

# COMPORTAMENTO DELLE MISCELE ZEOTROPICHE NEGLI SCAMBIATORI DI CALORE

Davide Del Col, Marco Azzolin, Arianna Berto, Stefano Bortolin  
*Dipartimento di Ingegneria Industriale – Università di Padova*

## 1 INTRODUZIONE

L'allarme mondiale sul riscaldamento globale ha portato ad un crescente interesse per le nuove tecnologie HVAC (riscaldamento, ventilazione e condizionamento) a basso impatto ambientale. A proposito di questo impatto, si deve tener conto sia di un effetto indiretto dovuto al consumo di energia sia di un effetto diretto dovuto alle perdite di refrigerante. Vi è un crescente interesse per i refrigeranti aventi basso potenziale di riscaldamento globale (GWP). Dopo il protocollo di Kyoto, nel 2012 la Commissione europea ha proposto di ridurre le emissioni di gas fluorurati di due terzi entro il 2030. La ricerca di refrigeranti alternativi si concentra principalmente sull'uso di refrigeranti naturali (idrocarburi, ammoniaci, anidride carbonica) e nuovi refrigeranti sintetici aventi basso GWP. Per molte applicazioni un'alternativa ai refrigeranti sintetici ad alto GWP potrebbe basarsi su miscele.

McLinden et al. (2014) hanno studiato diversi HFO riconoscendo il potenziale di R1234yf e R1234ze(E). Tuttavia, questi refrigeranti non sono adatti come refrigeranti drop-in per R410A e R404A. Al fine di garantire elevati COP di sistema e mitigare l'impatto ambientale, sono state proposte miscele refrigeranti di HFO e HFC. La condensazione di miscele binarie di HFC e HFO è stata recentemente studiata, ma il numero di dati di scambio termico per miscele di HFO e HFC è ancora limitato. Hossain et al. (2013) hanno studiato lo scambio termico della miscela R1234ze(E)/R32 con una composizione di massa del 55/45% all'interno di un tubo da 6 mm. Del Col et al. (2015) hanno studiato la condensazione di R32/R1234ze(E) a diverse concentrazioni all'interno di un canale di diametro di 0,96 mm. In Azzolin et al. (2019) è stato studiato lo scambio termico della stessa miscela durante la fase di ebollizione.

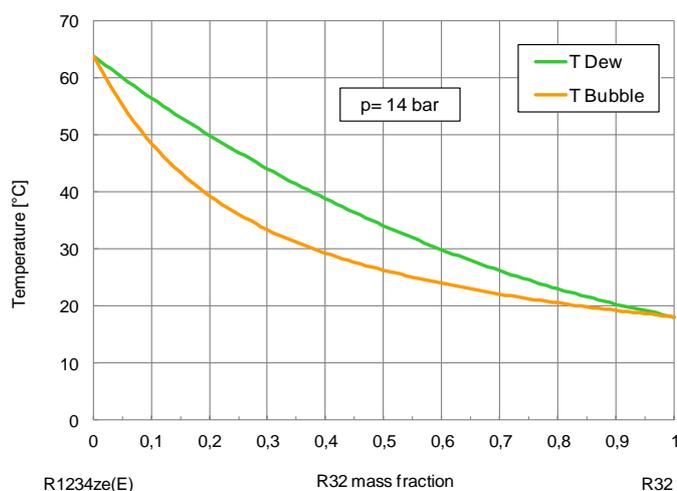


Fig. 1 Diagramma temperatura-composizione per la miscela R32/R1234ze(E) alla pressione di saturazione di 14 bar.

Più recentemente è stato studiato il trasferimento di calore con miscele ternarie. Ad esempio, Azzolin et al. (2019) presentano i coefficienti di condensazione delle miscele zeotropiche ternarie a basso GWP R455A (R32, R1234yf e R744 a 21,5 / 75,5 / 3,0% in massa) e R452B (R32, R1234yf e R125 a 67,0 / 26,0 / 7,0% in massa).

Il diagramma temperatura-composizione per la miscela R32/R1234ze (E) è riportato in Fig. 1 per la pressione di 14 bar. Per la miscela 0,50/0,50 alla pressione di 14 bar, la temperatura del punto di rugiada è 26,2°C e la temperatura del punto di bolla è 33,9°C, con un glide di temperatura di 7,7 K. Diagrammi simili possono anche essere tracciati per le altre miscele discusse in questo lavoro, ma nel caso di miscele ternarie il diagramma temperatura-composizione deve essere rappresentato utilizzando delle superfici.

