

NUOVO IMPIANTO PER LA MISURA DEL COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO BIFASE ENTRO TUBI ORIZZONTALI

Ing. U. MERLO , Ing. M. DEL BIANCO

LABORATORIO LU-VE Contardo , Via Caduti della Liberazione , Uboldo (Va) , Italia

INTRODUZIONE

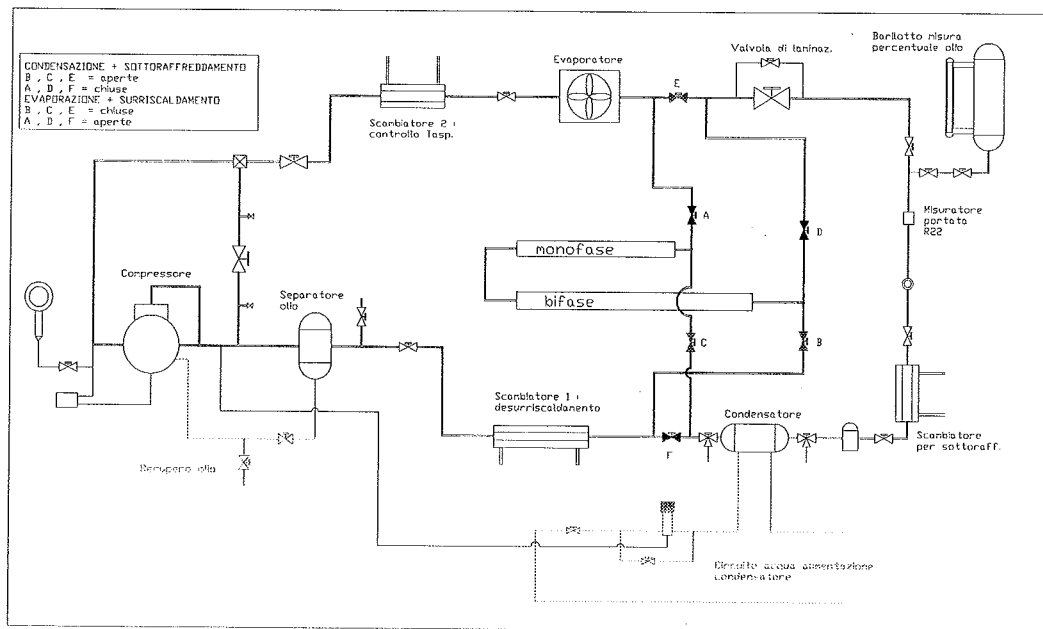
Questo impianto è stato dettato dalla necessità di riuscire a determinare delle correlazioni affidabili per la previsione del coefficiente di scambio termico interno in tubi con giacitura orizzontale , per la completa evaporazione. Il fluido refrigerante scelto è l'R22 in quanto è ancora ampiamente utilizzato nella pratica. Essere in possesso di correlazioni capaci di prevedere con una buona approssimazione il coefficiente di scambio termico medio è di fondamentale importanza per una impresa che progetta e produce batterie di scambio termico: sia per il calcolo teorico delle prestazioni degli scambiatori sia per l'attività di ricerca svolta nello studio dell'incremento dello scambio termico al fine di ottenere prodotti con prestazioni sempre più elevate e quindi sempre più competitivi. Studiare il comportamento del coefficiente di scambio termico medio è probabilmente riduttivo per il ricercatore che si occupa di scambio termico, la cui attenzione è maggiormente rivolta alla descrizione del fenomeno fisico in quanto tale. Questo punto di vista ha sicuramente privilegiato un approccio al problema di tipo locale (che descrive il fenomeno per un valore ben definito del titolo di vapore) attraverso la caratterizzazione del tipo di flusso inteso come dispersione delle fasi (mappe di flusso) dove ogni fenomenologia ha un proprio modello di scambio termico (correlazioni locali). Questo modo di operare ormai seguito dalla maggioranza dei ricercatori ha sicuramente dalla sua parte il rigore scientifico nel trattare un fenomeno complesso come lo scambio termico in condizioni di transizione di fase, ma fornisce modelli di calcolo difficilmente utilizzabili per il calcolo degli scambiatori .

