formale, permette la conoscenza delle prestazioni dell'aletta in condizioni generiche di funzionamento: al variare, rispetto alle condizioni di prova, delle condizioni fisiche del fluido a contatto con l'aletta e/o di alcuni parametri geometrici dell'aletta (es.: lo spessore o il materiale dell'aletta, il diametro idraulico, etc) si ottengono ϵ e h_f effettivi, percorrendo a ritroso il percorso delle eqn. 3-5. Ciò permette anche di correggere i risultati di prova per le piccole discordanze tra la batteria di prova e lo standard (es: passo o spessore delle alette, su cui esiste una tolleranza di qualche percento).

3.2 Parametri di merito delle varie alettature

Nel confrontare diversi tipi di alettature, succede spesso, come vedremo, che soluzioni aventi maggiori capacità di scambio termico (j) presentino anche perdite di carico (f) più alte. Si possono allora introdurre dei criteri di merito (vedi per esempio Shah e London, 1981) per valutare la soluzione più conveniente:

- "Area Goodness Factor" (GA), definito come j/f . Da un'indicazione della possibilità di ottenere ridotte aree frontali, che è però un fattore di importanza relativa. Spesso penalizza ingiustamente le soluzioni a maggiori prestazioni termiche.
- "Volume Goodness Factor" (GV), che si basa su un confronto tra la potenza termica per grado per unità di volume e la potenza ideale di ventilazione per unità di volume. Si definiscono allora:

$$\left\{ \begin{array}{l} GV = U_i \cdot A_i / V = U_i \cdot \sigma \cdot \beta \\ PP = (v_f \cdot A_f \cdot \Delta p_a) / V = (v_f \cdot \Delta p_a) / I_r \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} GA = \frac{j}{f} \end{array} \right. \quad (6)$$

(7)

Nella (6) si è introdotto il termine U_i invece di h_f (come invece suggerito da Shah e London, 1981), per tenere in considerazione il diverso contributo dello scambio termico all'interno dei tubi, in casi aventi diversa superficie interna*. Ciò richiede però un'ipotesi su h_i (che risulta ovviamente arbitraria, non essendo correlata alle prestazioni dell'aletta): in questa memoria è stato imposto il valore di 3 kW/K/m^2 , che è una media ragionevole dei valori pratici che si trovano

* a questo proposito, è bene ricordare che la resistenza termica del fluido interno è tutt'altro che trascurabile rispetto a quella dell'aria, a causa dei g elevati: nel caso dei condensatori sono frequenti h_i dell'ordine dei 2000 W/K/m^2 contro degli h_f di $1000-1500$.

nelle diverse applicazioni del settore*. Tale criterio non fornisce un risultato univoco, ma occorre confrontare la posizione relativa dei valori trovati nel piano PP-GV. L' indicazione premia la compattezza della geometria di scambio.

- Si introduce in questa memoria una versione modificata di GV, mirata a privilegiare l' aspetto economico; confrontiamo PP con:

$$GC = U_1 \cdot A_1 / V_{me} = GV \cdot (V / V_{me}) \quad (8)$$

che è quindi la potenza termica per grado e per volume di materiale impiegato equivalente. Poiché la stragrande maggioranza delle batterie ad aletta continua impiega tubi in rame e alette in alluminio, V_{me} è definito come:

$$V_{me} = V_{Al} + V_{Cu} \cdot (c_{Cu} / c_{Al}) \quad (9)$$

Agli attuali prezzi di mercato, il rapporto dei costi specifici al volume di Cu e Al vale 4.61. Quindi V_{me} è rappresentativo del costo dei materiali impiegati per realizzare la matrice di scambio. Il parametro GC assume perciò il significato di potenza per unità di costo**, che è quindi assai importante per valutare la competitività della soluzione sul mercato.

Va comunque detto che la varietà di applicazioni e l' importanza di fattori non considerati a questo livello di analisi (per esempio lo scambio all' interno dei tubi, il problema della circuitazione, il diverso peso delle lavorazioni, etc.) rendono solo indicativi i risultati ottenuti con i parametri GC e GV, specie confrontando alettature geometricamente diverse: non esistono quindi soluzioni "buone" o "cattive" in assoluto, ma la soluzione ottimale va ricercata per ogni classe di problemi progettuali.

4. DISCUSSIONE DEI RISULTATI

4.1 Alettature serie H-L

Questa geometria di alettato prevede un passo tra i tubi di 25 mm, uno standard molto diffuso per le batterie di piccole dimensioni, con disposizione triangolare equilatera (25x21.65). Se ne prevede l' utilizzo in queste varianti:

- due diversi diametri di tubo: $\phi_1=9.52$ (3/8", geometria H) e $\phi_1=7.96$ (5/16", geometria L), con spessori relativamente di 0.30 e 0.28 mm;
- due diversi tipi di turbolenziatura: a persiana e ondulata (fig.3).

