

# TERMOFLUIDODINAMICA DI UNO SCAMBIATORE DI CALORE COMPATTO A FLUSSI INCROCIATI PER USO VEICOLISTICO

*E. Carluccio, A. Ficarella, G. Starace, D. Laforgia*

Università di Lecce, Dipartimento di Ingegneria dell'Innovazione  
Via per Arnesano, 73100 Lecce (ITALY) - email: [antonio.ficarella@unile.it](mailto:antonio.ficarella@unile.it)

## SOMMARIO

Il presente lavoro riguarda lo studio termo-fluidodinamico del lato-aria di uno scambiatore di calore compatto a flussi incrociati, per la refrigerazione di olio, utilizzato in veicoli industriali.

L'analisi numerica condotta ha avuto l'obiettivo di verificare quanto i regimi idrodinamici di entrambi i flussi, indotti dalla geometria dei condotti di passaggio, incidessero sulle prestazioni dello scambiatore. La schematizzazione ha riguardato porzioni periodiche del flusso lato-aria, consentendo la valutazione sia puntuale sia complessiva dei principali parametri termo-fluidodinamici, in particolare del coefficiente di scambio termico locale.

Le differenze nelle prestazioni di scambio termico, rilevate a seguito dell'utilizzo di diversi modelli di turbolenza, evidenziano quanto la scelta dei modelli e della schematizzazione numerica, in particolare dello strato limite, risultino decisivi ai fini di una corretta valutazione dei risultati.

Le informazioni ricavate dalle analisi di dettaglio condotte sono state in seguito confrontate con i risultati della schematizzazione lato-olio oggetto di un precedente lavoro (Carluccio *et al.*, 2002), al fine di ottenere conferme incrociate sulla correttezza della modellazione numerica e sui risultati ottenuti in termini di prestazioni termiche e fluidodinamiche dello scambiatore di calore nelle condizioni di progetto.

## 1 INTRODUZIONE

Produrre scambiatori di calore compatti è conveniente per il fatto di riuscire a scambiare potenze termiche con dispositivi di ingombro ridotto. A questo vantaggio, rilevante in particolare per le applicazioni di tipo veicolistico, si accompagna, spesso, una ridotta efficacia di scambio termico e ciò avviene specialmente quando si lavora con fluidi diversi che non consentono miscelamenti. Ne deriva che le geometrie degli scambiatori compatti debbono essere complesse visto che, per innalzare l'efficacia di scambio termico, non rimane che aumentare la superficie di scambio o il coefficiente di scambio termico globale per mezzo di appendici, alettature, percorsi curvilinei, generatori di turbolenza. L'analisi numerica, effettuata con strumenti di calcolo avanzati, diventa necessaria per ottenere informazioni chiare sugli effetti che tali interventi progettuali hanno sulle prestazioni effettive degli scambiatori. L'analisi, che si è condotta per lo studio dello scambiatore compatto oggetto di questo lavoro, è di tipo numerico e si è servita del codice di calcolo fluidodinamico Fluent (ver. 6.1). L'approccio CFD ha consentito di verificare l'entità dei miglioramenti

prodotti dall'adozione di una alettatura triangolare dal lato-aria in termini di scambio termico. Lo studio del flusso dell'aria (completamente 3D) ha tenuto conto degli effetti turbolenti prodotti sia dalle condizioni di ingresso del fluido sia dalla complessa geometria delle alettature.

## 2 DESCRIZIONE GEOMETRICA DELLO SCAMBIATORE E IPOTESI DI LAVORO

Lo scambiatore di calore oggetto del presente studio è impiegato nella refrigerazione dell'olio di un circuito ad alta pressione (Carluccio *et al.*, 2002). L'applicazione riguarda i meccanismi di movimentazione di veicoli industriali. L'olio è raffreddato mediante un flusso d'aria, proveniente dall'ambiente esterno e opportunamente convogliato sulla massa radiante da una ventola aspirante. La geometria dello scambiatore è a flussi globalmente incrociati a singolo passaggio. Dal lato-olio il flusso è miscelato, dal lato-aria il flusso è convogliato all'interno di piccoli canali di geometria complessa.

Il materiale dello scambiatore è la lega di alluminio AA3003 ad altissima resistenza. L'assemblaggio dello scambiatore è ottenuto mediante un processo di brasatura in atmosfera controllata satura di azoto, che consente la perfetta tenuta tra i condotti percorsi dai due fluidi. I canali di passaggio di entrambi i flussi presentano alettature di geometria complessa atte a favorire i processi di rimescolamento oltre che ad aumentare la superficie di scambio termico.

Nell'ambito del presente lavoro l'attenzione si è concentrata sul flusso d'aria, che raffredda l'olio. L'alettatura è caratterizzata da una sezione triangolare ed uno sviluppo ondulato lungo la direzione del flusso (fig.1).