IMPIANTO DI MISURA E CONDIZIONI DI PROVA

Il circuito del refrigerante (fig. 1) è tale da realizzare un ciclo frigorifero ed è composto da un compressore di tipo aperto, da un condensatore ad acqua che assolve anche il compito di ricevitore di liquido, da una valvola di laminazione manuale e da un evaporatore ad aria. Attraverso delle derivazioni provviste di opportune valvole di intercettazione è possibile variare il percorso dell'intera portata di refrigerante che verrà convogliata nella sezione di prova vera e propria.

Il circuito è concepito in modo da permettere sia misure di scambio termico medio in evaporazione che misure in condensazione a seconda che nella sezione di prova venga convogliato liquido o vapore. Alcuni scambiatori ad acqua permettono di controllare le condizioni di temperatura in ingresso alla sezione di prova e al compressore .

Questo tipo di impianto simula il normale funzionamento di un impianto frigorifero mandando in circolo insieme al refrigerante una certa quantità di olio lubrificante necessario al funzionamento del compressore. La presenza di olio viene limitata attraverso l'utilizzo di un separatore posto sulla mandata del compressore. La percentuale in massa di olio refrigerante può essere misurata attraverso il prelievo della miscela olio - refrigerante liquida a monte della valvola di laminazione. La portata di refrigerante viene facilmente regolata agendo sulle perdite di carico dell'impianto, in particolare sulla valvola di laminazione. E' prevista la presenza di un by-pass per poter raggiungere anche le portate più basse .

**Fig. 1 Il circuito del refrigerante**

La sezione di prova consiste in due scambiatori posti in serie: lo scambiatore posto a monte è dedicato alla realizzazione del completo cambiamento di fase del fluido refrigerante, quello a valle è utilizzato per determinare il coefficiente di scambio termico del fluido refrigerante in convezione forzata monofase. Entrambi gli scambiatori sono composti da due tubi coassiali: il tubo interno è il tubo di prova percorso dal refrigerante, mentre nella camicia esterna fluisce acqua.

Attraverso questo impianto sono state eseguite le prove di evaporazione e condensazione per i seguenti tubi secondo le condizioni elencate in tabella (fig. 2) .

Codice tubo	D ext	Sp. Fondo	Alt. creste	D medio	D Int.	Ang. apice	Ng	Ang. elic.	Incr. Sup.	Peso	L tubo	Fluido	EVAPORAZIONE					CONDENSAZIONE				OLIO	
													Tev	G	Dtsur	Flux	Xin	Tcond	G	Dtsott	Dtsur	Tipo olio	% olio
	mm	mm	mm	mm	mm					g/m	m		°C	Kg/m2s	°C	kW/m2		°C	Kg/m2s	°C	°C		
LISCIO 93	9.405	0.280	0.000	8.845	8.845	0	0	0	1.000	73.0	5.92	R22	min -5 MAX +10	min 110 MAX 250	min 1.7 MAX 8.7	min 7 MAX 18	min 0.1 MAX	min 33 MAX 50	min 200 MAX 880	min 1.1 MAX 14	min 11 MAX 42	Suniso 30S	n.e.
(Rigato1)	9.469	0.314	0.232	8.609	8.377	40	60	18	1.809	98.0	5.92	R22	min -3 MAX +10	min 170 MAX 500	min 1.7 MAX 9.4	min 11 MAX 37	min 0.11 MAX	min 38 MAX 44	min 230 MAX 920	min 0.5 MAX 10	min 2.1 MAX 38	Suniso 30S	n.e.
(Rigato2)	9.514	0.284	0.228	8.718	8.490	40	60	30	1.962	99.8	5.92	R22	min +2 MAX +12	min 110 MAX 360	min 1.3 MAX 7.8	min 8 MAX 24	min 0.1 MAX	min 39 MAX 44	min 190 MAX 580	min 4.5 MAX 8	min 13 MAX 49	Suniso 30S	n.e.
(Rigato3)	12.701	0.403	0.259	11.636	11.377	40	65	18	1.730	153.0	5.92	R22	min +3 MAX +12	min 110 MAX 370	min 0.1 MAX 2	min 9 MAX 37	min 0.1 MAX	min 39 MAX 50	min 200 MAX 580	min 1.4 MAX 7	min 0.4 MAX 44	Suniso 30S	n.e.
(Rigato4)	7.947	0.280	0.205	7.182	6.977	40	50	18	1.720	76.0	5.92	R22	min +8 MAX +9	min 25 MAX 100	min 0 MAX 0	min 2 MAX 11	min 0.12 MAX	n.e.	n.e.	n.e.	n.e.	Suniso 30S	n.e.
LISCIO 99	9.520	0.280	0.000	8.960	8.960	0	0	0	1.000	73.0	3.00	R22	min -1 MAX +2	min 80 MAX 200	min 2 MAX 6.7	min 11 MAX 28	min 0.13 MAX	min 33 MAX 42	min 190 MAX 400	min 1.8 MAX 8.2	min 6.3 MAX 19	Suniso 30S	1% G: 150kg/m2s
(Rigato5)	9.520	0.300	0.200	8.720	8.520	40	60	30	1.863	95.8	3.05	R22	min +2 MAX +4	min 100 MAX 260	min 2.5 MAX 4.1	min 12 MAX 30	min 0.15 MAX	min 29 MAX 30	min 190 MAX 410	min 2.7 MAX 4.6	min 11 MAX 16	Suniso 30S	1% G: 150kg/m2s

