

FLUIDI A BASSO GWP PER POMPE DI CALORE AD ALTA TEMPERATURA

Claudio Zilio, Giulia Righetti

*Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali
Università degli Studi di Padova claudio.zilio@unipd.it*

Introduzione

Le pompe di calore ad alta temperatura (HTHP) offrono interessanti opzioni per il miglioramento dell'efficienza energetica di diversi sistemi industriali nei settori della lavorazione degli alimenti, del tessile, della carta, del legno e nell'industria automobilistica. Un lavoro della IEA (IEA 2014) dimostra, con riferimento a diversi casi di studio, che le HTHP potrebbero fornire circa il 16% dell'intero consumo di energia delle industrie in Germania, ma la loro diffusione è ancora molto limitata. È quindi da attendersi una progressiva diffusione nei prossimi anni ed è di conseguenza fondamentale ottenere alti livelli di efficienza energetica e di compatibilità ambientale delle HTHP di nuova generazione. In tal senso, la scelta del fluido refrigerante gioca un ruolo chiave.

Attualmente il fluido più utilizzato è HFC-245fa che presenta un GWP nell'intorno di 1000 ed è considerato tossico ma non infiammabile (classificazione B1 secondo ASHRAE). Nell'ottica della individuazione di soluzioni ecologicamente compatibili, occorre individuare fluidi a bassissimo GWP, non tossici e non (o blandamente) infiammabili. Una delle prime proprietà termodinamiche che vengono analizzate per l'individuazione di nuovi refrigeranti sostitutivi è la pressione di saturazione: il nuovo fluido deve presentare una curva pressione-temperatura nel cambiamento di fase liquido-vapore il più possibile simile a quella del fluido da sostituire. Tra i fluidi apparsi nel mercato negli ultimi mesi, HCFO-1233zd(E) e HCFO-1224yd(Z) hanno pressioni di saturazione molto vicine a R245fa (fig. 1). Entrambi sono molecole idrofluoro-olefiniche contenenti cloro. Inoltre, fin dal 2009, alla comparsa degli HFO come refrigeranti sullo scenario internazionale, Brown et al. hanno proposto HFO-1234ze(Z) come possibile alternativa al tradizionale CFC-114 nelle HTHP. Dal momento che R245fa è un sostituto di R114, R1234ze(Z) può essere considerato un valido candidato alla sostituzione di R245fa. In Tabella 1 sono riassunte le principali caratteristiche di tali fluidi. Con riferimento alla figura 1, tra i diversi fluidi, R1224yd(Z) è quello che ha pressioni di saturazione più vicine a R245fa, specie per temperature superiori ai 90 °C.

Tabella 1. Principali proprietà termodinamiche e caratteristiche ambientali

Fluido	GWP	ODP	P.E.N. (°C)	P _{crit} (MPa)	T _{crit} (°C)	Class. ASHRAE
R245fa	1030	0	15.0	36.51	153.86	B1
R1234ze(Z)	<1	0	9.7	35.31	150.12	A2L (atteso)
R1233zd(E)	<5	0.00034	18.3	36.24	166.45	A1
R1224yd(Z)	<1	0.00033	14.6	3.34	155.54	A1

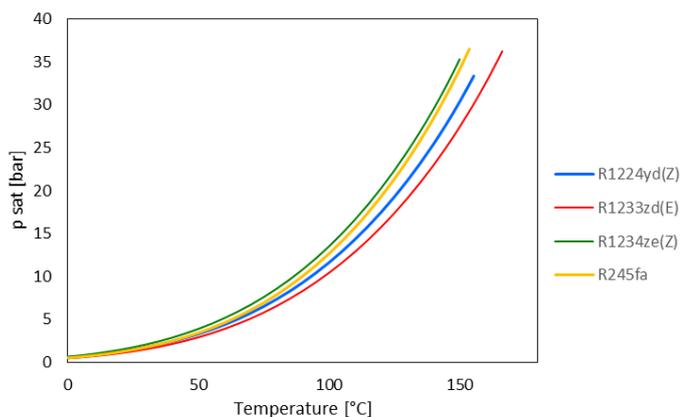


Figura 1. Pressione di saturazione dei diversi fluidi secondo RefProp v.10.0

La figura 2 riporta il calore latente di condensazione a diverse temperature. In questo caso, R1224yd(Z) ha il calore latente più basso e di conseguenza anche l'effetto termico volumetrico più basso. R1234ze(Z) ha invece un effetto termico volumetrico (figura 3) del tutto simile a quello di R245fa e si candida quindi ad essere un potenziale sostituto di drop-in di R245fa, qualora si avesse come obiettivo l'ottenimento della stessa potenza termica scaldante, senza dover sostituire il compressore.