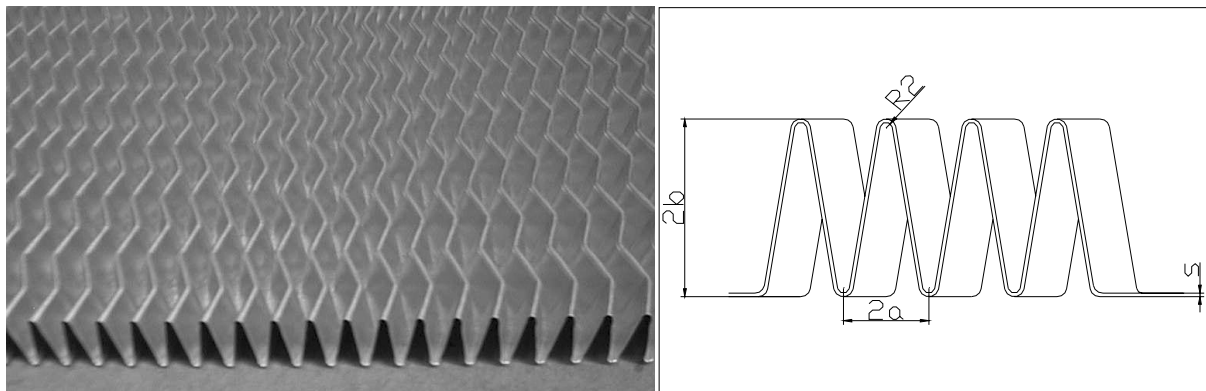


Fig. 1 - Alettatura lato aria dello scambiatore di calore.

Le variazioni di temperatura sono tali da consentire di trascurare la dipendenza dalla temperatura della densità, del calore specifico, della viscosità e della conducibilità termica dell'aria. Considerazioni analoghe valgono per la lega di alluminio e per le sue proprietà. I valori per l'aria e per l'alluminio sono costanti e riportati in tab. 1. Le modalità di funzionamento dello scambiatore nel suo utilizzo su veicolo consentono di analizzarlo in condizioni stazionarie.

Tab. 1 - Proprietà fisiche dei materiali.

	ARIA	LEGA DI ALLUMINIO
$c_p$ [J/(kg K)]	1006,43	-----
$c$ [J/(kg K)]	-----	871
$\lambda$ [W/(m K)]	0,0242	202,4
$\rho$ [kg/ m <sup>3</sup> ]	1,225	2719
$\mu$ [kg/(m s)]	1,7894 10 <sup>-5</sup>	-----

### 3 FORMULAZIONE DEL PROBLEMA

Il flusso d'aria attraversa lo scambiatore di calore per effetto dell'azione aspirante di una ventola installata a valle della massa radiante. Sono stati confrontati gli effetti derivati dal passaggio di tre portate volumetriche (2300 - valore di progetto - 5000 e 8000 m<sup>3</sup>/h).

La configurazione geometrica, i cui risultati siano già disponibili in letteratura (Rohsenow *et al.*, 1998) e che sia più simile a quella dei canali di passaggio dell'aria all'interno dello scambiatore, è quella dei canali a sezione triangolare ad asse rettilineo. In queste condizioni, il diametro idraulico  $D_h$  assume la forma riportata in (1) con le grandezze dimensionali della figura 1:

$$D_h = \frac{4ab}{a + \sqrt{a^2 + b^2}} \quad 1)$$

Noti i valori delle proprietà del fluido e della sua velocità media alla sezione di ingresso, il numero di Reynolds all'ingresso, nelle tre differenti condizioni di portata, è risultato pari rispettivamente a 3160, a 6880 ed a 11000.

Il calcolo del fattore di Fanning (legato alla perdita di carico indotta dall'attraversamento del canale) e del numero di Nusselt (legato alle prestazioni termiche del canale) per la geometria individuata in letteratura, la cui definizione è riportata nelle equazioni (2) e (3) (Rohsenow *et al.*, 1998), può essere effettuato con riferimento alla (4), secondo la formulazione di Bhatti e Shah (Rohsenow *et al.*, 1998)

$$f = \frac{\tau_w}{(\rho V^2 / 2g_c)} \quad 2)$$

$$\text{Nu} = \frac{h}{(k / D_h)} = \frac{qD_h}{k(T_w - T_m)} \quad 3)$$

$$f = A + \frac{B}{\text{Re}^{1/m}} \quad 4)$$

$$\text{Nu} = \frac{(f/2)(\text{Re}-1000)\text{Pr}}{1+12.7(f/2)^{1/2}(\text{Pr}^{2/3}-1)} \quad 5)$$

con  $A=0,0054$ ,  $B=2,3 \times 10^{-8}$ ,  $m=-2/3$ , per  $2100 < \text{Re} < 4000$  e con  $A=0,00128$ ,  $B=0,114$ ,  $m=3,2154$ , per  $4000 < \text{Re} < 10^7$ , e alla (5) di Gnielinski, con  $\text{Pr} = \mu c_p / \lambda$  e con l'accortezza di

considerare nel calcolo di Re il diametro  $D_g$ , al posto di  $D_h$ . Per esso vale la seguente espressione (Bandopadhyay e Ambrose, 1980):

$$\frac{D_g}{D_h} = \frac{1}{2\pi} \left[ 3 \ln \cot \frac{\vartheta}{2} - 2 \ln \tan \frac{\phi}{2} - \ln \tan \frac{\vartheta}{2} \right] \quad 6)$$

con  $\vartheta = (90 - \phi) / 2$ .

