

# VANTAGGI DELL'USO DI IDROCARBURI AD ALTA PUREZZA NEGLI IMPIANTI FRIGORIFERI ED A POMPA DI CALORE DI PICCOLA TAGLIA

**Luca A. Tagliafico<sup>(a)</sup>, Federico Scarpa<sup>(a)</sup>, Paolo Zunino<sup>(b)</sup>, Davide Vattuone<sup>(b)</sup>**

<sup>(a)</sup> DIME/TEC – Università di Genova - [tgl@ditec.unige.it](mailto:tgl@ditec.unige.it)

<sup>(b)</sup> GTS Special Gas – [zunino.gts@gruppoautogas.com](mailto:zunino.gts@gruppoautogas.com)

## INTRODUZIONE

Gli idrocarburi sono stati originariamente utilizzati nella refrigerazione, assieme ad altri gas naturali quali la CO<sub>2</sub>, a partire dalla metà del secolo 1800, fino a circa gli anni '30. Abbandonati nel secolo scorso a favore dei CFC, a partire dai primi anni del 1990 hanno cominciato a riguadagnare popolarità grazie al loro bassissimo impatto ambientale. Attualmente sono considerati un'alternativa valida e comunemente utilizzata al posto dei fluorocarburi in numerose applicazioni dei sistemi refrigeranti a compressione di vapore di piccola o piccolissima potenza, come ad esempio la refrigerazione domestica (per potenze elettriche dell'ordine di 100-500W) od i sistemi monofamiliari di riscaldamento (per potenze fino a circa 5kW).

Pur essendo molto noto l'uso di questi refrigeranti, pochissimi sono gli studi che riguardano l'importanza della purezza di questi fluidi sulle prestazioni degli impianti e sul vantaggio del loro utilizzo rispetto a fluidi di minore qualità e purezza, tipici dei prodotti di raffineria "grezzi". [1]. Ci sono tuttavia molti vantaggi derivanti dall'uso degli idrocarburi come fluidi refrigeranti, come ad esempio:

- i) zero "ozone depletion potential" (ODP=0),
- ii) "global warming potential" molto bassi (GWP<20, soltanto 3 per R600a),
- iii) Eccellenti proprietà termofisiche e termodinamiche, che consentono di ottenere impianti ad alta efficienza e quindi complessivamente con valori del "total equivalent warming impact" (TEWI) molto bassi,
- iv) Buona compatibilità con tutti i materiali e componenti di impianto,
- v) Utilizzo di valori molto bassi della "carica", con conseguenti vantaggiose riduzioni degli ingombri dell'impianto (piccoli scambiatori di calore, piccole tubazioni, etc.)

I potenziali rischi di infiammabilità ed esplosione sono stati progressivamente risolti e quindi ci si aspetta che il loro utilizzo anche con valori di "carica" maggiori, e quindi in campi di potenze maggiori, troveranno via via sempre maggiore diffusione. Tra gli idrocarburi utilizzabili come fluidi refrigeranti si possono citare R290 (propano), R600a (isobutano), R1150 (etene/ethylene), R1270 (propene/propylene), R170 (etano) e naturalmente una serie di miscele dei fluidi stessi.

Limitando tuttavia l'analisi alle applicazioni con limitati valori di "carica" (cioè sistemi di piccola potenza) la ricerca condotta si è concentrata su R600a (isobutano) ed R290 (propano). I settori applicativi di riferimento sono la refrigerazione domestica (per potenze elettriche dell'ordine di 100-500W) ed i sistemi monofamiliari di riscaldamento ed acqua calda sanitaria (per potenze fino a circa 5kW).

