

## Glide dei refrigeranti e impatto sulla dichiarazione delle prestazioni

### Ambito e scopo

In seguito al regolamento UE 517/2014 (F-gas), i futuri refrigeranti sintetici con un basso potenziale di riscaldamento globale saranno, in larga misura, miscele non azeotropiche con un significativo glide di temperatura (alcune con un glide superiore a 6 K). La temperatura di questi refrigeranti cambia durante il processo di evaporazione e di condensazione a pressione costante. Diversi studi di confronto delle prestazioni di diversi refrigeranti sono stati pubblicati, ma poiché questi studi fanno riferimento alla temperatura media, una evidente correlazione fra il punto medio e la pressione non può essere facilmente determinata. Lo scopo di queste linee guida è offrire una panoramica del rapporto tra la temperatura di rugiada e la temperatura media per le miscele non azeotropiche, evidenziando la differenza nelle prestazioni e fornire raccomandazioni per la conversione delle prestazioni del compressore, regolate dalle norme esistenti, in prestazioni alla temperatura media. In questo modo si eviteranno equivoci ed errate interpretazioni dei risultati.

### 1. Classificazione delle miscele di refrigerante

Le miscele di refrigerante sono miscele di due (binarie) o più fluidi refrigeranti puri. Le miscele di refrigerante possono essere suddivise in:

1. Miscele di refrigerante azeotropiche
2. Miscele di refrigerante quasi azeotropiche
3. Miscele di refrigerante non azeotropiche, note anche come miscele zeotropiche

Le miscele quasi azeotropiche sono miscele con piccole variazioni di temperatura durante il cambiamento di stato e una piccola differenza nella composizione in fase liquida e di vapore, se in stato di equilibrio. I refrigeranti R404A e R410A, ampiamente utilizzati, appartengono a questa classe.

#### a) Miscele azeotropiche

Le miscele azeotropiche (refrigerante) sono generalmente binarie e si comportano come un fluido puro, cioè condensano a pressione costante ed evaporano a temperatura costante, e la composizione della miscela allo stato di vapore e liquido è praticamente uguale. In un ciclo di refrigerazione, illustrato nel diagramma p-h (figura 1), il compressore aumenta le pressioni, dalla pressione di evaporazione alla pressione di condensazione. L'evaporazione e la condensazione hanno luogo a una pressione costante durante il cambiamento di stato. Una singola temperatura definisce la pressione di evaporazione o la pressione di condensazione.

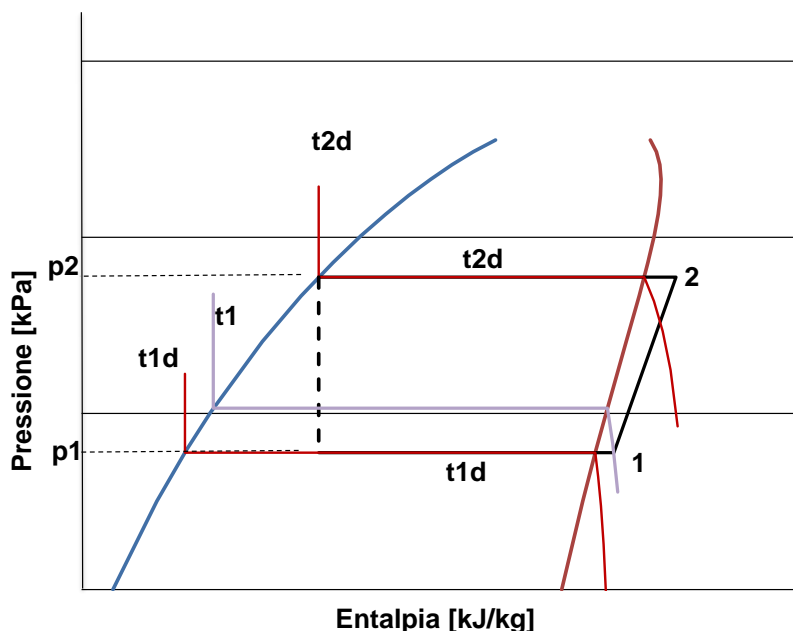


Figura 1: diagramma p–h di una miscela azeotropica  
 pressione di evaporazione:  $p_1$  ( $t_{1d}$ ), pressione di condensazione:  $p_2$  ( $t_{2d}$ )