La caduta di pressione a seguito dell'attraversamento del canale triangolare ondulato è legata al fattore di Fanning  $f$  dalla (7) (Rohsenow *et al.*, 1998)

$$\Delta p = \frac{4fLG^2}{2g_c \rho_m D_h} \quad 7)$$

I valori, ottenuti con questa procedura di calcolo per canali triangolari, sono riportati in tabella 2 a fianco dei tre numeri di Re analizzati e dei conseguenti valori di portata.

Tab. 2 - Valori calcolati per i tre livelli del numero di Reynolds.

<b>Parametro</b>	<b>Re =3160</b>	<b>Re =6880</b>	<b>Re =11000</b>
<i>Portata [m<sup>3</sup>/h]</i>	2300	5000	8000
<i>V<sub>i</sub> [m/s]</i>	11,02	23,94	38,31
<i>D<sub>h</sub> [mm]</i>	4,01	4,01	4,01
<i>D<sub>g</sub> [mm]</i>	5,09	5,09	5,09
<i>f</i>	0,0112	0,0081	0,0072
<i>Nu</i>	15,17	27,14	39,92
<i>Pr</i>	0,744	0,744	0,744
<i>h<sub>medio</sub> [W/(m<sup>2</sup>-K)]</i>	91,46	163,35	240,30
<i>Δp [Pa]</i>	249	852	1825

#### 4 SCHEMATIZZAZIONE NUMERICA

Per l'analisi numerica si è utilizzato un codice fluidodinamico ai volumi finiti. La schematizzazione di un'unità periodica dello scambiatore comprendente entrambi i fluidi, adottata nella fase di indagini preliminari dal lato-olio (Carluccio *et al.*, 2002), ha costituito il punto di partenza di questo studio, e costituisce il banco di prova per la verifica della coerenza dei risultati di simulazione dell'intero scambiatore. La geometria dell'unità periodica dello scambiatore di calore è costituita da una geometria semplice e fa ricorso ad una griglia strutturata. Essa comprende due semistrati di aria con interposto uno strato di olio, tutti privi di alettatura, con i fluidi separati da sottili lamine di alluminio. Nell'ipotesi che le resistenze termiche convettive lato-olio e lato-aria, in assenza e in presenza delle alettature, siano caratterizzate dalla costanza dallo stesso rapporto, si è ricavata numericamente la temperatura media della lamina solida di separazione dei fluidi.

Successivamente si è passati ad una seconda schematizzazione numerica di dettaglio del lato-aria dello scambiatore: si è isolata un'unità periodica del lato aria dello scambiatore costituita da due canali di flusso che si estendono per la reale lunghezza della massa radiante, limitati

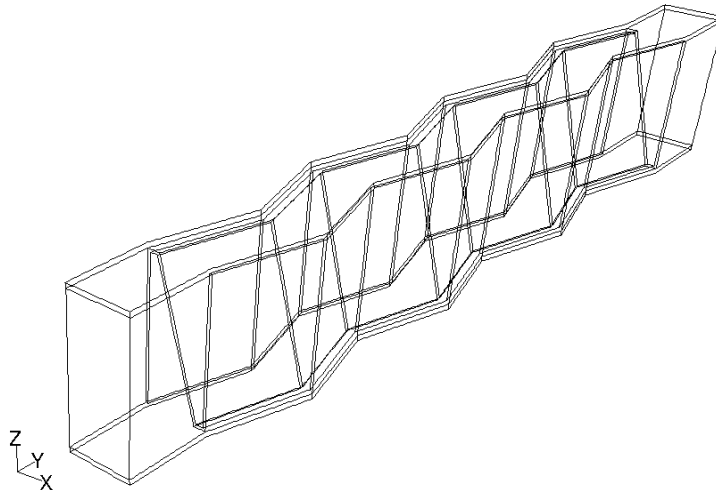


Fig. 2 - Unità periodica del lato aria simulata.

superiormente ed inferiormente da semi-spessori solidi posti alla temperatura appena indicata. La geometria è dotata di volumi all'ingresso e all'uscita privi di alettatura, in maniera da rendere marginale l'influenza delle condizioni al contorno sulla regione di spazio di interesse per lo studio (fig. 2).

Dopo un primo calcolo effettuato ipotizzando un flusso completamente laminare, si sono fatti girare casi alternando più modelli di turbolenza, al fine di confrontare le varie soluzioni in termini di coefficiente di scambio termico convettivo locale e perdita di carico complessiva. I modelli di turbolenza impiegati sono:

- *Standard k-ε* nelle due differenti opzioni di calcolo dello strato limite, *Standard Wall Function* e *Enhanced Wall Treatment* con il calcolo *Thermal Effect* alla parete;
- *Spalart-Allmaras*;
- *Standard k- $\omega$* .