L'analisi, basata su studi di mercato e su di una approfondita analisi termodinamica, si focalizza sugli effetti delle impurità (altri idrocarburi, acqua, gas non condensabili quali aria, azoto, ossigeno, etc.) e dimostra come la loro presenza può portare a rilevanti riduzioni delle prestazioni (COP), che scendono al -10%, ma che in particolari casi particolarmente sfavorevoli potrebbero raggiungere il -40%. Un controllo accurato della purezza degli idrocarburi utilizzati come fluidi refrigeranti assume pertanto la massima importanza, specialmente nel mercato di riferimento qui considerato, nel quale bassi costi di costruzione e la mancanza pressoché totale di operazioni di svuotamento e riempimento dell'impianto durante la sua vita utile rende particolarmente cruciale avere fin dall'inizio un fluido puro, nel rispetto degli standard qualitative più stringenti. Questi standard, pur non essendo obbligatori, sono molto ben suggeriti negli Stati Uniti da AHRI [2] ed in Germania dalla norma DIN 8960 [3].

## ANALISI TERMODINAMICA DELLE PRESTAZIONI

L'analisi termodinamica comparativa è stata sviluppata con riferimento ad un ciclo inverso di base, qualitativamente rappresentato in Figura 1 per il fluido puro R600a, nel ben noto piano termodinamico p-h (pressione-entalpia).

Data la finalità di analizzare esclusivamente l'effetto delle proprietà e del grado di purezza della carica di fluido refrigerante introdotta nell'impianto, l'introduzione dei molti importanti accorgimenti utilizzati nella pratica impiantistica per migliorare le prestazioni dell'impianto (sottoraffreddamenti, rigenerazioni, sistemi di regolazione continua della velocità del compressore, etc.) comporterebbero una inutile complicazione dei calcoli termodinamici senza aggiungere nulla in termini di informazioni sull'effetto indotto dalle proprietà termodinamiche del fluido ("carica") con cui viene fatto il riempimento dell'impianto ad inizio vita operativa.

Le proprietà termodinamiche del fluido evolvente sono molto variabili al variare della composizione e della presenza di impurità. Per il loro calcolo è stato utilizzato, sulla base della teoria delle miscele, il software riconosciuto come uno standard REFPROP DATABASE [4].

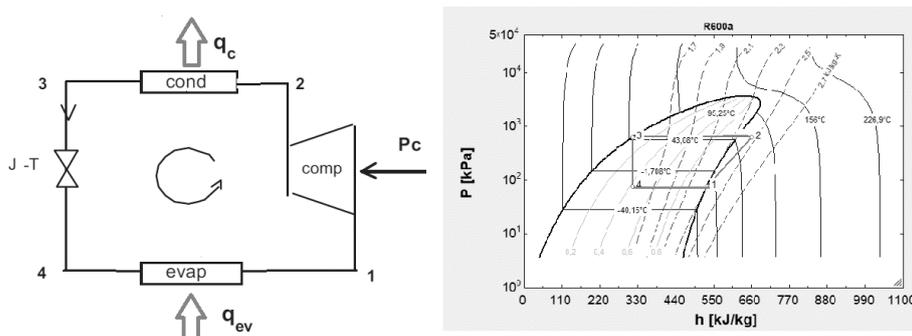


Figure 1. Il ciclo termodinamico di riferimento utilizzato in questo lavoro ed il corrispondente piano termodinamico p-h (fluido R600a,  $T_c=45^\circ\text{C}$ ,  $T_{ev}=-15^\circ\text{C}$ ).

L'analisi ha compiutamente sviluppato lo studio per il caso refrigeratore domestico ( $T_c=45^\circ\text{C}$ ,  $T_{ev}=-15^\circ\text{C}$ ) e sistema a pompa di calore ( $T_c=55^\circ\text{C}$  and  $T_{ev}=5^\circ\text{C}$ ). I primi risultati hanno provato che contaminazioni dell'idrocarburo di base con altri idrocarburi simili nella catena di distillazione non hanno una influenza significativa sulle prestazioni della macchina, con variazioni nelle prestazioni calcolate non superiori allo 0.1%. Per quanto riguarda la presenza di acqua, è ben noto che questa va in ogni modo evitata. L'uso di un fluido particolarmente puro garantisce l'assenza di acqua e quindi fa risparmiare in fase di costruzione, eliminando a priori la necessità di sistemi di deidratazione. In definitiva lo studio si è concentrato alla fine sull'effetto della presenza di gas non condensabili, che come noto, riducono significativamente le prestazioni dell'impianto.