## b) Miscele non azeotropiche

Le miscele non azeotropiche (refrigerante), note anche come miscele zeotropiche, presentano una variazione di temperatura significativa durante un cambiamento di stato a pressione costante, quali la condensazione e l'evaporazione. Inoltre, se in equilibrio, la composizione allo stato di vapore e allo stato liquido sarà diversa. Il termine “glide” (scorrimento) è ampiamente utilizzato per descrivere la variazione di temperatura durante il processo di evaporazione e condensazione.

La figura 2 mostra un diagramma p-h che rappresenta il ciclo di refrigerazione con una miscela non azeotropica. La pressione di condensazione  $p_2$  e la pressione di evaporazione  $p_1$  sono considerate costanti per tutta la durata del cambiamento di stato. Le linee della temperatura costante sono in pendenza, come illustrato nella figura. La temperatura di avvio della condensazione è detta punto di rugiada, indicata qui come  $t_{2d}$ . Con il progredire della condensazione, la temperatura scende a  $t_{2f}$  (punto di bolla). Durante il processo di evaporazione, la temperatura cambia dalla temperatura di ingresso nell'evaporatore  $t_{1e}$  alla temperatura di rugiada  $t_{1d}$ . Il surriscaldamento ha luogo al termine dell'evaporazione, con innalzamento della temperatura a  $t_1$  (temperatura di aspirazione all'ingresso del compressore). I compressori sono classificati in base a questo ciclo, con le pressioni di evaporazione e di condensazione espresse come le temperature del punto di rugiada.

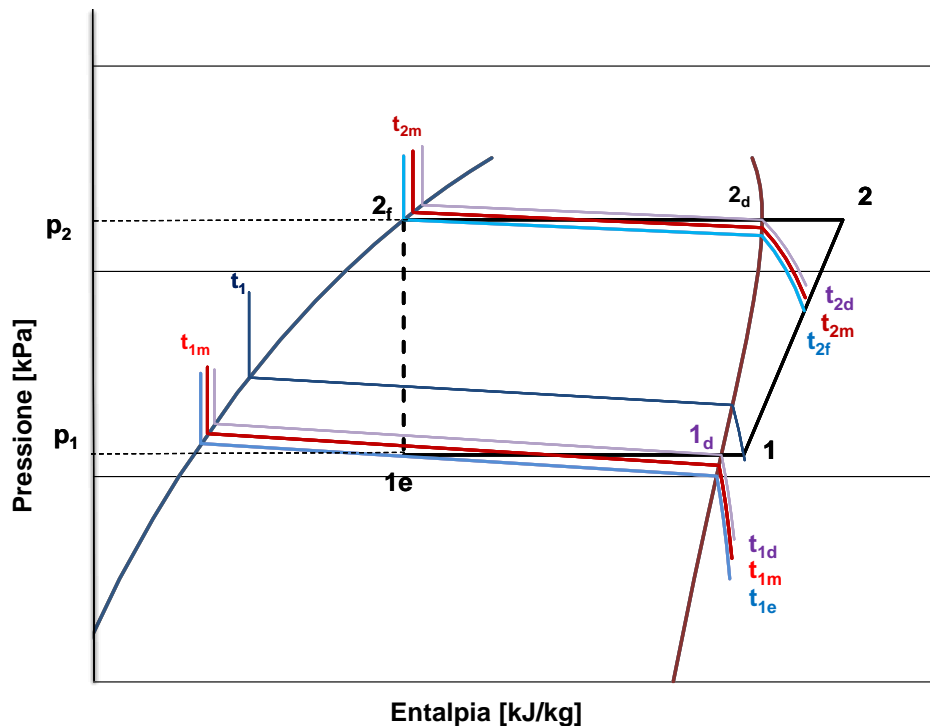


Figura 2: diagramma p-h di una miscela non azeotropica

Sorge quindi una questione ben precisa: quale temperatura durante ciascun cambiamento di stato deve essere utilizzata per definire le temperature di evaporazione e di condensazione? Una temperatura media può essere definita per scopi di analisi per rappresentare le effettive prestazioni dell'impianto o per confrontare miscele con refrigeranti puri. Gli standard per i compressori utilizzano in genere le temperature del punto di rugiada perché consentono una chiara correlazione tra pressioni e temperature.