Fig. 2 Tubi testati e condizioni di prova

DETERMINAZIONE DEL COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO IN EVAPORAZIONE E TARATURA DELL'IMPIANTO

La determinazione del coefficiente di scambio termico in evaporazione medio e bifase viene ottenuta attraverso la misura della potenza termica scambiata tra acqua e refrigerante, il calcolo delle differenze medie logaritmiche dei tratti di evaporazione e di surriscaldamento e la previsione del coefficiente di scambio termico esterno (lato acqua).

Il coefficiente di scambio termico medio viene calcolato sull'intera superficie del tubo di prova, comprensiva di un piccolo tratto dedicato al surriscaldamento.

Invece, il coefficiente di scambio termico bifase è riferito al solo tratto di tubo dedicato al cambio di fase.

Tra i due valori sopra citati, il coefficiente di scambio termico bifase è quello a cui viene rivolto il maggiore interesse; purtroppo, tale valore contiene un "plus" di incertezza legato alla determinazione della superficie dedicata al surriscaldamento.

Per limitare tale incertezza, si è deciso di dotare l'impianto di un secondo scambiatore posto a valle della sezione di prova, il quale ci permette di estrapolare il coefficiente di scambio termico monofase (gas surriscaldato) e di conseguenza calcolare con maggiore precisione la superficie dedicata al surriscaldamento entro la sezione di prova in cui avviene il cambio di fase.

Nella progettazione di un evaporatore, la conoscenza della superficie dedicata al surriscaldamento del gas ricopre una discreta importanza, in quanto ne penalizza la potenza termica scambiata; la sua influenza è tanto maggiore - a parità di surriscaldamento - quanto minore è la differenza di temperatura tra ingresso fluido esterno ed evaporazione (DT1).

La taratura dell'impianto di prova è stata eseguita in due fasi :

- la prima riguarda la ricerca di una correlazione per la determinazione dello scambio termico lato acqua (condotto anulare) per numeri di Reynolds superiori a 5000. A tale scopo, sono state condotte delle prove facendo circolare acqua nella camicia esterna e acqua nel tubo interno liscio. Per limitare gli errori di valutazione del coefficiente di scambio termico esterno, sono stati mantenuti, sul lato interno, numeri di Reynolds molto alti (superiori a 20000).

I risultati sperimentali confermano, con buona precisione, le previsioni teoriche della correlazione di Gnielinski adattata ad un condotto anulare con superficie esterna adiabatica.