La tabella 1B degli standard AHRI700-2017 [2] raccomanda valori limite dello 0.5% in peso. Stabilisce inoltre anche un limite dell'1,5% in volume in condizioni standard a  $25^\circ\text{C}$ , con l'idrocarburo in fase liquida.

I gas tendono a separarsi dall'idrocarburo ed a concentrarsi nel condensatore, nel quale sono presenti % di incondensabile molto più alte (circa il doppio) rispetto alla media dell'impianto, determinando così riduzioni delle prestazioni di scambio termico ed un incremento del titolo del fluido all'uscita. La presenza di incondensabili provoca l'impossibilità pratica di giungere a completa condensazione (p.to 3 del ciclo termodinamico), a meno che non venga diminuita in maniera significativa la temperatura media di condensazione (e quindi penalizzando la macchina in termini di potenze termiche scambiate). Anche forzando temperature al condensatore sensibilmente più basse si ottiene in 3 (uscita dal condensatore) un titolo superiore a 0.06, che dopo la laminazione si traduce in titolo  $x=0.43$  nelle condizioni 4. In pratica il ciclo si "stringe" e il COP ne risente passando da 1.686 a 1,554 (-8%).

Le cause principali di questi effetti sono:

- 1) La modifica delle curve isobare di condensazione (Figura 2)
- 2) Il peggioramento delle condizioni di scambio termico al condensatore.

Si noti che i due effetti possono anche sovrapporsi.

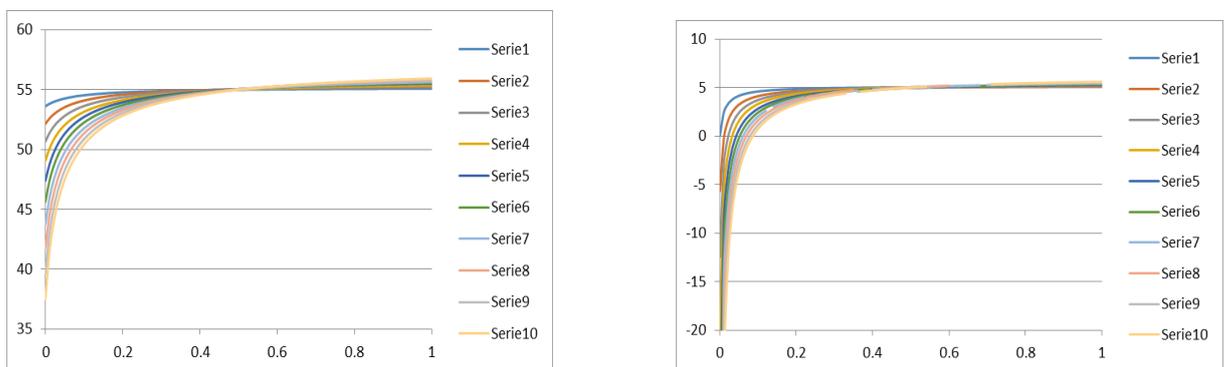


Figura 2. Andamento caratteristico temperatura-titolo delle curve isobare di condensazione (a sinistra) e di evaporazione (a destra) per R290, con concentrazioni in massa di gas non condensabili variabili (serie1 = 0,1%, serie10 = 1%). Le pressioni di transizione di fase corrispondenti variano rispettivamente da 19,1 a 19,7 bar (condensatore) e da 5,53 a 5,7 bar (evaporatore).

Questa deformazione delle curve isobare, in particolare per valori bassi del titolo, ha un forte impatto sul comportamento del condensatore, e molto meno sull'evaporatore. Si hanno pertanto due possibili effetti:

a) Se non si cambia la temperatura di lavoro al condensatore, è impossibile raggiungere la condensazione completa all'uscita dal condensatore, con conseguente espansione in zona bifase e diminuzione dell'effetto utile. Come visto prima questa condizione limite è da evitare e non verrà pertanto presa in considerazione.

b) Per portare invece a completa condensazione il fluido occorrerà aumentare la temperatura (e di conseguenza anche la pressione) al condensatore. L'aumento di pressione obbliga il compressore a lavorare con un maggiore rapporto di compressione e quindi ad un aumento del consumo energetico, con conseguente peggioramento del COP. Questo caso è stato analizzato in dettaglio.