## 2. Dichiarazione delle prestazioni

### a) Protocollo del punto di rugiada

Le temperature di evaporazione e di condensazione sono definite come le temperature di rugiada  $t_{1d}$  e  $t_{2d}$ , come riportato nella figura 2. Una singola temperatura definisce ora la pressione di ingresso (evaporazione) del compressore, la quale non dipende dal processo di condensazione. La definizione del surriscaldamento viene facilmente calcolata come differenza tra la temperatura di aspirazione e la temperatura di evaporazione del compressore. Il sottoraffreddamento liquido è però ancora calcolato in funzione del punto di bolla.

## b) Protocollo del punto medio

La temperatura di condensazione può essere definita come la media aritmetica delle temperature del punto di rugiada  $t_{2d}$  e di bolla  $t_{2f}$ , e la temperatura di evaporazione può essere altresì definita come la media aritmetica di  $t_{1e}$  e  $t_{1d}$ .

Per la condensazione, a una determinata pressione di mandata, la temperatura del punto di rugiada  $t_{2d}$  e la temperatura di bolla  $t_{2f}$  sono fisse e quindi la temperatura media dipende solo dalla pressione. Pertanto, un riferimento può essere facilmente calcolato per la temperatura media:  $t_{2m} = (t_{2f} + t_{2d}) / 2$ .

La temperatura di evaporazione media  $t_{1m}$  è la temperatura media tra la temperatura di ingresso nell'evaporatore  $t_{1e}$  e la temperatura del vapore saturo  $t_{1d}$ :  $t_{1m} = (t_{1e} + t_{1d}) / 2$ .

La temperatura di ingresso dell'evaporatore, e quindi la temperatura di evaporazione media, cambiano con la pressione di condensazione, come illustrato nella figura 3. Analogamente, la temperatura di evaporazione media dipende anche dal grado di sottoraffreddamento. La misurazione della pressione di evaporazione non è quindi più sufficiente per definire la temperatura di evaporazione media e  $t_{1e}$  è espressa in funzione della pressione di evaporazione, la pressione di condensazione e il sottoraffreddamento  $t_{1e} = f(p_1, p_2, \text{sottoraffreddamento})$ . Anche la definizione di surriscaldamento può essere erroneamente interpretata se si usano i dati di mid-point. Il surriscaldamento è la differenza tra la temperatura all'ingresso di aspirazione del compressore,  $t_1$  e la temperatura (punto di rugiada) al termine del processo di evaporazione,  $t_{1d}$ . Quando la temperatura di evaporazione è definita come temperatura media, la temperatura del punto di rugiada deve essere determinata prima di poter calcolare il surriscaldamento –  $t_{1d} = t_{1e} + 2(t_{1m} - t_{1e})$ . Ovviamente, la mancanza di correlazione tra la temperatura di evaporazione e la pressione di evaporazione rende questo approccio alquanto complicato.

Quindi, è evidente che qualsiasi prestazione correlata alla temperatura di mid-point potrebbe creare un equivoco nel caso di informazioni insufficienti.