I campi di applicazione sono molteplici: batterie per la climatizzazione (evaporatori e condensatori per condizionatori di piccola potenza, batterie ad acqua per fan-coil, applicazioni automobilistiche), condensatori remoti o per unità di raffreddamento di potenza anche considerevole (fino a 600-700 kW), piccoli evaporatori per celle commerciali. Sono previsti 6 passi di aletta da 1.5 a 4.2 mm, che sono stati tutti provati al tunnel (per un totale di 24 serie di prove): per sinteticità ci riferiremo solo ai passi 2.1 e 4.2. Solo per il passo 2.1 è stata provata anche l' alettatura liscia. I risultati (già interpolati) sono mostrati nelle figure 4a (p=2.1 mm) e 4b (p=4.2 mm), in termini di j e f, in funzione di Re. Si noti che:

* tale valore è ragionevole per i normali tubi lisci, tuttavia l' impiego di tubi a rigatura elicoidale consente almeno di raddoppiare i coefficienti di scambio in evaporazione e in condensazione.

** il costo dei semplici materiali di tubi e alette rappresenta solo una frazione del costo industriale totale di una batteria (35-50%), ma tale percentuale si mantiene in primissima analisi indipendente dalle dimensioni assolute dello scambiatore e dalla geometria impiegata, almeno per una certa classe di alettato.

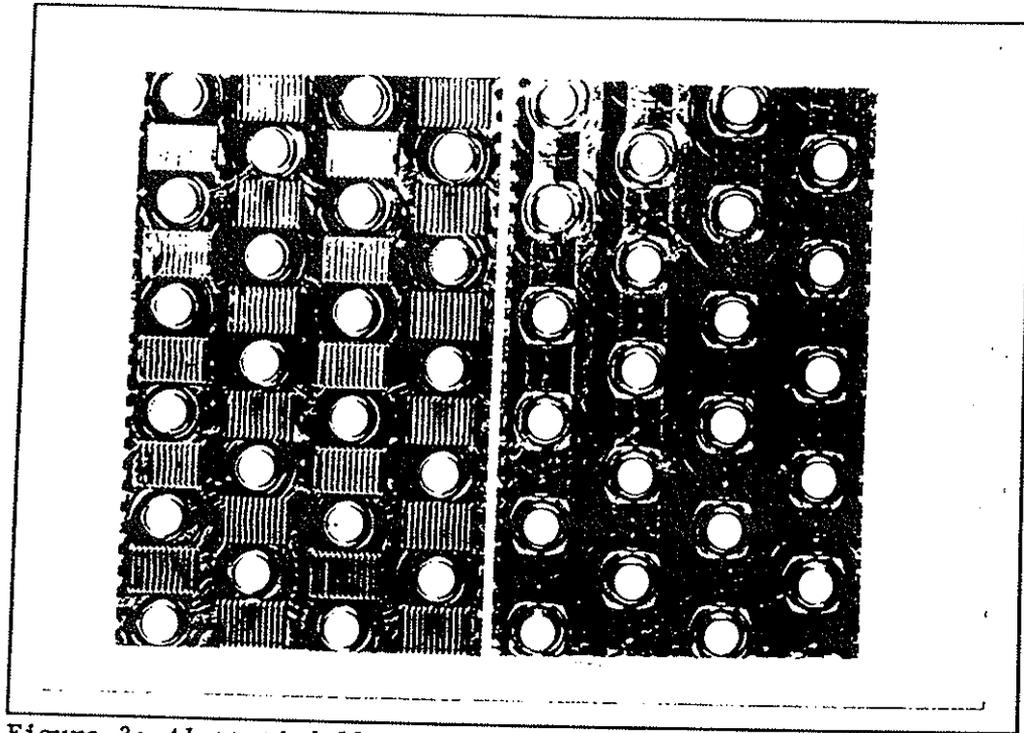


Figura 3: Alettati delle geometrie H ($\phi_i=9.52$) e L ($\phi_i=7.96$) nelle versioni con intagli a persiana (T) e con ondulature (N).