## ALCUNI RISULTATI

Le tabelle di Figura 3 mostrano l'effetto del caso #1, evidenziando una forte riduzione del COP anche per % modeste di incondensabili (meno di 1000ppm).

<b>R600a +N<sub>2</sub> (T<sub>a</sub>=20 °C, T<sub>eva</sub>=-10)</b>						<b>R290 +N<sub>2</sub> (T<sub>a</sub>=20 °C, T<sub>eva</sub>=0)</b>					
T <sub>cond</sub> [°C]	COP <sub>F</sub>	ppm w/w	% w	%w cond.	ΔCOP <sub>F</sub>	T <sub>cond</sub> [°C]	COP <sub>PC</sub>	ppm w/w	% w	%w cond.	ΔCOP <sub>PC</sub>
35	2.36	100	0.01%	0.02%	-3.0%	45	3.3	100	0.01%	0.02%	-0.49%
		500	0.05%	0.1%	-13.5%			500	0.05%	0.1%	-2.25%
		1000	0.1%	0.2%	-			1000	0.1%	0.2%	-5.2%
		5000	0.5%	1.0%	-			5000	0.5%	1.0%	-11.3%
		10000	1.0%	2.0%	-			10000	1.0%	2.0%	-17.5%
45	1.8	100	0.01%	0.02%	-1.8%	55	2.71	100	0.01%	0.02%	-0.28%
		500	0.05%	0.1%	-9.7%			500	0.05%	0.1%	-1.6%
		1000	0.1%	0.2%	-			1000	0.1%	0.2%	-3.4%
		5000	0.5%	1.0%	-			5000	0.5%	1.0%	-12.8%
		10000	1.0%	2.0%	-			10000	1.0%	2.0%	-20.1%

Figura 3. CASO 1- Riduzione delle prestazioni (COP) per impianti frigo ed a pompe di calore per R600a e R290, in funzione della quantità in peso di gas non condensabili, nell'intervallo da 0,01% a 1%. La modalità di refrigerazione è particolarmente penalizzata (spesso l'impianto non funziona correttamente), ma anche la modalità pompa di calore raggiunge riduzioni COP dell'ordine del -20%

Anche l'analisi del caso #2 ha dato risultati analoghi, con riduzioni dell'ordine dell'-2% del COP per ogni 0.5% in peso di incondensabili presenti nella carica dell'impianto.

## CONCLUSIONI

I risultati qui presentati dimostrano che la raccomandazione AHRI700-2017, che pur non avendo valore di norma rappresenta lo standard consigliato per quanto riguarda la purezza dei fluidi refrigeranti (incluso gli idrocarburi qui esaminati), è da considerarsi imprescindibile. Tale standard suggerisce purezze del fluido refrigerante del 99,5%, cui vanno aggiunti i limiti massimi di umidità (10ppm) e di incondensabili (175ppm). Tali caratteristiche sono difficilmente garantite da un prodotto di raffineria, ma rappresentano la regola per gli standard di lavorazione dei fluidi ad alta purezza ed elevati standard di qualità.

## REFERENCES

- [1] H.F. Gu, Q. Chen, H.J. Wang, H.Q. Zhang. Condensation of a hydrocarbon in the presence of a non-condensable gas: Heat and mass transfer. Applied Thermal Engineering 91 (2015) 938-945.
- [2] Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute AHRI Standard 2017. 2017 Standard for Specifications for Refrigerants.
- [3] DIN 8960 Kaeltemittel - Anforderungen und Kurzzeichen, Deutsches Institut Fur Normung E.V., Nov, 1998.
- [4] Lemmon, EW, Huber, ML, McLinden, MO. NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP DATABASE. Version 10.0. National Institute of Standards and Technology, Boulder, USA. Dept. of Commerce, 2017.