## 5 RISULTATI

Per valutare l'accuratezza della griglia, in particolare nei casi che prevedevano l'utilizzo dei modelli di turbolenza e in prossimità delle pareti all'interno dello strato limite, si è valutato il valore della variabile  $y^+$  definita in (8), con  $u_\tau = \sqrt{\tau_w/\rho}$  velocità di attrito alla parete, il cui valore è risultato inferiore a 6 in tutti i casi studiati. Da questo calcolo deriva che le celle adiacenti alle pareti solide sono all'interno del sottostrato viscoso dello strato limite e che la griglia può ritenersi sufficientemente fitta per un calcolo corretto dell'interazione fluido-parete solida.

$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\mu} \quad 8)$$

Il campo di velocità dell'aria all'interno dello scambiatore è risultato sostanzialmente identico in tutti i casi studiati. Dal punto di vista delle prestazioni termiche e fluidodinamiche, vi sono delle differenze sensibili tra i diversi casi. Il modello *Standard k-ε – Enhanced Wall Treatment* è quello che fa risultare la più alta potenza termica scambiata e la maggiore azione frenante sul flusso d'aria (fig. 3).

La figura 4 relativa alla sezione mediana del condotto attraversato dall'aria mostra un flusso caratterizzato da picchi di velocità in corrispondenza delle convessità della superficie alettata e da regioni di ristagno in prossimità delle concavità. L'energia cinetica turbolenta segue lo

stesso andamento. La maggiore velocità del flusso nei pressi degli spigoli concavi si traduce in un maggiore gradiente termico locale tra la parete e il centro del canale, e ciò è indice di una più efficace dissipazione termica.

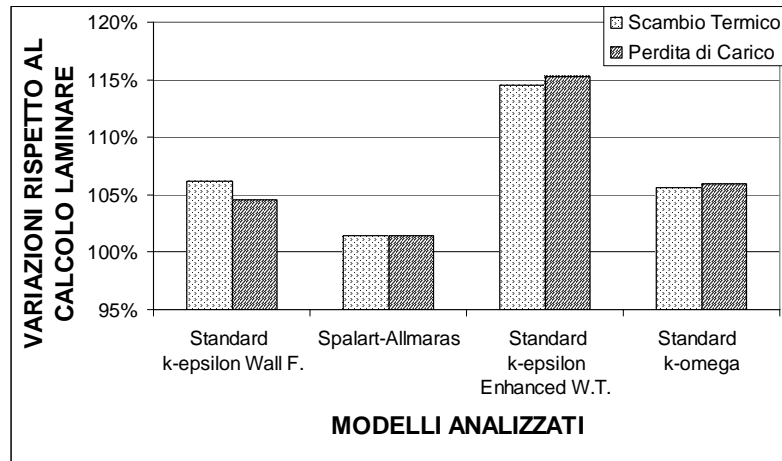


Fig. 3 - Confronto tra i modelli di turbolenza utilizzati.

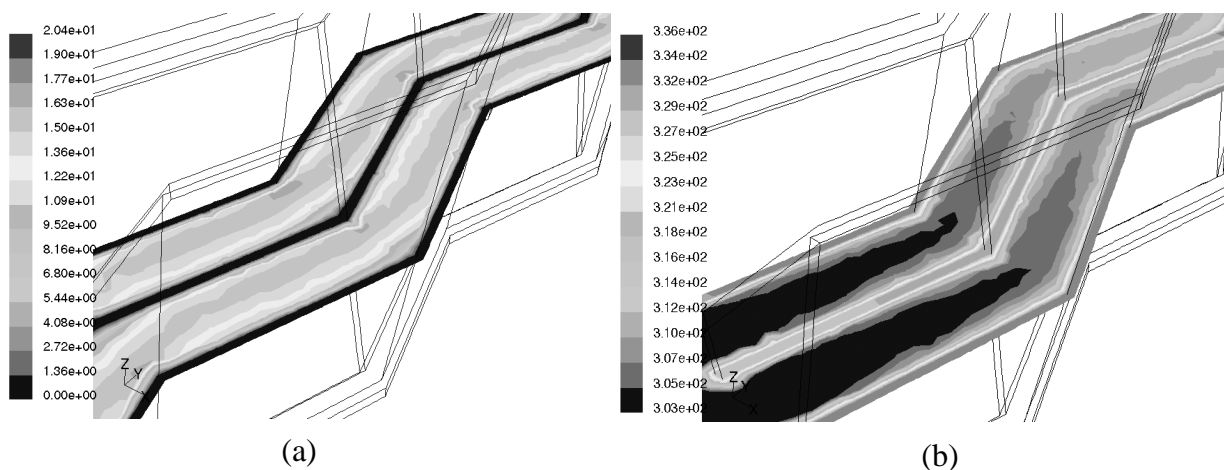


Fig. 4 - Dettaglio del campo delle velocità espresse in m/s (a) e di quello delle temperature espresse in K (b) in un piano al centro del condotto aria.