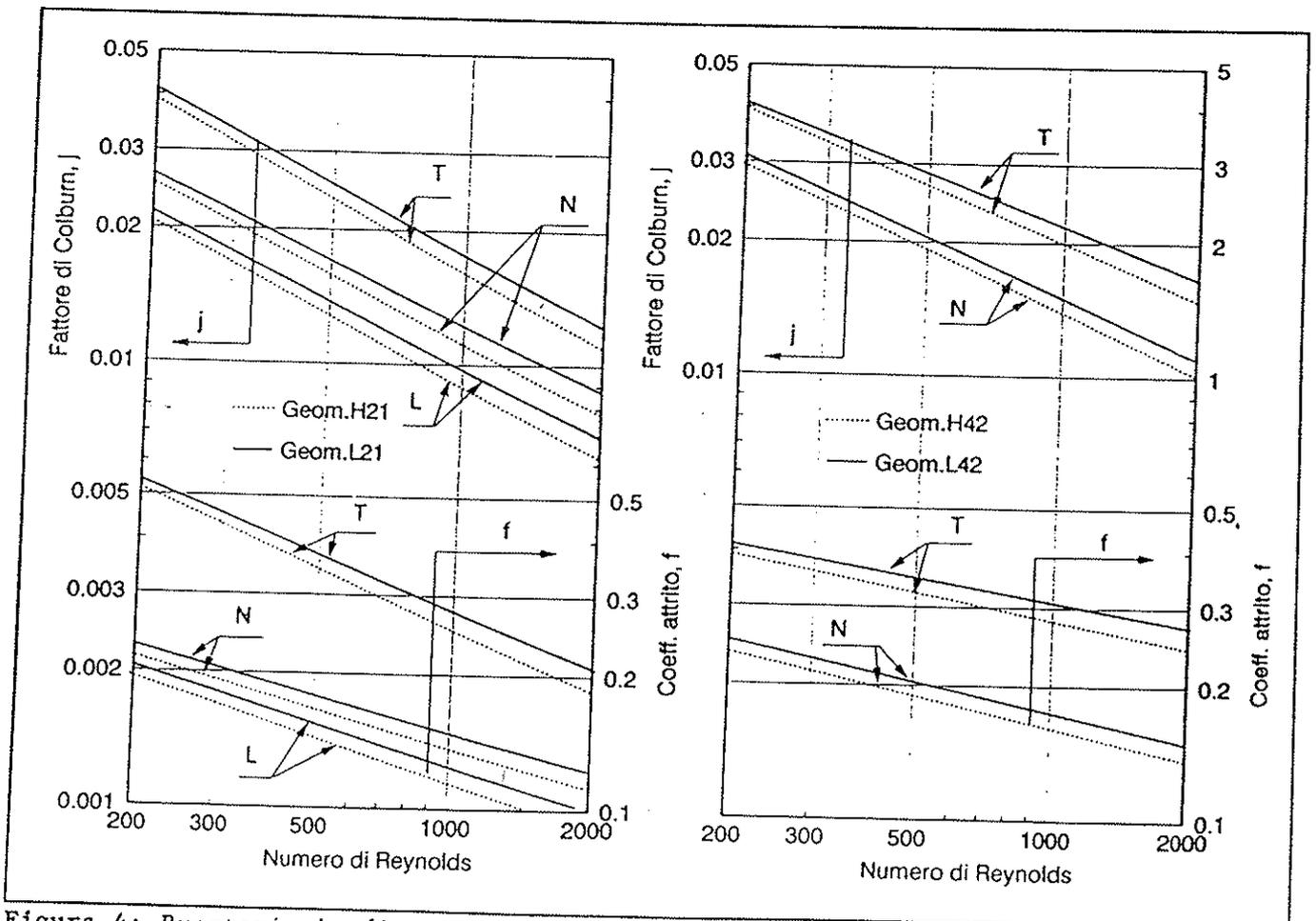


Figura 4: Prestazioni adimensionalizzate degli alettati H e L, a passo 2.1 (fig.4a, a sinistra) e a passo 4.2 (fig.4b, a destra).

$\uparrow D_{tubo} \rightarrow \downarrow j, f$

- il diverso diametro del tubo incide solo marginalmente su j e f (sempre nel senso di diminuirli entrambi per il diametro maggiore), perchè l' aletta è sostanzialmente la stessa. Va però ricordato che se si ragiona invece a pari velocità "libera" (v_f), le perdite di carico della geometria H risultano più del 20% superiori rispetto alla geometria L, a causa della maggiore accelerazione nella sezione contratta (che è la minima sezione libera tra due tubi e due alette adiacenti).
- l' aumento del passo delle alette (fig.4b) causa una minor dipendenza di j e f da Re . L' evidenza sperimentale di questo fenomeno è chiara, ma non esiste, a conoscenza di chi scrive, modo di predirlo teoricamente.
- il confronto più interessante è comunque tra le diverse geometrie di alettato (T-persiana, N-ondulato):
 - . l' aletta a persiana consente un aumento di prestazioni rispetto a quella liscia dell' 80% circa, il chè è un risultato davvero notevole. Tuttavia, si verifica un forte incremento anche di f , che risulta ben 2.3 volte superiore.
 - . l' aletta ondulata si posiziona in modo intermedio per ciò che riguarda j (con un aumento del 20%), ma con aumenti di f assai contenuti (10%).

Conviene analizzare questa situazione con i criteri descritti in 3.2. Se consideriamo GA, per esempio a $Re=500$ con la geometria L a $p=2.1$, si otterrebbero valori di 0.09 per la soluzione di 0.10 per la N e 0.07 per la T, indicando una scarsa validità dell' aletta a persiana. Ben altri risultati si trovano invece riferendosi a GV e a GC , rappresentati in fig.5, relativamente al passo 2.1: sia per GV che per GC , la linea luogo dei punti a diverse v_f per le alette a persiana indica potenze specifiche maggiori a pari potenza di ventilazione. Le implicazioni di questo risultato sono molteplici:

- a pari PP e a pari volume, l' aletta a persiana consente un aumento di potenza di almeno un 20%, a patto di ridurre v_f , con un conseguente aumento di A_f : il disegno ottimale dello scambiatore imporrà allora una soluzione più "schiacciata", a minor lunghezza di attraversamento dell' aria;
- a potenza e volume imposti (pari GV) la diminuzione di PP ottenibile con un' aletta avanzata è enorme;

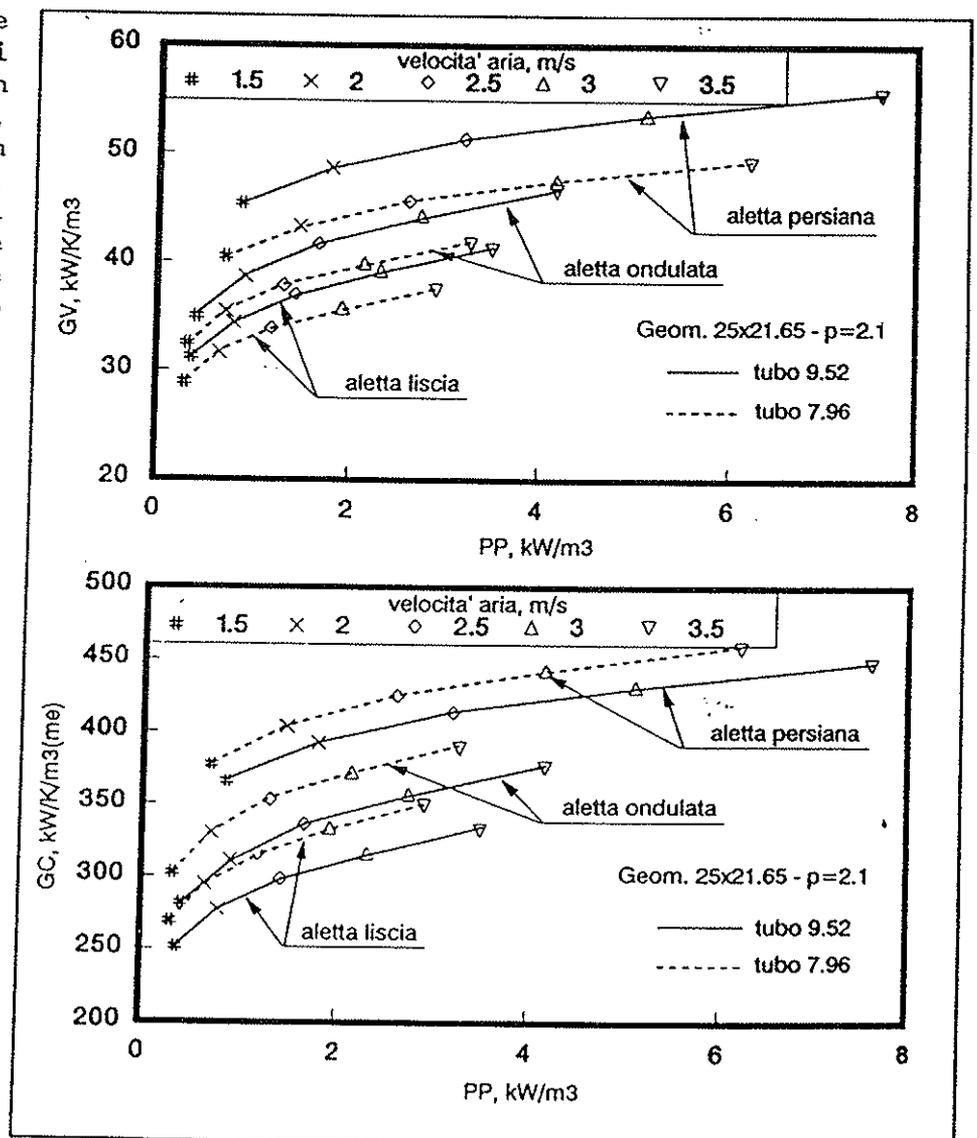


Figura 5: Parametri di merito delle alettature H e L a passo 2.1 mm, con i diversi tipi di turbolenziatura.

- ragionando a pari potenza termica e a pari potenza di ventilazione (muovendosi perciò su una retta qualsiasi passante per l' origine del piano PP-GV), si ottiene una sensibile riduzione del volume e del costo dello scambiatore.

Ciò risolve a netto favore della soluzione a persiana il confronto tra i vari tipi di aletta. L' impiego del tubo da 9.52 invece che da 7.96 comporta vantaggi in termini di compattezza (GV), soprattutto a causa della maggior superficie interna, con un aumento di potenza ma non di volume, mentre in termini di costo (GC) il maggior impiego di rame porta a risultati opposti*.