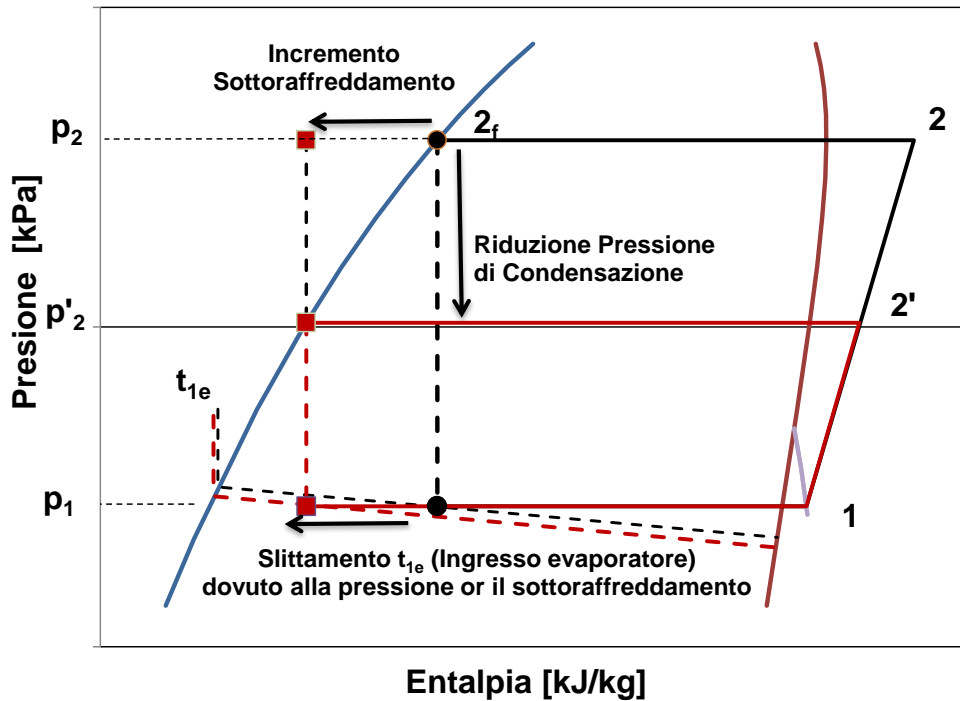


Figura 3: effetto della pressione di condensazione o sottoraffreddamento sulla temperatura di evaporazione media

Quando si applica un ciclo economizzatore (Fig. 4), la temperatura media  $t'_{1m}$  dipenderà dalla temperatura di uscita  $t_{10}$  del sottoraffreddatore del liquido dell'economizzatore. Quindi, la temperatura media cambierà con il sottoraffreddamento alla stessa temperatura di evaporazione e di condensazione. Pertanto, il riferimento a una temperatura media introduce un'ulteriore complicazione per l'applicazione con economizzatore.

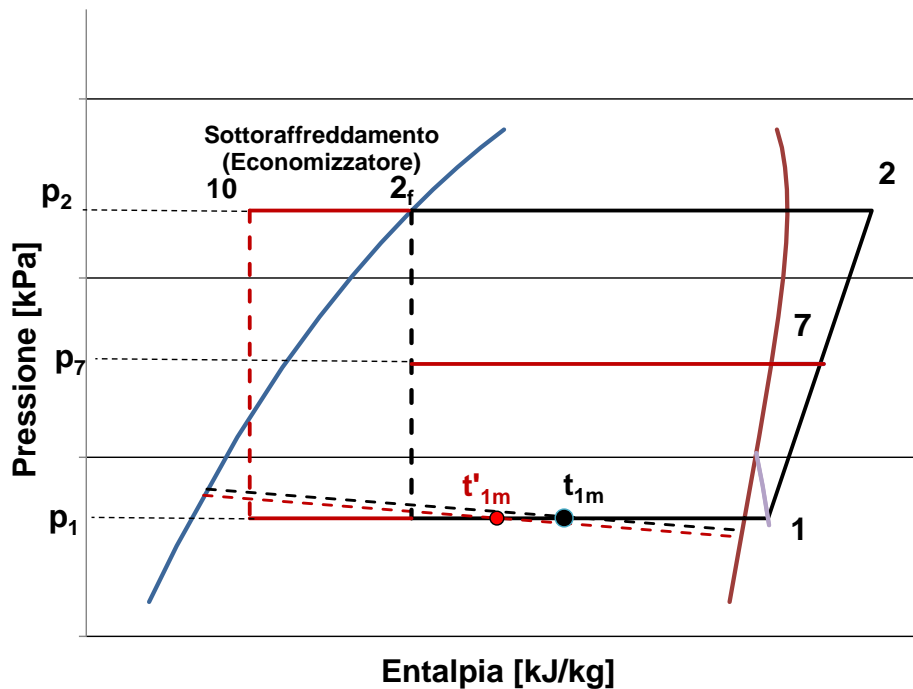


Figura 4: effetto della temperatura di uscita dell'economizzatore sulla temperatura di evaporazione media