- la seconda fase riguarda il confronto fra i dati sperimentali di scambio termico in evaporazione e in condensazione in tubo liscio rispetto ai numerosi dati riportati in letteratura e dai costruttori di tubi. Tra le correlazioni esistenti in letteratura che stimano il coefficiente di scambio termico per "completa" evaporazione, quella di Bo-Pierre interpola i nostri valori sperimentali entro $\pm 20\%$.

RISULTATI SPERIMENTALI IN EVAPORAZIONE

In (fig. 3 e 4) si riportano i risultati sperimentali relativi alle prove condotte in termini di andamento del numero di Nusselt in funzione del numero di Reynolds e le perdite di carico per unità di lunghezza in funzione della velocità di massa.

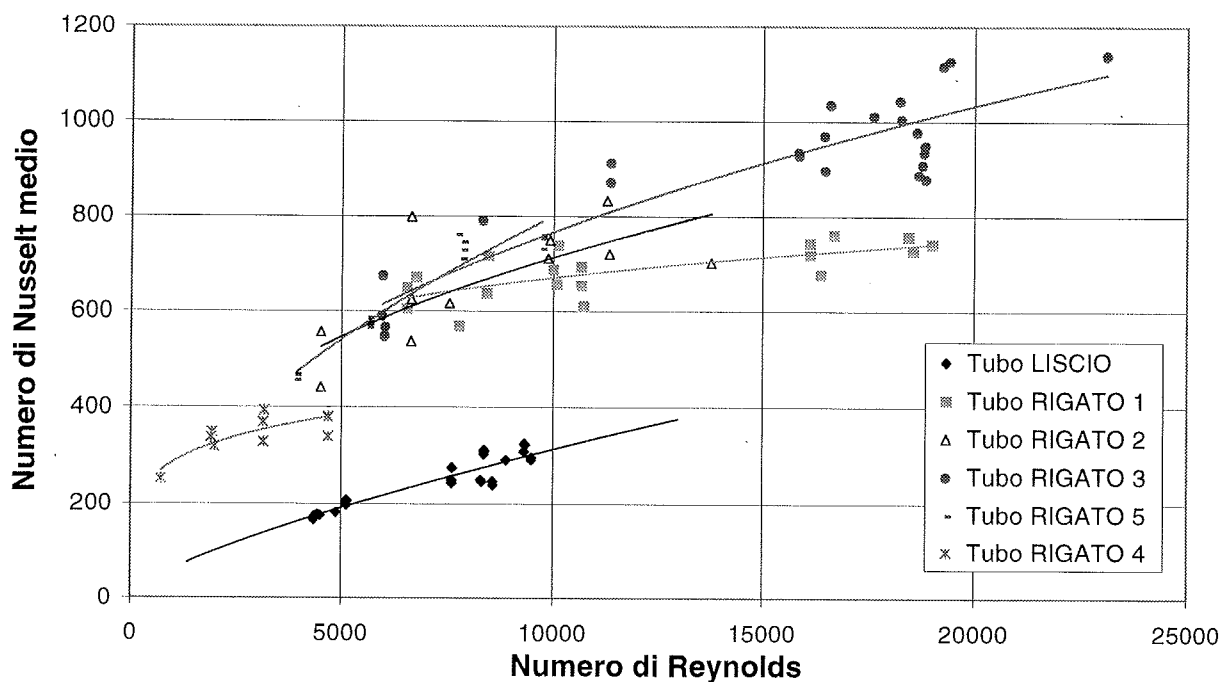


Fig. 3 Prestazioni tubi micro-alettati

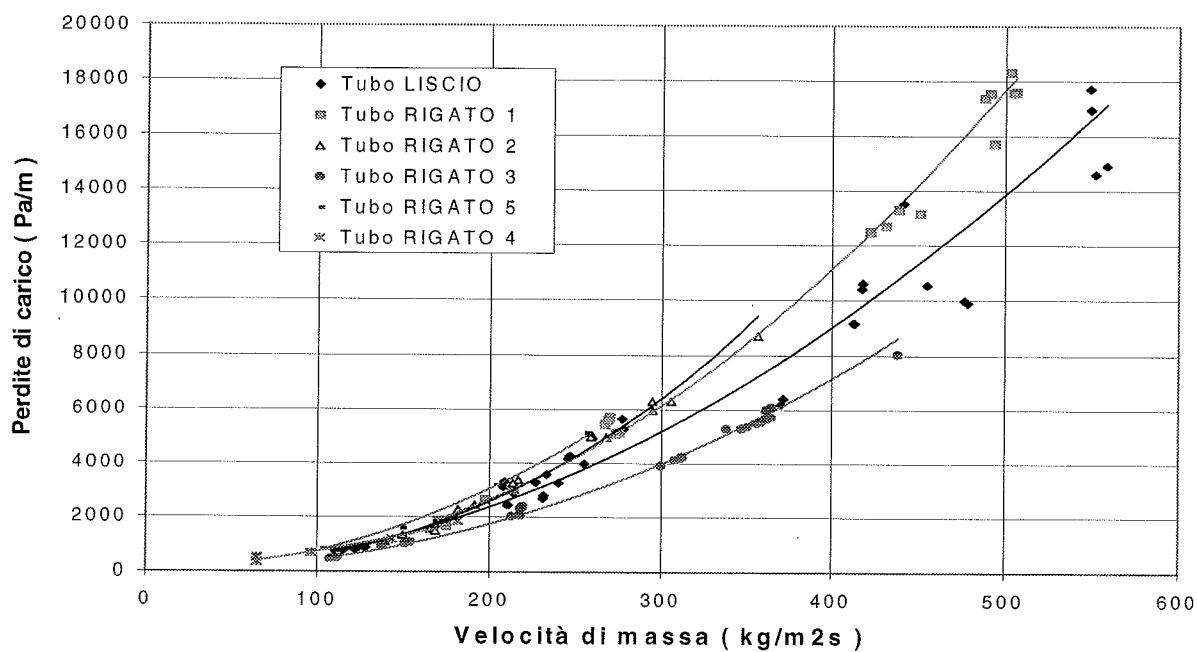


Fig. 4 Perdite di carico

L'obiettivo primario di questa attività di ricerca è quello di individuare nell'ambito dei tubi micro-alettati la geometria che permette il miglior compromesso tra perdite di carico e lo scambio termico. Il secondo obiettivo, ben più ambizioso, è quello di ricercare una correlazione capace di prevedere le prestazioni di scambio termico di un qualsiasi tubo micro-alettato.