Questo metodo di analisi è stato applicato anche per discutere l' influenza del passo e dello spessore delle alette (fig.6). Sono stati provati in laboratorio solo due spessori di aletta (0.08 e 0.10) a passo 2.1, trovando una completa sovrapposizione dei risultati in termini di j e f , come logico visto che j è depurato dell' efficienza di aletta: le altre curve sono state quindi ricavate teoricamente. L' indicazione in termini di GV è ovviamente a favore di passi piccoli e di spessori alti, non influenzando sul volume dello scambiatore. Più interessante è il risultato in termini di GC, che risulta sempre favorevole alla soluzione a passo stretto, nonostante il maggior impiego di Al; tuttavia, GC suggerisce invece la convenienza, molto più marcata a $p=2.1$, di usare alette di spessore ridotto, segno che la minor efficienza di aletta è compensata favorevolmente, in termini di

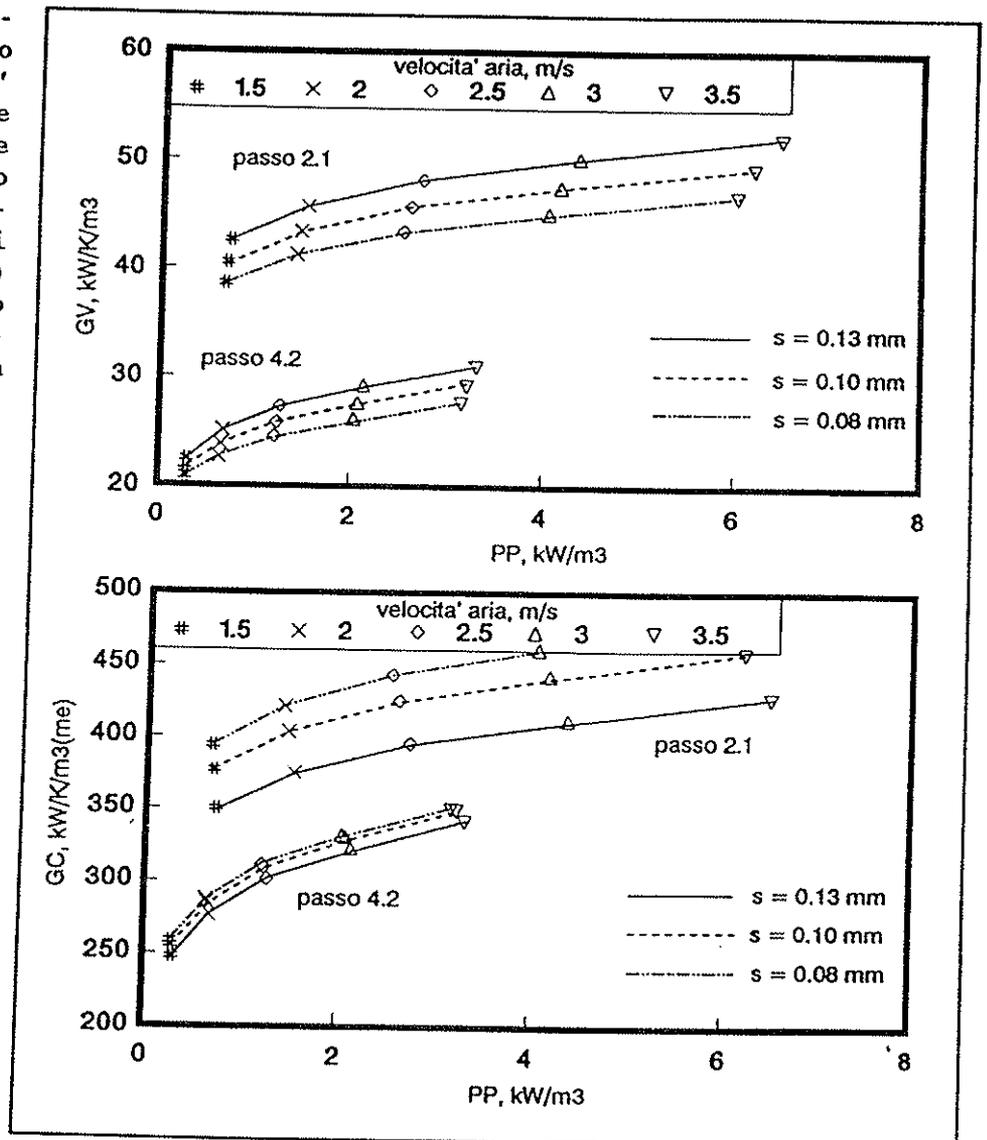


Figura 6: Parametri di merito dell' aletta LT (25x21.65, $\phi_i=7.96$, a persiana) per diversi passi e spessori d' aletta.

* ciò non significa che il tubo da 7.96 sia sempre più economico: in realtà bisogna tener conto delle perdite di pressione sul lato interno (che a pari portata diminuiscono con la quinta potenza di ϕ_i): l' adozione del tubo più piccolo può richiedere, in unità di grande potenza, un numero molto alto di alimentazioni in parallelo, con un aggravio dei costi dei collettori.

costi, dalla diminuzione della quantità di materiale impiegato*.