## c) Prestazioni del compressore

Le dichiarazioni delle prestazioni del compressore in Europa e Nord America sono regolate rispettivamente dallo standard EN 12900 e dallo standard ARI 540. Le prestazioni dichiarate conformemente a questi standard devono comprendere la capacità frigorifera o il flusso di massa e la potenza assorbita, alle temperature del punto di rugiada, di evaporazione e di condensazione. L'equazione polinomiale riportata di seguito è utilizzata sia da EN 12900 sia da ARI 540 per generare le prestazioni del compressore:

$$X = C1 + C2 \cdot (S) + C3 \cdot D + C4 \cdot (S^2) + C5 \cdot (S \cdot D) + C6 \cdot (D^2) + C7 \cdot (S^3) + C8 \cdot (D \cdot S^2) + C9 \cdot (S \cdot D^2) + C10 \cdot (D^3)$$

dove:

$X$  è la capacità frigorifera (solo EN 12900), potenza assorbita o flusso di massa,  
 $S$  è la temperatura di evaporazione al punto di rugiada, aspirazione  
 $D$  è la temperatura di condensazione al punto di rugiada, mandata  
 $C$  è un coefficiente.

## 2) Confronto tra le prestazioni

La Figura 5 mostra un esempio della differenza tra la temperatura media e la temperatura del punto di rugiada per R407C. Dimostra come la temperatura di condensazione influenzi la temperatura di evaporazione media. Le 2 linee sono calcolate a una temperatura di evaporazione (punto di rugiada) costante.

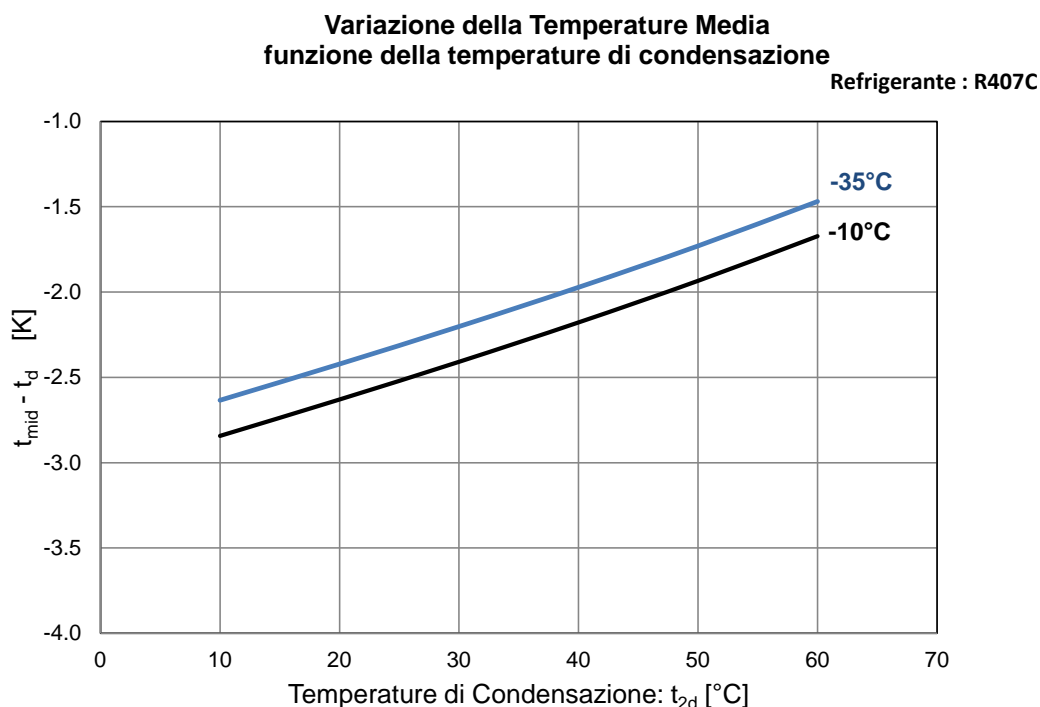


Figura 5: temperatura media temperatura di evaporazione al punto di rugiada a diverse pressioni di condensazione