Tutte queste miscele mostrano una differenza di temperatura tra i punti di rugiada e di bolla alla pressione data, e quindi le chiamiamo zeotropiche. Un riassunto delle miscele considerate in questo documento, insieme ai loro principali componenti puri, è riportato nella Tabella 1.

Tabella 1. Proprietà delle miscele e dei loro componenti puri alla temperatura di saturazione media di 40°C.

Fluido	R32/R1234ze(E) 0.5 /0.5 in massa	R455A	R452B	R32	R1234yf	R1234ze(E)
$GWP_{100\text{ years}}$	339	146	676	677	<1	<1
$p_{sat}$ [bar]	18.0	17.6	22.85	24.78	10.18	7.66
$T_{bub}$ [°C]	36.3	35.06	39.40	-	-	-
$Glide$ [K]	7.45	9.81	1.12	-	-	-

Ogni miscela è caratterizzata da un diverso valore del glide zeotropico. Ciò influenzerà i profili di temperatura negli scambiatori di calore (evaporatore e condensatore). In alcuni casi può portare ad un migliore accoppiamento dei due profili, in altri casi può causare ulteriori problemi (ad esempio quando la temperatura è molto alta). Un esempio di possibili configurazioni può essere visto in Fig. 2.

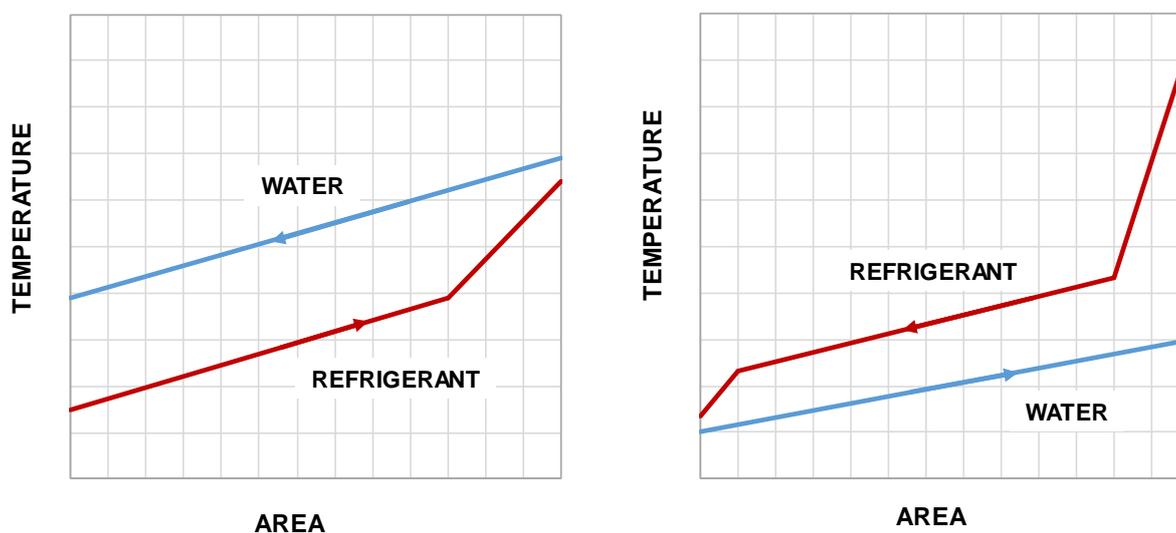


Fig. 2 Esempi di profili di temperatura in scambiatori in controcorrente che utilizzano miscele zeotropiche: evaporatore (a sinistra) e condensatore (a destra).

## 2 APPARATO SPERIMENTALE

Le prove sono state eseguite presso il Two Phase Heat Transfer Lab dell'Università di Padova. Nel banco di prova il refrigerante sottoraffreddato passa attraverso un filtro essiccatore prima di entrare in una pompa ad ingranaggi, che consente di impostare il flusso di massa misurato da un sensore ad effetto Coriolis. Prima di entrare nella sezione di test, il refrigerante può essere sottoraffreddato o riscaldato, vaporizzato o condensato. Il refrigerante viene infine inviato attraverso la sezione di test per la misura del coefficiente di scambio termico.