4.2 Alettature serie T

Questo studio è stato condotto al fine di produrre una nuova alettatura specifica per aerorevaporatori (con potenze indicativamente tra 3 e 50 kW), basata sull'impiego di tubi da 1/2", in sostituzione della precedente geometria con tubi da 5/8", qui denominata T60. In questa applicazione la necessità, dovuta alla formazione di brina, di impiegare passi di aletta larghi (da 4 a 8 mm) impone una maggior spaziatura tra i tubi che nel caso precedente, per mantenere σ sui valori ottimali. Tra le numerose geometrie provate sperimentalmente, verranno qui considerate quelle elencate in Tab.1, tutte aventi un passo alette di 4.7 mm, con uno spessore di 0.2 mm.

Alcune di queste geometrie sono rappresentate in fig.7; l'ondulatura T3 (da cui deriva con gli intagli longitudinali la T4) è notevolmente diversa dall'ondulatura N del Par.4.1, avendo un passo più piccolo ed essendo caratterizzata da un piccolo rilievo (cresta) che ha la funzione di interrompere il substrato limite laminare. La sua altezza ottimale è stata trovata con precedenti prove sperimentali qui non riportate.

sigla	ϕ_i	I_t	I_r	σ	turbolenziatore
T60	15.5	60.0	30.0	14	intaglio radiale
T51L	12.1	51.0	44.2	24	liscio
T51T3	12.1	51.0	44.2	24	ondulato+cresta
T42T3	12.1	42.6	36.4	16	ondulato+cresta
T42T4	12.1	42.6	36.4	16	ond.+cr.+intaglio
T36T3	12.1	36.4	31.5	12	ondulato+cresta
T36R3	9.5	36.4	31.5	15	ondulato+cresta

Tabella 1: Geometrie di alette per aerorevaporatori provate al tunnel ($p=4.7$ mm, $s=0.2$ mm).

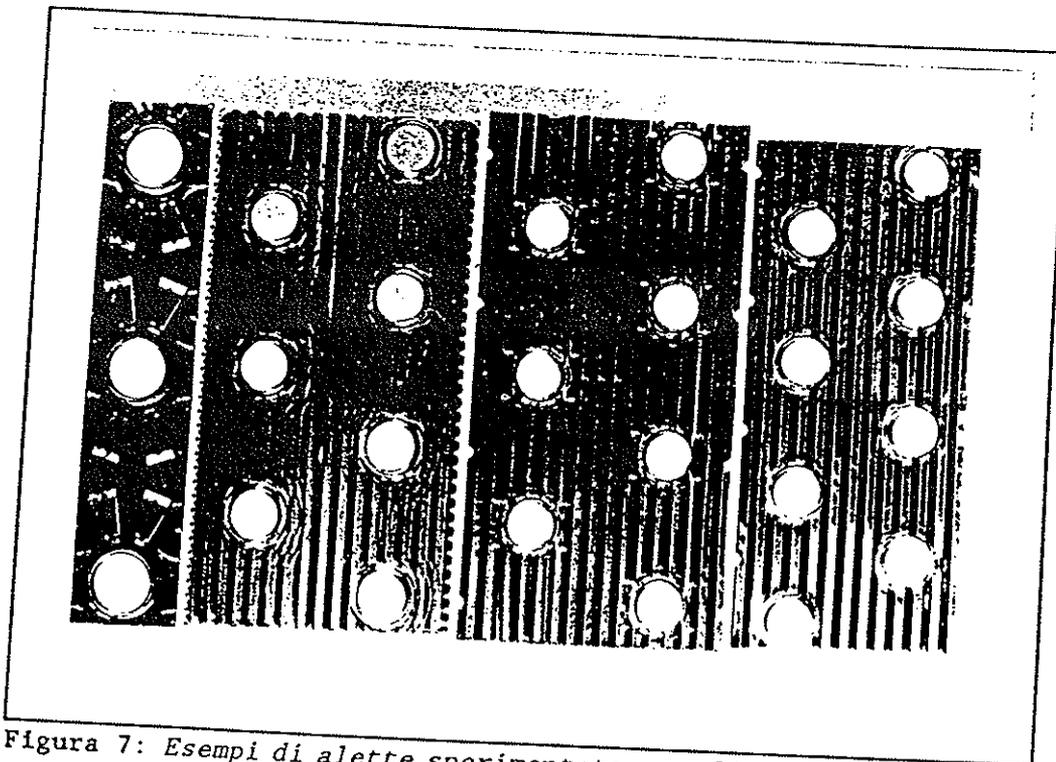


Figura 7: Esempi di alette sperimentate, per l'uso in evaporatori ventilati. Da sinistra: T60, T42T3, T42T4, T36T3.

* l'impiego di spessori ridotti è però contrastato dall'esigenza tecnologica di avere un sufficiente richiamo di materiale nella formazione del collare durante lo stampaggio.