La Figura 6 illustra la variazione nelle prestazioni utilizzando i due approcci per un tipico compressore alternativo o scroll a una temperatura di evaporazione di -10 °C e a una temperatura di condensazione di 45 °C. Si può notare che la capacità è inferiore di circa il 5% per il riferimento della temperatura del punto di rugiada, con nessuna differenza significativa nel COP. Il progettista del sistema potrà interpretare correttamente i dati facendo riferimento alla definizione appropriata, ma un osservatore casuale potrebbe concludere che il compressore offra meno capacità se vengono utilizzate le definizioni del punto di rugiada, anche se questo non è il caso.

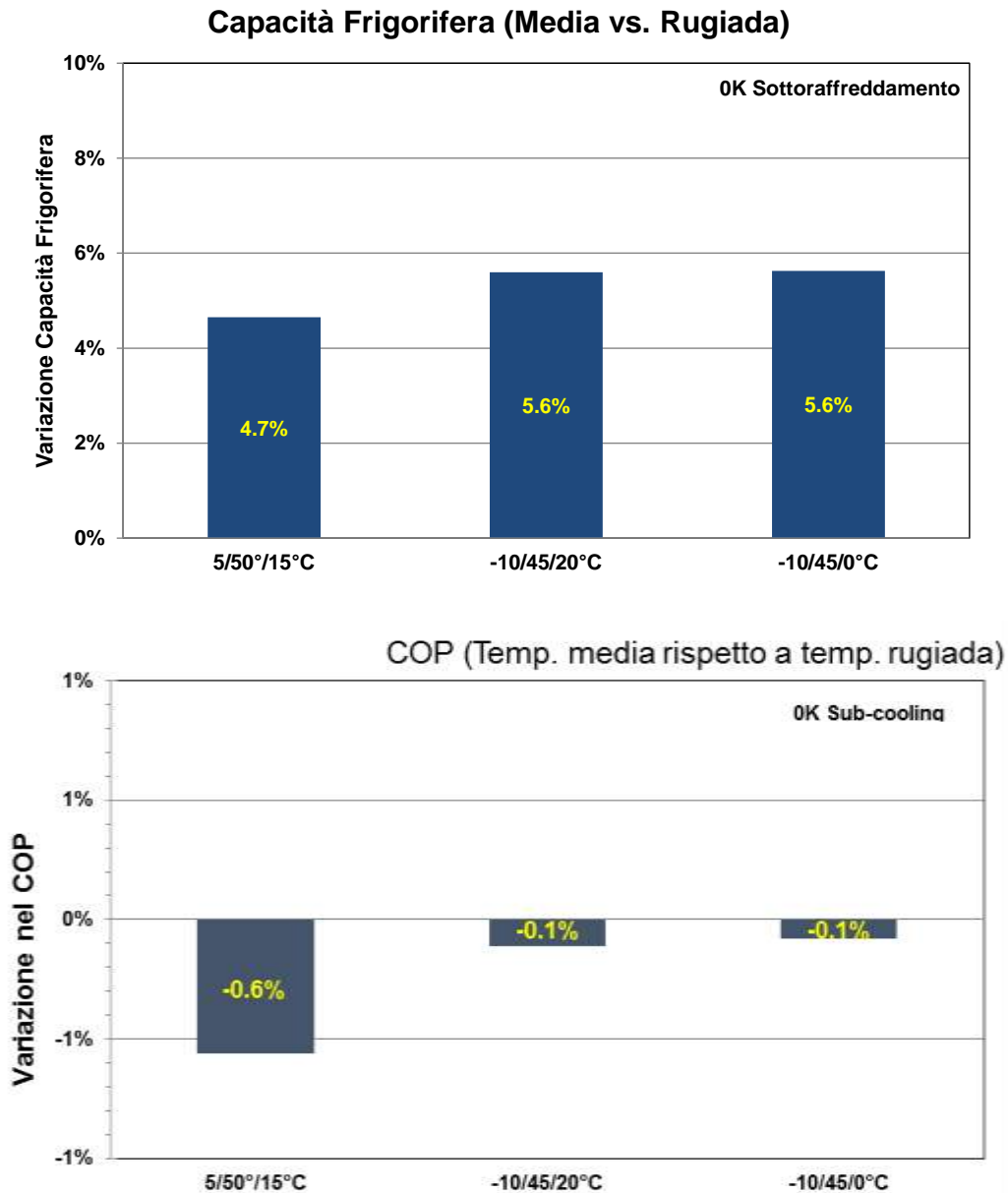


Figura 6: variazioni delle prestazioni di un compressore alternativo e scroll in base alla temperatura media e a quella del punto di rugiada