Un'analisi dettagliata del coefficiente convettivo locale  $h$  in prossimità della regione d'ingresso dello scambiatore, di quella centrale e di quella all'uscita, misurato sia sullo spessore di separazione tra i fluidi, sia sull'alettatura, ha fornito indicazioni riassunte nelle figure da 5 a 8. Le curve, che riportano i valori ottenuti di  $Nu$  in funzione della coordinata perpendicolare al flusso, normalizzata rispetto alla larghezza massima del condotto, presentano dei valori decrescenti nel senso che va dall'ingresso all'uscita, in concomitanza ad una diminuzione della differenza di temperatura tra il fluido e le pareti. Le curve interpolanti (polinomiali di 2° grado) ottenute nei tre settori dimostrano come i valori più alti di  $Nu$  siano

da individuarsi nella parte mediana del canale dove l'aria trova la minore resistenza (fig. 5, a).

L'andamento di  $Nu$ , calcolato lungo la direzione del flusso, conferma la diminuzione dei valori dall'entrata all'uscita dell'aria ed inoltre consente di stimare il comportamento dell'aria in corrispondenza delle variazioni di direzione del flusso. La prima curva è relativa al percorso che va dalla sezione di ingresso alla prima concavità, la seconda a quello che va da uno spigolo concavo ad uno convesso, la terza a quello che va da uno convesso all'uscita (vedi fig. 1). Valori più bassi di  $Nu$  sono visibili nelle regioni di ristagno, cui si è fatto cenno in precedenza; nella zona mediana tra due cambi di direzione consecutivi, invece, che viene investita frontalmente dal flusso poi, a sua volta, deviato, il numero di Nusselt raggiunge i valori più alti (fig. 5, b). In figura 6 si nota la dipendenza monotona crescente di  $Nu$  da  $Re$ , con entrambi i parametri intesi localmente in prossimità della superficie solida.

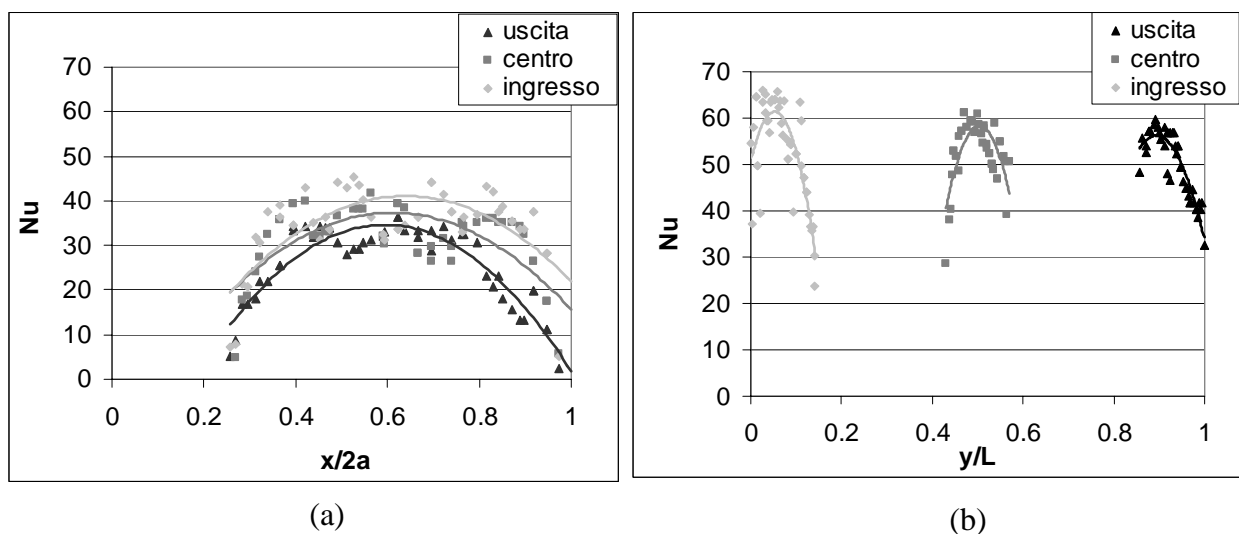


Fig. 5 - Andamento di  $Nu$  nella direzione normale al flusso ed in prossimità dello spessore solido (a) e nella direzione del flusso e sull'alettatura (b).