I risultati delle prove sulle geometrie di Tab.1 sono illustrati in fig.8, in cui si notano 4 famiglie di curve a seconda dei diversi turbolenziatori:

- 1- la T60 presenta f elevati e j fortemente decrescenti con Re ;
- 2- le quattro geometrie ondulate (T3) hanno prestazioni simili tra loro (confermando l'indipendenza di j e f da D_h) e, rispetto a T60, mostrano una riduzione sostanziale di f a pari j nei campi di Re interessanti (attorno a 2000);
- 3- l'aletta liscia fornisce prestazioni termiche scadenti seppur con bassi f ;
- 4- l'aggiunta degli intagli (T4) comporta forti aumenti di j e di f , anche se in misura percentualmente inferiore a quanto visto per l'aletta a persiana del Par.4.1.

Analizziamo i risultati in termini dei fattori di merito (GV e GC) precedentemente introdotti. La fig.9 suggerisce che:

- per ciò che riguarda la compattezza (GV) risultano ovviamente svantaggiate le soluzioni T51, avvantaggiate le T36, mentre la T42 è solo di poco superiore alla T60, che ha un minore I_r ;
- in termini economici (GC) la T36R3 si avvantaggia del tubo di diametro minore (minor impiego di rame), dimostrando ancora una volta la convenienza della "miniaturizzazione", già discussa da Macchi e Lozza (1990). Tale tendenza è confermata anche da un possibile confronto dei risultati di fig.9 ($GC \approx 200$) con quelli di fig.6, p=4.2 ($GC \approx 300$).
- sempre riferendosi a GC, la soluzione T42 si presenta nettamente superiore alle T51 e alla T60, che deve sostituire, mentre è sostanzialmente uguale alla T36T3. L'intaglio sull'ondulatura (T4) consentirebbe ulteriori vantaggi.

La scelta finale è ricaduta sulla T42T3, poichè non si è ritenuto di impiegare nè l'aletta intagliata nè una geometria più compatta, per preservare le prestazioni nelle varie fasi di formazione della brina. L'impiego di tubi di diametro inferiore non è compatibile con le esigenze della circuitazione nella gamma alta di potenza e per basse temperature di evaporazione.

5. CONCLUSIONI

Sono state discusse le prestazioni di alettature continue avente diversa configurazione geometrica e diverse filosofie di "turbolenziatura". I risultati sono di derivazione sperimentale e la loro coerenza conferma l'affidabilità dell'apparato impiegato. Dalle discussioni esposte si possono trarre le seguenti conclusioni:

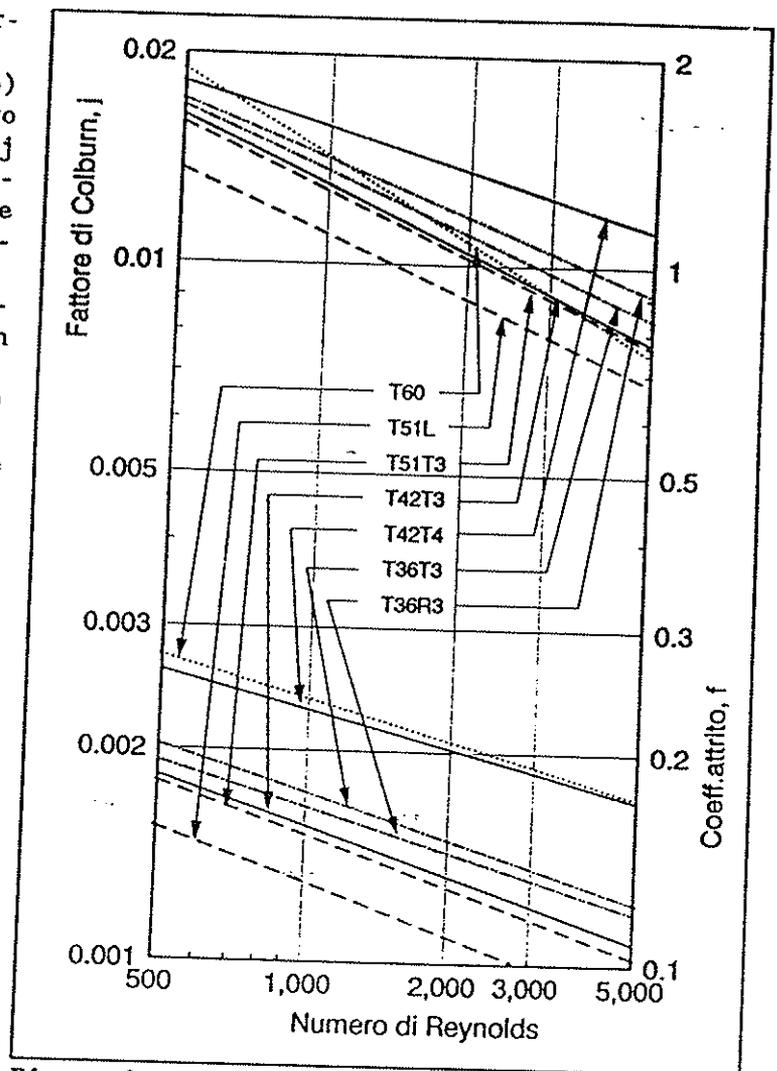


Figura 8: Prestazioni adimensionalizzate della alette della serie T (per aerovaporatori).