Il settore di misura è stato realizzato da un tubo di rame con diametro interno di 0,96 mm e una rugosità superficiale interna  $Ra=1,3 \mu\text{m}$ .

Sia lo scambio termico in ebollizione che in condensazione è stato misurato all'interno di questa sezione di prova, allo scopo di studiare le prestazioni di tali miscele rispetto alle loro componenti pure.

## 3 SCAMBIO TERMICO BIFASE

La figura 3 riporta il coefficiente di scambio termico della miscela R32/R1234ze(E) (0,5/0,5 in massa) e dei suoi componenti puri a  $G = 400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ , durante la vaporizzazione ad una pressione di 14 bar.

Come mostrato in figura 3, la presente miscela di refrigerante mostra coefficienti di scambio termico più bassi rispetto ai componenti puri R1234ze(E) e R32. La riduzione del coefficiente di scambio termico rispetto ai fluidi puri è di circa il 50% per le condizioni operative riportate nel grafico. Questa riduzione è in parte causata dall'aumento della temperatura del punto di bolla all'interfaccia liquido-vapore a causa del gradiente di frazione molare all'interfaccia. Durante il processo di evaporazione il liquido diventa più ricco in R1234ze(E) (componente meno volatile) e il vapore diventa più ricco in R32 (componente più volatile). Parte della riduzione del coefficiente di scambio termico è causata dalla diffusione del componente più volatile all'interfaccia e la concentrazione del componente meno volatile sulla superficie riscaldata non è favorevole al processo di vaporizzazione. Oltre a ciò, è necessaria una maggiore portata di calore per riscaldare il liquido e il vapore fino alla temperatura di ebollizione, che aumenta costantemente lungo il tubo.

A causa di questo degrado del coefficiente di scambio termico, i modelli sviluppati per fluidi puri non possono essere applicati direttamente alla vaporizzazione della miscela.

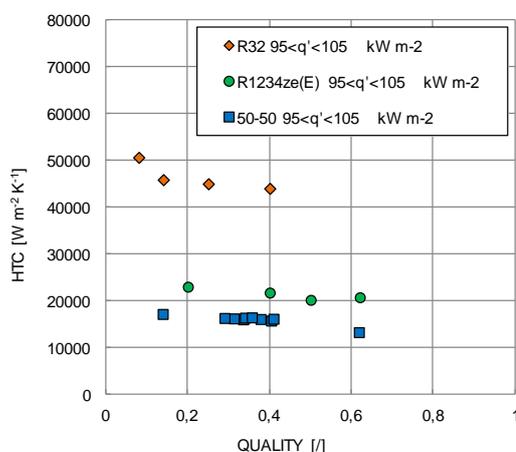


Fig. 3 Coefficiente di scambio termico rispetto al titolo di vapore durante ebollizione dei fluidi puri R32 e R1234ze (E) e della loro miscela 50/50% a  $G = 400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ . Dati da Azzolin et al. (2016).

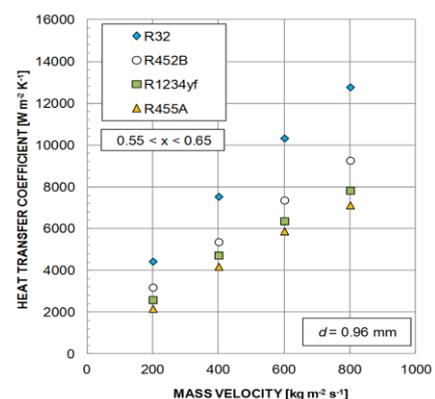


Fig. 4 Coefficienti di scambio termico locale durante la condensazione di R455A e R452B rispetto a quelli dei componenti puri R32 e R1234yf, per titolo di vapore  $x = 0,6$ . Dati da Azzolin et al. (2019).

La figura 4 riporta i coefficienti di trasmissione del calore durante la condensazione di R455A e R452B nel canale rispetto a quelli dei componenti puri R32 e R1234yf. I dati dei fluidi puri sono presi da Matkovic et al. (2009) e Del Col et al. (2010). I coefficienti di scambio termico di R455A sono paragonabili a quelli di R1234yf, ma significativamente inferiori a quelli di R32 e R452B. La riduzione del coefficiente di scambio termico delle miscele zeotropiche, che è più evidente per R455A, è correlata alla resistenza aggiuntiva al trasporto di massa causata dalla diversa volatilità dei componenti della miscela. Al titolo  $x=0.6$ , R455A e R452B presentano coefficienti di scambio termico che sono rispettivamente del 44% e del 27% inferiori a quelli di R32 a  $G=800 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ . È interessante notare che l'aumento del titolo di vapore causa un maggiore degrado del coefficiente di condensazione delle miscele rispetto ai componenti puri.