La struttura di base è data da una nota correlazione di scambio termico per il tubo liscio alla quale abbiamo aggiunto alcuni parametri adimensionali caratteristici dello scambio termico evaporativo entro un tubo micro-alettato.

I parametri aggiunti, anch'essi presi dalla letteratura, tengono conto: dell'influenza del titolo medio del vapore, dell'incremento di superficie interna rispetto a quella di un tubo liscio di pari diametro medio, degli effetti di capillarità all'interno delle micro-alette, degli effetti di perturbazione del moto del liquido provocati dalla presenza della fase vapore e dalla percentuale in massa di olio presente nella miscela.

La struttura della correlazione che si vuole implementare è la seguente:

$$Nu = \alpha \cdot Re^{\beta} \cdot Pr^{\gamma} \cdot \left(\frac{x}{1-x} \right)^{\delta} \cdot J^{\varepsilon} \cdot (Bo \cdot Fr)^{\phi} \cdot \exp^{-\psi \cdot \omega}$$

La determinazione degli esponenti è stata condotta sulla base dei dati sperimentali finora raccolti (135 punti) elaborati attraverso il metodo dei minimi quadrati.

Il risultato proposto ha validità per l'evaporazione di vapori puri e di miscele azeotropiche entro tubi micro-alettati ($h/d < 0.04$).