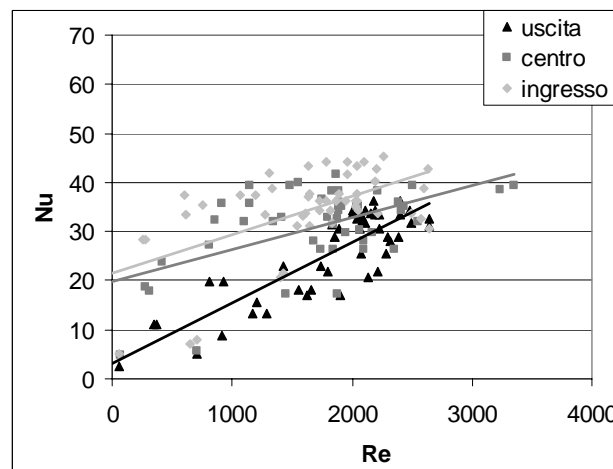
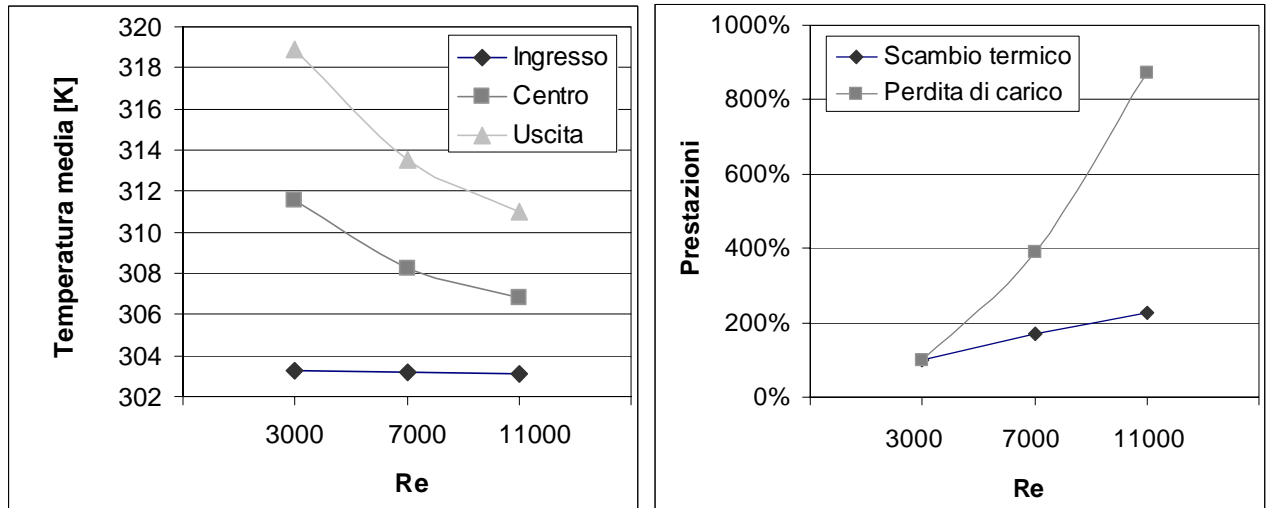


Fig. 6 - Andamento di  $Nu$  in funzione di  $Re$ .

In figura 7a è mostrato il confronto tra le temperature rilevate nei tre casi relativi alle diverse portate imposte all'ingresso del campo fluido. La potenza termica scambiata aumenta linearmente con la velocità all'aumentare della portata volumetrica introdotta nello scambiatore. La perdita di carico complessiva lungo lo scambiatore, invece, aumenta con dipendenza dal quadrato della velocità del flusso d'aria (fig.7, b).

Il coefficiente di scambio termico convettivo  $h$  presenta andamento analogo alle differenti portate, conservando una semplice proporzionalità alla portata (fig.8).



(a)

(b)

Fig. 7 - Riscaldamento del fluido (a) e variazione delle prestazioni per portate in ingresso crescenti (b).

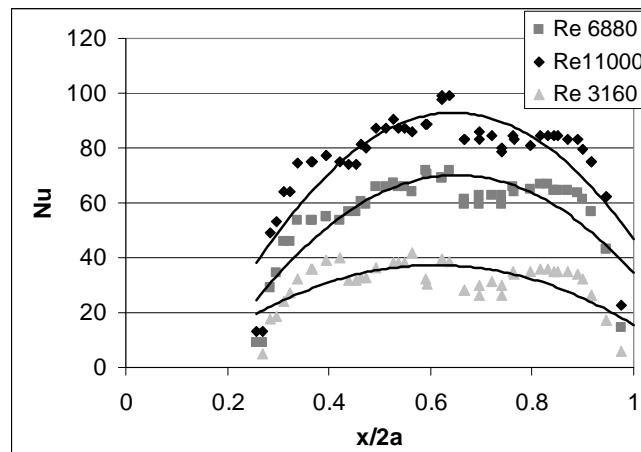


Fig. 8 - Variazione di Nu lungo la direzione normale al flusso per i tre valori di Re.



Il valor medio del coefficiente di scambio termico convettivo ottenuto dalle simulazioni assume un valore doppio rispetto a quello ricavato dalle formule di origine sperimentale per alettatura a sezione triangolare diritta (tab. 2), permettendo di valutare il contributo allo scambio termico del cambiamento di direzione che il flusso subisce. Il calcolo del fattore di Fanning  $f$  evidenzia in misura rilevante l'effetto del cambio di direzione, facendo risultare una perdita di carico fino a circa 5 volte superiore rispetto al valore calcolato per un'alettatura triangolare di pari dimensione ma priva di variazioni di direzione del flusso.

La perdita di carico, calcolata secondo la (7), conferma quella ricavata dalle simulazioni. Ricavata numericamente la temperatura media in uscita del flusso d'aria, è possibile, infine, calcolare la potenza termica complessivamente scambiata tra i due fluidi nelle condizioni di progetto; essa risulta pari a 13,7 kW, e questo valore conferma le prestazioni ottenute nell'analisi del lato-olio dello stesso scambiatore effettuata in un precedente lavoro (Carluccio *et al.*, 2002).