## RIASSUNTO

In questo lavoro sono state presentate le prestazioni termiche durante la condensazione e la vaporizzazione all'interno di un canale di 0,96 mm di diametro di miscele zeotropiche. Durante le prove di condensazione e vaporizzazione si può osservare un degrado del coefficiente di scambio termico dovuto alla resistenza aggiuntiva al trasporto di massa. Nel caso di una miscela binaria, la penalizzazione può essere stimata confrontando i coefficienti misurati rispetto a un comportamento lineare ideale tra i valori dei componenti puri alle stesse condizioni operative. La riduzione dei coefficienti di scambio termico durante l'ebollizione della miscela R32/R1234ze (E) nelle condizioni testate è risultata pari al 50%. Sono stati presentati i dati di condensazione per le miscele ternarie R452B e R455A. R452B presenta coefficienti più elevati rispetto a R455A a causa della maggiore conduttività termica del liquido e del glide di temperatura inferiore. I coefficienti di scambio termico di R455A sono paragonabili a quelli di R1234yf, ma inferiori a quelli di R32 e R452B. La penalizzazione dello scambio termico dipende dal processo (condensazione o ebollizione) ma anche dalle caratteristiche dei fluidi, in particolare dal glide di temperatura. I processi di condensazione e vaporizzazione delle miscele zeotropiche non sono isotermi e i continui cambiamenti nella composizione delle fasi liquida e vapore portano all'accumulo di resistenze al trasporto di massa, pertanto i modelli sviluppati per i fluidi puri devono essere corretti.

Quando si progettano apparecchiature per lo scambio termico con miscele zeotropiche, sebbene la temperatura di saturazione variabile possa essere vantaggiosa per l'accoppiamento dei profili di temperatura tra i due fluidi, è necessario ricordare che le caratteristiche di scambio termico più scadenti possono richiedere un'area di scambio più grande.

## RIFERIMENTI

- Azzolin M., Bortolin S., Del Col D., 2016, Flow boiling heat transfer of a zeotropic binary mixture of new refrigerants inside a single microchannel, *Int. J. Thermal Sciences*, Vol 110, 83-95.
- Azzolin M., Berto A., Bortolin S., Moro L., Del Col D., 2019, Condensation of ternary low GWP zeotropic mixtures inside channels, *Int. J. Refrigeration*.
- Del Col, D., Torresin, D. and Cavallini, A. (2010). Heat transfer and pressure drop during condensation of the low GWP refrigerant R1234yf. *Int. J. Refrigeration*, 33(7), 1307–1318.
- Del Col, D., Azzolin, M., Bortolin, S. and Zilio, C., 2015. Two-phase pressure drop and condensation heat transfer of R32/R1234ze(E) non-azeotropic mixtures inside a single microchannel. *Science and Technology for the Built Environment*, 21(5), 595–606.
- Del Col, D., Bortolato, M., Azzolin, M. and Bortolin, S., 2015, Condensation heat transfer and two-phase frictional pressure drop in a single minichannel with R1234ze(E) and other refrigerants. *Int. J. Refrigeration*, 50(842), 87–103.
- Hossain, Md. A., Onaka, Y., Afroz, H.M.M., Miyara, A., 2013, Heat transfer during evaporation of R1234ze(E), R32, R410A and a mixture of R1234ze(E) and R32 inside a horizontal smooth tube, *Int. J. Refrig.*, vol. 36, p.465-477.
- Matkovic, M., Cavallini, A., Del Col, D., Rossetto, L., 2009, Experimental study on condensation heat transfer inside a single circular minichannel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 52, p. 2311-2323.
- McLinden, M. O., Kazakov, A. F., Steven Brown, J. and Domanski, P. A. (2014). A thermodynamic analysis of refrigerants: Possibilities and trade-offs for Low-GWP refrigerants. *Int. J. Refrigeration*, 38(1), 80–92.