I limiti entro cui sono stati variati i parametri di prova sono:

- * $0.1 < \text{titolo in ingresso} < 0.4$
- * $-5.0 < \text{temperatura di evaporazione} < +12.0 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- * $50 < \text{velocità di massa} < 500 \text{ Kg/m}^2\text{s}$
- * $0.025 < \text{numero di Bond} < 0.05$
- * $0.02 < \text{numero di Froude} < 1.5$
- * $2 < \text{flusso termico} < 37 \text{ kW/m}^2$
- * $\text{frazione percentuale in massa di olio} < 4 \%$

CONCLUSIONI

In (fig. 5) si riporta "l'affidabilità" del modello presentato, in termini di numero di Nusselt sperimentale in funzione del numero di Nusselt teorico. Dal grafico si evince che il 89% dei punti sperimentali sono contenuti entro il $\pm 20\%$.

Per quanto riguarda le perdite di carico, la stima entro tubi micro-alettati viene condotta modificando opportunamente il coefficiente di attrito del fluido monofase. Il modello utilizzato per predire le perdite di carico durante cambio di fase è quello di Lockart-Martinelli.

Il risultato del modello proposto deve essere considerato come provvisorio in quanto è nostra intenzione migliorare la capacità di previsione allargando la base dei dati sperimentali.

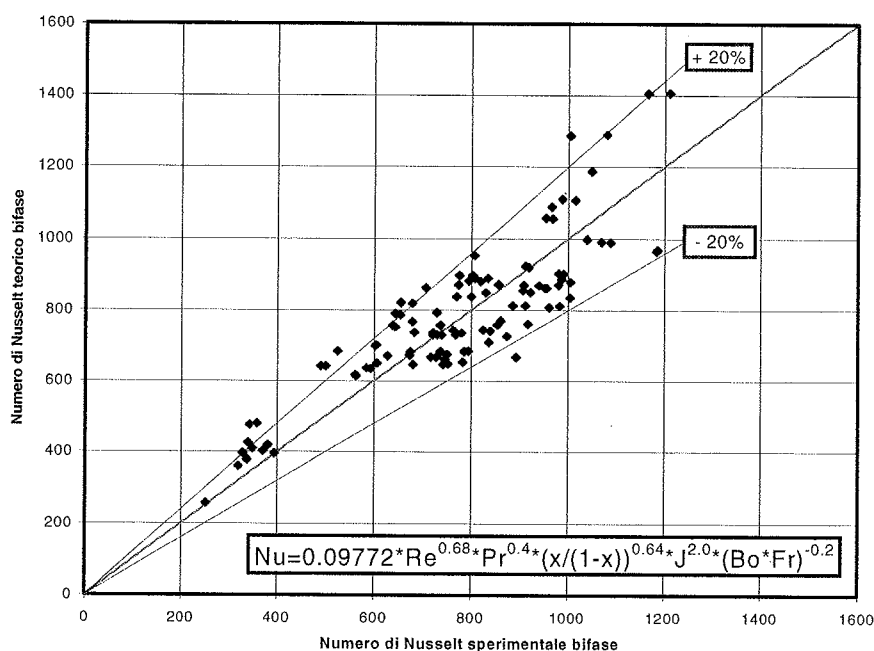


Fig. 5 Modello proposto

NOMENCLATURA

$$Bo = \frac{g \rho_L h \pi d}{8 \sigma n_f} = \text{numero di Bond}$$

d = diametro medio del tubo

$$Fr = \frac{V^2}{gd} = \text{numero di Froude (liquido)}$$

Flux = flusso termico

G = velocità di massa

h = altezza micro-aletta

J = fattore di incremento superficie interna

n_g = numero di alette – tubo micro-alettato

Nu = numero di Nusselt

Pr = numero di Prandtl

Re = numero di Reynolds

x_{in} = titolo vapore in ingresso

x = titolo medio del vapore

ΔT_{sur} = surriscaldamento

ΔT_{sott} = sottoraffreddamento

ΔT_{desur} = desurriscaldamento

T_{ev} = temperatura di evaporazione

T_{cond} = temperatura di condensazione

Lettere greche

ω = frazione percentuale in massa di olio

σ = tensione superficiale