## Raccomandazioni per l'utilizzo della temperatura di mid-point

Questo è il metodo consigliato per convertire le temperature di rugiada nelle temperature mid-point (medie). Consente di confrontare i dati delle prestazioni del compressore per i diversi refrigeranti.

Temperatura di condensazione media:

$$t_{2m} = (t_{2f} + t_{2d}) / 2$$

Sottoraffreddamento:

$$Dt_{sub} = t_{2f} - t_5$$



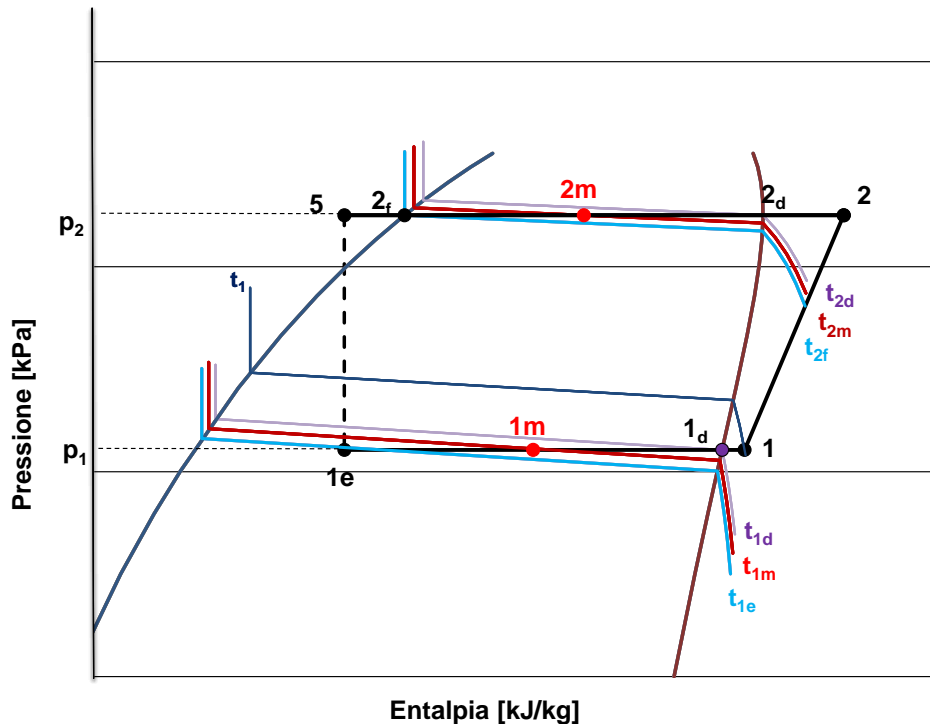
# LINEE GUIDA



Ultimo Aggiornamento: Settembre 2015

Temperatura di evaporazione media:  $t_{1m} = (t_{1e} + t_{1d}) / 2$   
Surriscaldamento gas all'ingresso del compressore  $t_{sh} = (t_1 - t_{1d})$

La conversione di temperatura sopra offre molto di più di un confronto approssimativo dei *dati relativi alle prestazioni del compressore*.