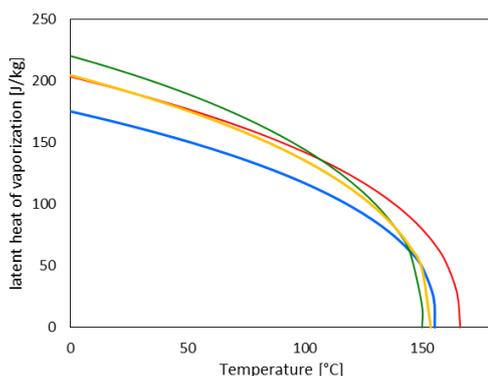


Figura 2. Calore latente di condensazione

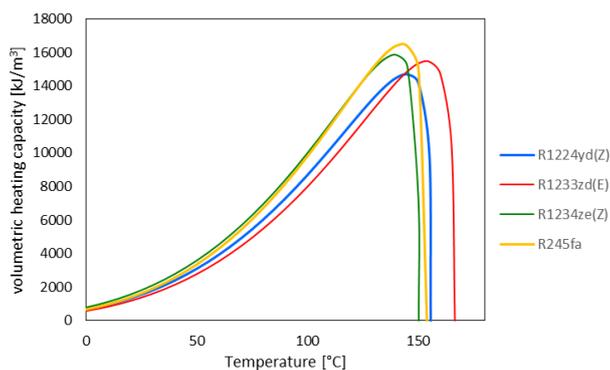


Figura 3. Capacità termica volumetrica

Caso di studio

Nello studio di IEA (IEA, 2014) vengono analizzati diversi casi con riferimento ad impianti reali in Europa. Ai fini della presente trattazione si considera, tra i casi analizzati in IEA (2014), il seguente: pompa di calore monostadio operante a R245fa che recupera un cascame termico. La condensazione del fluido avviene a 92 °C con sottoraffreddamento di 5°C. L'evaporazione avviene a 38 °C (lato aspirazione) con surriscaldamento di 5°C, mentre il compressore ha un rendimento globale di compressione pari a 0.7 (ipotizzato per comodità costante per tutti i fluidi). La tabella 2 riporta i principali parametri relativi ai quattro fluidi allo studio in condensazione.

Tabella 2. Principali parametri secondo Refprop v. 10.0 (temp. saturazione 92 °C)

Fluido	p	p.rid	COP	VHC	λ_L	$C_{p,L}$	ρ_L	ρ_v	μ_L
	[bar]	[-]	[-]	[kJ/m ³]	[mW/m K]	[J/kgK]	[kg/m ³]	[kg/m ³]	[μPa s]
R245fa	10.54	0.289	2.48	2554	66.88	1546.3	1126.0	59.27	172.69
R1234ze(Z)	11.33	0.321	2.40	2982	67.99	1551.2	1012.9	56.89	119.34
R1233zd(E)	8.72	0.241	2.47	2260	63.88	1378.0	1076.9	46.56	148.94
R1224yd(Z)	9.74	0.292	2.45	2410	57.98	1320.8	1143.8	61.24	136.94

Come si evince dalla tabella 2, i valori di COP dei diversi fluidi sono molto vicini, indicando che le prestazioni energetiche saranno tra loro molto simili. Si osserva che tali valori sono riferiti all'ipotesi di temperature di condensazione e di evaporazione imposte. Un confronto più omogeneo dovrebbe tenere conto delle prestazioni di scambio termico. A parità di scambiatori di calore e di condizioni dei fluidi secondari, una migliore efficienza di scambio termico porterebbe ad un minor approccio di temperatura tra fluido refrigerante e fluido secondario, ovvero ad un possibile aumento di temperatura di evaporazione e/o riduzione della temperatura di condensazione, con la conseguente diminuzione del lavoro di compressione e aumento della efficienza termodinamica del ciclo.

Dalla Tabella 2 si osserva che R1234ze(Z) ha conduttività termica del liquido (λ_L), calore specifico ($c_{p,L}$) e pressione ridotta più alti rispetto agli altri fluidi. Queste proprietà sono favorevoli dal punto di vista del coefficiente di scambio termico. La bassa viscosità del liquido di R1234ze(Z) rispetto agli altri fluidi, assieme alla maggiore pressione ridotta, favorisce poi una riduzione delle perdite di carico per attrito.

A titolo di esempio, in figura 4 sono rappresentati i coefficienti di scambio termico alla temperatura di condensazione di 92°C e titolo di vapore 0.5, stimati con la correlazione di Cavallini et al. (2006) in un tubo liscio da 10 mm interni, mentre in figura 5 sono riportate le perdite di carico per attrito nelle stesse condizioni, secondo il modello di Friedel (1979).