### 5.1. Tendenza allo sporramento

L'ambiente di lavoro dei veicoli cui questo tipo di scambiatore è destinato è estremamente soggetto alla presenza di polveri e di altri materiali che possono ostruire nel tempo i canali di passaggio del flusso esterno. Un progressivo accumulo di materia sull'alettatura potrebbe generare una resistenza termica aggiuntiva, a scapito dello scambio termico, ed un restringimento dei canali di passaggio, che causerebbe un'ulteriore perdita di carico. La geometria dell'alettatura, opportunamente scelta per il lato-aria, evita che tali polveri, inevitabilmente aspirate dalla ventola, si depositino, ostruendo i canali di flusso. Per valutare l'entità di tali effetti, è stata effettuata una simulazione in cui oltre all'aria è stata introdotta, nella sezione di ingresso, anche una fase discreta costituita da particelle di quattro differenti diametri (1, 10, 100 e 1000  $\mu\text{m}$ ), di velocità uguale a quella del flusso d'aria e a temperatura pari a quella ambiente (Zhang Z. *et al.*, 2001). La simulazione ha permesso di individuare le traiettorie preferenziali delle particelle nel condotto e i punti critici dell'alettatura. Pur essendo un fenomeno molto marginale e contenuto, le regioni maggiormente interessate all'accumulo della fase solida sono gli angoli al vertice della sezione triangolare e gli spigoli concavi, incontrati nella direzione del flusso, entrambi caratterizzati da un rallentamento del flusso d'aria. Le particelle a maggior diametro, rispetto a quelle più piccole, risentono meno della forza di trascinamento esercitata dall'aria e sono più pericolose, poiché tendono a rimanere intrappolate nello scambiatore. La percentuale della fase solida che non riesce a raggiungere la sezione d'uscita è comunque molto esigua (fig.10).

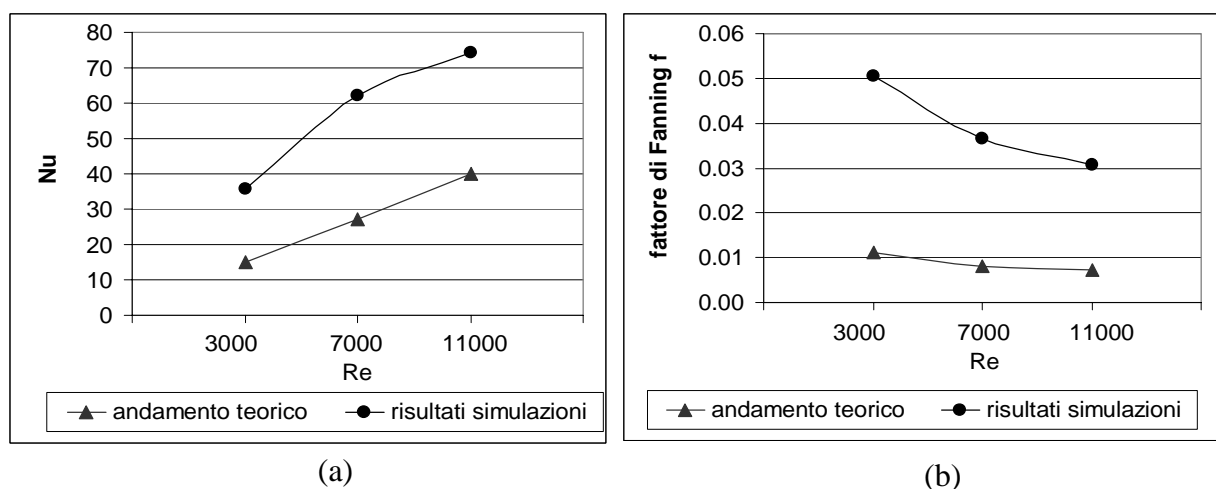


Fig. 9 - Confronto dei risultati delle simulazioni con dati disponibili in letteratura

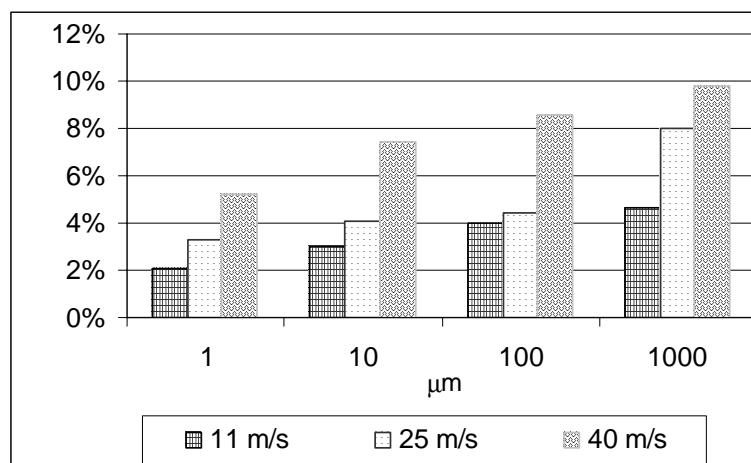


Fig. 10 - Percentuale delle particelle depositatesi sull'alettatura.