## Nomenclatura

1 : ingresso compressore

2 : uscita compressore

d: temp. rugiada

m: temp. media

f: fluido

2f: refrigerante liquido al punto di bolla corrispondente alla pressione di mandata del compressore

5: fluido refrigerante all'ingresso del dispositivo di espansione

7: pressione intermedia (economizzatore)

10: uscita liquido economizzatore

t1: temperatura del gas refrigerante all'ingresso del compressore

t<sub>1d</sub>: temperatura di rugiada alla pressione di aspirazione

t<sub>2d</sub>: temperatura di rugiada alla pressione di mandata

t<sub>1m</sub>: temperatura media alla pressione di aspirazione

t<sub>2m</sub>: temperatura media alla pressione di mandata

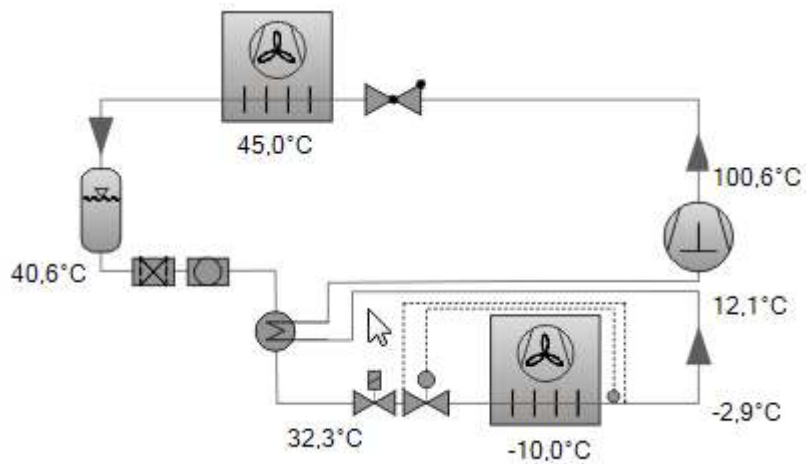
t<sub>1e</sub>: temperatura refrigerante all'ingresso dell'evaporatore

# LINEE GUIDA

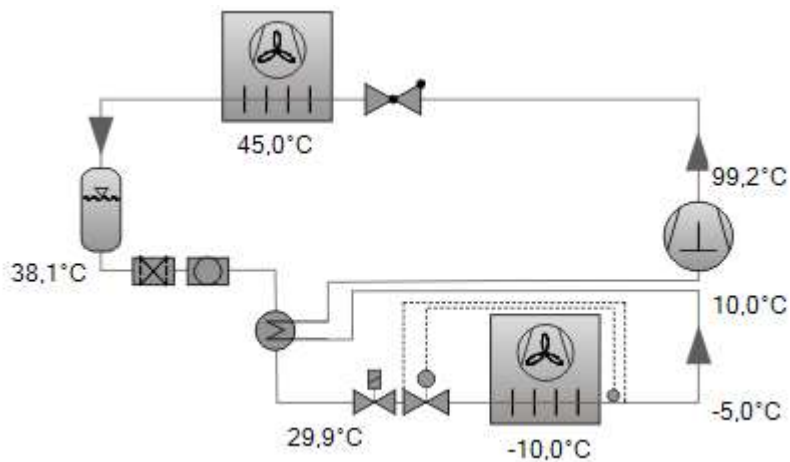


Ultimo Aggiornamento: Settembre 2015

Esempio di **mid-point**: R407C // -10/45/SH dopo evap. 5 K totale 20 K/SC all'interno del condensatore 2 K



Esempio punto di **rugiada**: R407C // -10/45/SH dopo evap. 5 K totale 20 K/SC all'interno del condensatore 2 K



## Riferimenti

- EN 12900:2013 - Refrigerant compressors – Rating conditions, tolerances and presentation of manufacturer's performance data
- EN13771-1: 2003- Compressors and condensing units for refrigeration - Performance testing and test methods — Part 1: Refrigerant compressors
- ARI standard 540: 2004 – Performance rating of positive displacement refrigerant compressors and compressor units

---

Queste raccomandazioni sono rivolte a professionisti e a costruttori / installatori di sistemi per la refrigerazione industriale, commerciale e domestica. Sono state redatte sulla base di ciò che *ASERCOM* ritiene di poter dichiarare in base alla sua conoscenza tecnica scientifica nel momento in cui sono state redatte, tuttavia, *ASERCOM* e le relative aziende che compongono *ASERCOM*, non possono accettare alcuna responsabilità ed in particolare, non possono assumere alcuna responsabilità per ogni misura - atti od omissioni – approntati sulla base di queste raccomandazioni

---