- l'impiego di alettature ad alte prestazioni porta sempre a vantaggi sostanziali, nonostante l'aumento delle perdite di carico: le soluzioni intagliate si rivelano più efficienti di quelle semplicemente ondulate, e particolarmente positivi sono i risultati ottenuti con le alettature a persiana;
- esiste anche una notevole spinta a ridurre il più possibile le dimensioni assolute della matrice di scambio (miniaturizzazione): un limite è però posto dalla complessità della circuitazione, che è ovviamente più critica in evaporazione che in condensazione;
- infine, per valutare le prestazioni di differenti geometrie, è bene riferirsi a criteri di merito che tengano conto delle esigenze del mercato, e quindi in primo luogo di fattori economici.

Ringraziamenti

L'autore desidera ringraziare il Prof. Ennio Macchi, del Politecnico di Milano, per la fattiva collaborazione e i preziosi suggerimenti, il Dott. Iginio Liberali, presidente della Lu-Ve Contardo, per aver approvato e sostenuto il piano di sperimentazioni e per aver consentito la pubblicazione dei risultati, il Sig. Carlo Perfetti, responsabile R&D della Lu-Ve Contardo, per la sua collaborazione e la sua grande esperienza nel settore, e i Sig.ri Monticelli e Pezzali, a cui si deve gran parte del lavoro pratico sul tunnel.

Bibliografia

- Kern, D.Q., Kraus, A.D. (1972) "Extended Surface Heat Transfer", McGraw-Hill Book Company, New York.
- Macchi, E., Lozza, G. (1990) "Scambiatori di calore per la climatizzazione: problematiche energetiche e tendenze tecnologiche", Atti del Convegno Nazionale AICARR su "La qualità dell'aria interna per il benessere dell'uomo", pp.187-202, Milano, Marzo 1990.
- Shah, R.K., London, A.L. (1981) "Compact Heat Exchangers", ASME Short Course, held in Houston, Texas, March 1981.

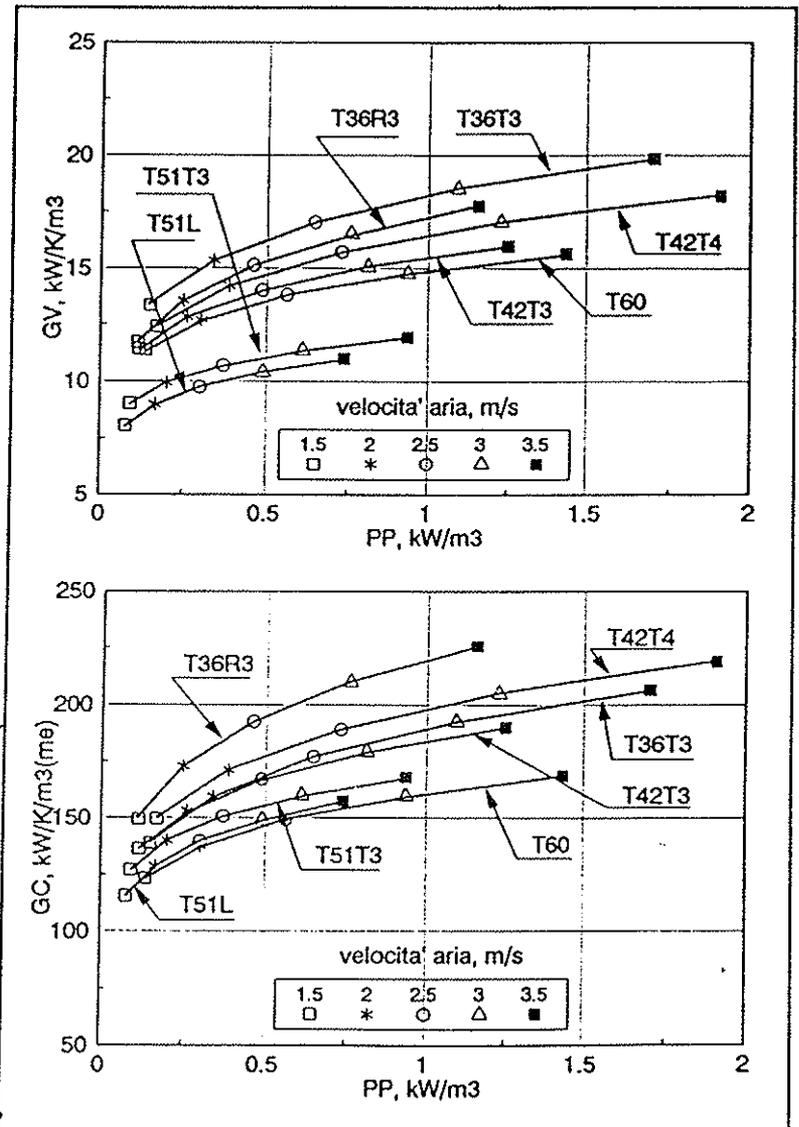


Figura 9: Parametri di merito delle alettature della serie T.