## 6 CONCLUSIONI

Questo lavoro ha permesso di studiare le prestazioni di uno scambiatore di calore compatto a flussi incrociati di aria e olio, concentrando l'attenzione in particolare sul comportamento del flusso d'aria. Lo studio è stato condotto per tre differenti portate di fluido (una di progetto più altre due a maggiore numero di Reynolds), al fine di valutare l'effetto della geometria dei canali di passaggio in diversi regimi di funzionamento. Il coefficiente di scambio termico convettivo e la perdita di carico sono stati confrontati con dati disponibili in letteratura per una alettatura a sezione triangolare e asse rettilineo.

La distribuzione del coefficiente di scambio termico convettivo nella configurazione studiata ha permesso di riconoscere zone investite da flussi termici elevati in corrispondenza delle variazioni di direzione del flusso. I risultati delle analisi sul campo fluido giustificano ampiamente il ricorso a una geometria complessa, pur in presenza di una maggiore onerosità di questa soluzione dal punto di vista costruttivo e dal punto di vista di esercizio per la maggiore entità delle perdite di carico. La configurazione geometrica studiata consente di scambiare una potenza termica circa doppia rispetto ad una configurazione rettilinea.

La presenza di zone di possibile accumulo delle particelle solide contenute nella corrente d'aria limitano i possibili vantaggi di un aumento di  $Re$ , in considerazione dell'applicazione dello scambiatore di calore oggetto dell'indagine.

I valori di potenza termica complessivamente scambiata e di temperatura media in uscita del flusso d'aria sono coerenti con quelli trovati in passato nello studio del lato-olio dello stesso scambiatore.

## Bibliografia

Carluccio E., Ficarella A., Laforgia D., Starace G. (2002): "Analisi numerica delle prestazioni di uno scambiatore compatto a flussi incrociati per uso industriale", Congresso Annuale ATI, 16-20 Settembre 2002, Pisa Italia, p. 83.

Rohsenow W. M., Hartnett J. P., Cho Y. I. (1998): "Handbook of Heat Transfer", Mc-Graw Hill, 3rd edition New York.

Bandopadhyay P.C., Ambrose C.M. (1980): "A Generalized Length Dimension for Noncircular Ducts", Lett. Heat Mass Transfer 7, p.323.

Zhang Z., Kleinstreuer C., Kim C.S. (2001): “Flow Structure and Particle Transport in a Triple Bifurcation Airway Model”, Transactions of the ASME 123, p. 320.

Kim M. H., Bullard C.W. (2002): “Air Side Thermal Hydraulic Performance of Multi-Louvered Fin Aluminium Heat Exchangers”, International Journal of Refrigeration 25, p.390.

Lin Y.T., Hwang Y.M., Wang C. (2002): “Performance of the herringbone wavy fin under dehumidifying conditions”, International Journal of Heat and Mass Transfer 45, p. 5035.

#### Nomenclatura

$C$	Capacità termica all'unità di tempo	$D_h$	Diametro idraulico del condotto
$c$	(pedice) Fluido caldo	$D_g$	Diametro di calcolo
$c_p$	Calore specifico a pressione costante	$k$	Energia cinetica turbolenta
$f$	(pedice) Fluido freddo	$y^+$	Parametro adimensionale
$i$	(pedice) Ingresso	$V$	Velocità del flusso d'aria
$m$	(pedice) Valore medio	$g_c$	Fattore di conversione dimensionale
$a$	Semi-base della sezione triangolare	Pr	Numero di Prandtl
$b$	Semi-altezza della sezione triangolare	$h$	Coefficiente di scambio termico convettivo
$L$	Lunghezza totale percorsa dal fluido	$\phi$	Semi-angolo al vertice della sezione triangolare
Re	Numero di Reynolds	$\vartheta = (90 - \phi) / 2$	Semi angolo alla base della sezione triangolare
Nu	Numero di Nusselt	$\lambda$	Conducibilità termica
$F$	Fattore di Fanning	$\mu$	Viscosità dinamica
$\tau_w$	Sforzo tangenziale alla parete	$\rho$	Densità

#### Abstract

This work is a thermo-fluid-dynamic study of a compact crossed flows heat exchanger used to cool with air the high-pressure oil used in hydraulic circuits of earth-movement industrial vehicles.

The numerical analysis had the aim of verifying how much the hydrodynamic regimes of both fluids involved in the heat exchange process, caused by the complex geometries of the channels, influenced the performances of the heat exchanger as a whole.

The numerical discretization, here presented, is reduced to two periodic portions of flow at air-side and was implemented to evaluate both local and overall thermo-fluid-dynamic parameters, especially of the heat exchange coefficient. Results are then extrapolated to the real dimensions of the channels.

The differences in terms of heat exchange performances found setting different turbulence numerical models, showed how much their choice as well as the grid refinement especially at the boundary layer are decisive for a complete and correct evaluation of the results.

The results come out from the air-side detailed analysis were then compared with the output of a previous work dealing with the oil-side of the some heat exchanger (Carluccio *et al.*, 2002). This was done to obtain crossed confirmations of the correctness of the numerical modelling as well as of the overall results in terms of thermo-fluid-dynamics performances of the heat exchanger at design conditions.