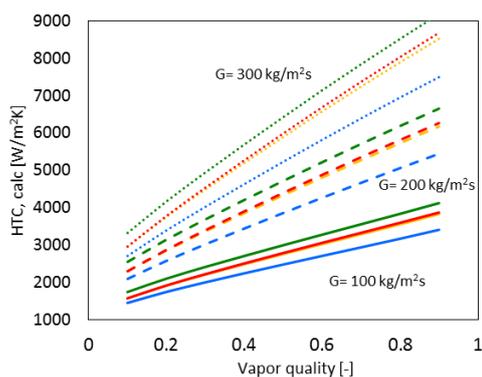


Figura 4. Coefficiente di scambio termico in condensazione a 92°C, $x=0.5$, secondo Cavallini et al. (2006)

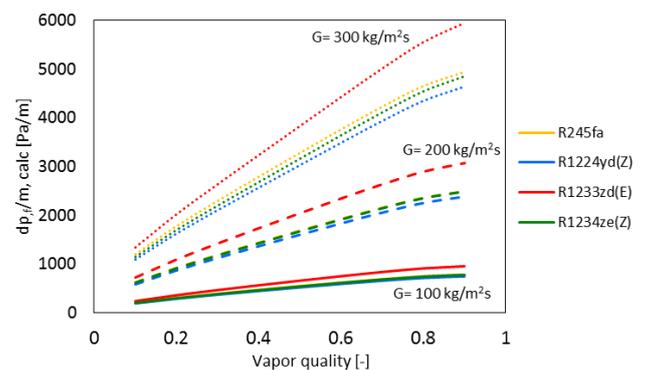


Figura 5. Perdite di carico per attrito in condensazione a 92°C, $x=0.5$, secondo Friedel (1979)

Si osserva che R1234ze(Z) ha coefficiente di scambio termico in condensazione superiore agli altri fluidi e perdite di carico inferiori rispetto a R245fa. Tale fluido si candida quindi ad avere una efficienza di scambio termico in condensazione superiore a R245fa. R1224yd(Z) ha coefficienti di scambio inferiori agli altri fluidi, ma anche perdite di carico più basse in confronto a R245fa e R1233zd(E). Questo secondo aspetto potrebbe almeno in parte compensare, rispetto a R245fa, l'effetto dei coefficienti di scambio termico più bassi grazie alla minore caduta di temperatura di saturazione conseguente alle minori perdite di carico. Occorre osservare che tali considerazioni sono da considerarsi come preliminari, anche considerando che per R1224yd(Z) le proprietà termodinamiche e termofisiche non sono ancora del tutto definite e gli autori della presente memoria sono coinvolti in una collaborazione internazionale per lo sviluppo di correlazioni affidabili per la predizione delle proprietà termodinamiche e termofisiche (Fedele et al., 2019).

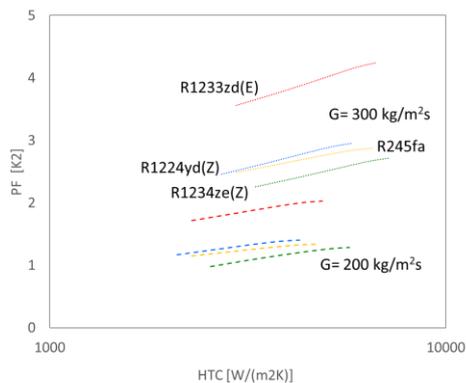


Figura 6. Penalty Factor (Cavallini et al. 2006)

Cavallini et al. (2010) hanno proposto un approccio denominato Penalty Factor approach (PF) per comparare termodinamicamente le prestazioni in scambio termico di refrigeranti diversi. Un confronto tra il PF dei diversi fluidi è riportato in figura 6 nelle stesse condizioni delle figure 4 e 5:

tanto minore il PF, tanto migliore è la prestazione di scambio termico. R1224yf(Z) sembra offrire le migliori prestazioni, mentre R1234ze(Z) è in linea con R245fa.

Conclusioni

Sulla base dell'analisi termodinamica proposta, i nuovi fluidi a bassissimo effetto serra, HFO1234ze(Z), HCFO1224yd(Z), HCFO1233zd(E) possono essere considerati validi candidati alla sostituzione di HFC245fa.

Riferimenti bibliografici

- Brown J.S., Zilio C., Cavallini A. (2009). The fluorinated olefin R-1234ze(Z) as a high-temperature heat pumping refrigerant. *Int. J. of Refrigeration*, 32, 1412-1422
- Cavallini A., Del Col D., Doretti L., Matkovic M., Rossetto L., Zilio C., (2006). Condensation in horizontal smooth tubes: a new heat transfer model for heat exchanger design. *Heat Transfer Engineering* 27, 31–38.
- Fedele L., Bobbo S., Scattolini M., Zilio C., Akasaka R. (2019), Compressed liquid density measurements and correlation for cis-1-chloro-2,3,3,3 tetrafluoropropene (R1224yd(Z)), da presentare a ICR 2019, Montreal
- Friedel L., (1979). Improved Friction Pressure Drop Correlations for Horizontal and Vertical Two-phase Pipe flow, European Two-Phase Group Meeting, Ispra, Italy, Paper E2.
- IEA Heat Pump Programme, (2014) Applications of industrial heat pumps, I-II, Annex 35.
- Cavallini A., Brown J.S., Del Col D., Zilio C., (2010), In-tube condensation performance of refrigerants considering penalization terms (exergy losses) for heat transfer and pressure drop, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 2885-2896
- Lemmon E.W., Bell I.H., Huber M.L., McLinden M.O. (2018). NIST Standard Reference Database 23: REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology.