

LE POMPE DI CALORE

Le pompe di calore, di cui discuteremo le basi termodinamiche nel paragrafo successivo, sono componenti del sistema di produzione di energia degli impianti sempre più utilizzate anche in funzione delle varie normative ed incentivazioni in favore del risparmio energetico e dell'efficienza energetica.

Le pompe di calore si classificano in base a vari aspetti che le contraddistinguono. Una prima differenza sta nel principio alla base del loro funzionamento, per cui si parla di pompe di calore a compressione di vapore di un fluido frigorifero opportuno e di pompe di calore ad assorbimento. Le prime seguono un ciclo frigorifero usuale ed, a sua volta, il compressore può essere mosso da un motore elettrico o da un motore endotermico, generalmente alimentato a gas naturale o GPL (**ciclo Otto, Diesel**). Come fluidi frigoriferi si deve far ricorso a fluidi compatibili con l'ambiente (vedi in seguito), inerti e stabili chimicamente, con appropriate proprietà termofisiche, non infiammabili né tossici. Inoltre essi, oltre ad avere basse temperature di congelamento, devono essere compatibili con gli oli lubrificanti usati nei compressori. Le macchine ad assorbimento, invece, si basano sull'uso di una miscela di due fluidi con diversa tensione di vapore e la fase di compressione meccanica è sostituita da una serie di trasformazioni in cui il fluido più volatile per poi ricombinarsi con quello meno volatile. Le combinazioni di fluidi usate sono acqua e bromuro di litio ed acqua e ammoniaca.

Un ulteriore elemento distintivo sta nel tipo di sorgenti con cui gli scambiatori della pompa di calore interagiscono. Il fluido destinatario finale dell'azione di climatizzazione è l'aria degli ambienti da climatizzare, almeno in ambito residenziale e terziario. Per cui è questa la sorgente ultima con cui si interagisce e si ritiene termostata ad una temperatura di set-point fissata, sia in riscaldamento, sia in raffrescamento. I terminali d'impianto destinati allo scopo possono essere percorsi dallo stesso fluido frigorifero (circuiti brevi, per non gravare sui costi di refrigerante) e si parla di espansione diretta, oppure possono essere alimentati con acqua che scambia con il refrigerante nello scambiatore della pompa di calore (condensatore in riscaldamento ed evaporatore in raffrescamento). Altrettanto avviene se si alimentano le batterie di un impianto di climatizzazione ad aria.

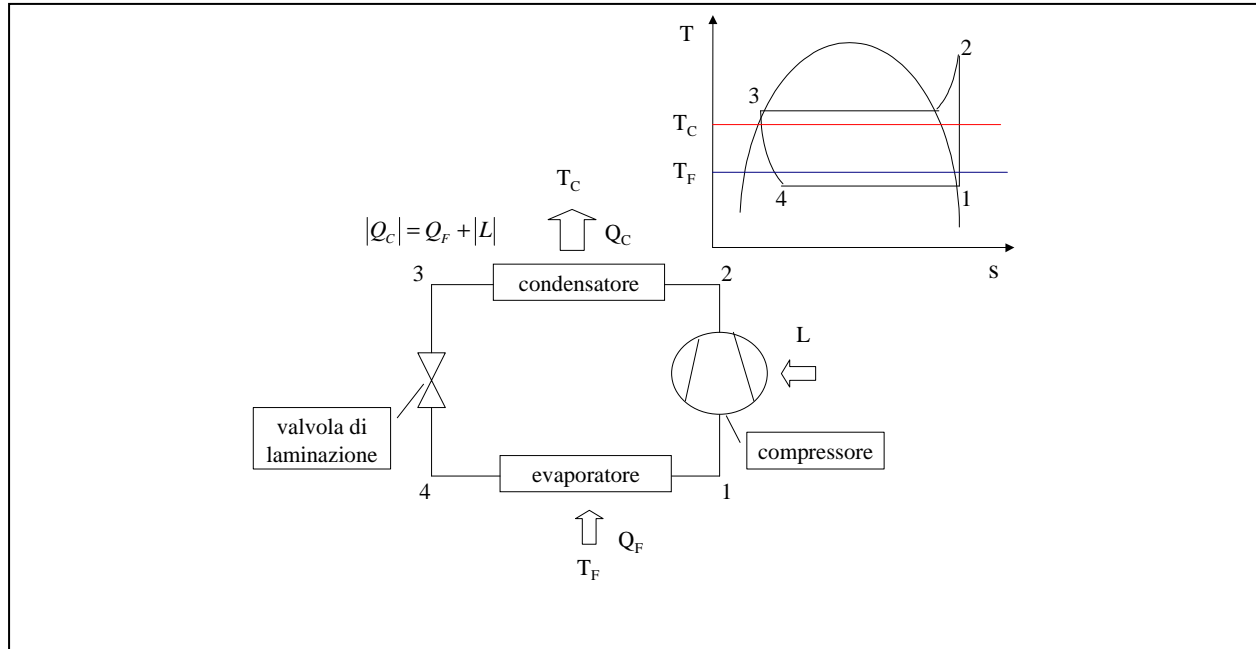
La pompa di calore interagisce con diversi tipi di sorgente esterna agli ambienti da climatizzare. La più comune è l'aria, ma si possono avere anche acqua superficiale (fiume, lago ecc.), acqua di falda, con opportune restrizioni ed anche direttamente il suolo. Ancora può essere il fluido frigorifero a scambiare con la sorgente, oppure con acqua di torre evaporativa o (come, ad esempio, nei casi di interazione col suolo) con una miscela anticongelante di acqua e glicole, con peggioramento delle proprietà di scambio termico.

Infine la pompa di calore può essere destinata, da sola, ad un uso specifico come la climatizzazione ambientale o la produzione di ACS, ad un uso misto, climatizzazione ed ACS o può essere affiancata da un sistema integrativo per la produzione di energia, come una caldaia per il riscaldamento invernale.

Alla base del funzionamento di queste macchine si pone il classico ciclo frigorifero riportato schematicamente, nel piano T,s (temperatura ed entropia specifica) e p, h (pressione ed entalpia specifica) in **figura 1**, funzionante fra due sorgenti a temperature T_F (sorgente fredda) e T_C (sorgente calda). Nella figura sono indicate la temperatura di evaporazione T_{Ev} ($<T_F$) e quella di condensazione T_{Cond} ($>T_C$). In tal modo una stessa macchina può raffreddare un ambiente (es. la cella di un frigorifero) e riscaldarne un altro (es. la cucina in cui il frigorifero è posto). La pompa di calore ha come scopo quello di riscaldare e/o raffrescare gli ambienti abitati. Nelle condizioni invernali è il condensatore a cedere calore ad essi, mentre d'estate, è possibile, tramite la commutazione di una valvola a quattro vie, invertire il moto del fluido in modo che il condensatore funzioni come un evaporatore e quest'ultimo da condensatore. Vi sono macchine destinate al solo riscaldamento, al solo raffrescamento o ad entrambe le condizioni tramite l'inversione del ciclo.

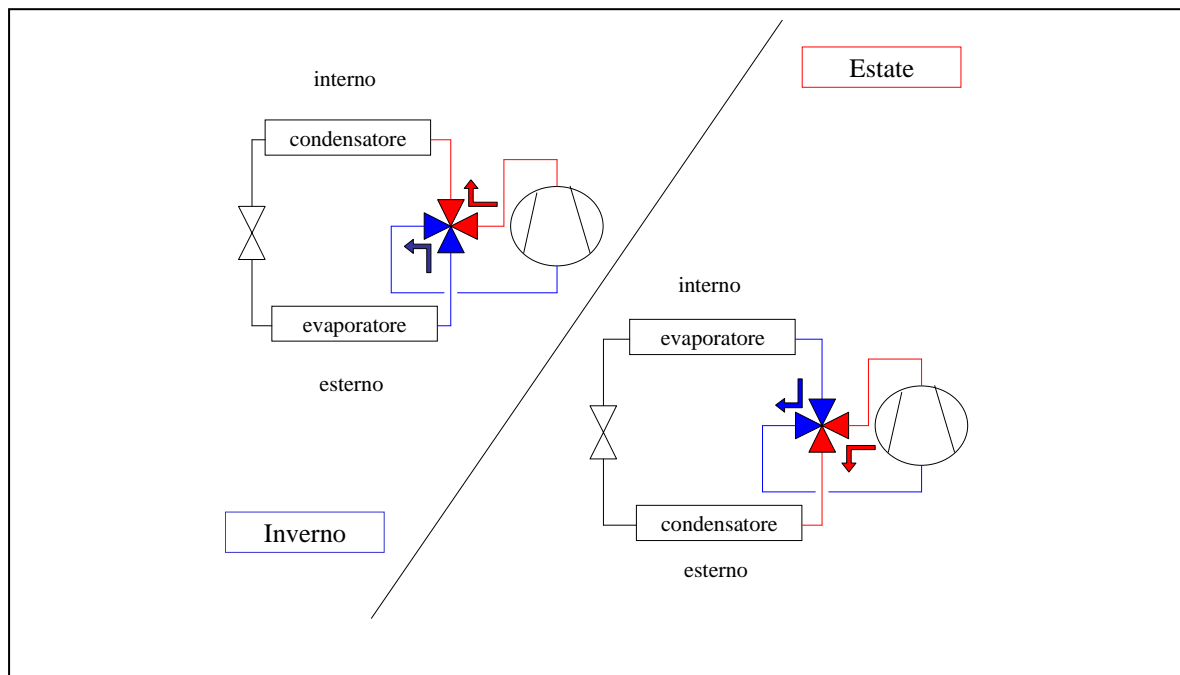
I principi di funzionamento

Nella configurazione più comune usata per usi civili la pompa di calore è costituita da due unità:



una esterna, in cui sono contenuti il compressore con il relativo motore ed uno scambiatore che funziona da evaporatore d'inverno e da condensatore d'estate, ed una interna contenente l'altro scambiatore funzionante in modo complementare al precedente.

Se con il pedice C ed F si indicano rispettivamente le grandezze relative alle sorgenti calda e fredda, dal primo e dal secondo principio della termodinamica si ricavano le relazioni seguenti:



Primo principio

$$Q_C + Q_F = L \quad (Q_C < 0; \quad L < 0)$$

Secondo principio¹

$$\frac{Q_C}{T_C} + \frac{Q_F}{T_F} + S_g = 0$$

in cui Q indica la potenza scambiata con le sorgenti T la loro temperatura ed S_g la quota di produzione di entropia, dovuta alle varie irreversibilità presenti, siano esse interne al sistema in cui evolve il fluido (es. attriti) od esterne ad esso, come nel caso reale di differenze di temperatura fra il fluido che percorre gli scambiatori e le sorgenti. Dalla prima di queste equazioni si ricava che, dovendo essere $Q_F > 0$ in quanto in ingresso al ciclo, $L < 0$ perché ceduto al ciclo (convenzione usuale per il primo principio della termodinamica), non solo $Q_C < 0$, ma anche $|Q_C| > |Q_F|$. Ciò significa che il calore ceduto alla sorgente a temperatura più alta (locali abitati d'inverno ed ambiente esterno d'estate) è sempre maggiore di quello scambiato con la sorgente a temperatura inferiore. Se la pompa di calore è utilizzata per climatizzazione sia estiva che invernale essa può scambiare, in condizioni particolari, con l'esterno una quantità di energia complessiva (estate e inverno) pari circa a zero e determinare, se la sorgente esterna è in grado di accumulare localmente energia, come nel caso delle pompe di calore geotermiche, un bilanciamento fra gli scambi invernali ed estivi. Naturalmente, mentre questo è un fatto benefico per l'ambiente prossimo all'utilizzatore, l'impegno di energia per l'alimentazione del sistema di compressione prosegue per l'intera stagione di climatizzazione.

Il coefficiente che caratterizza il comportamento di queste macchine dal punto di vista energetico è, come noto, il cosiddetto coefficiente di prestazione COP (coefficient of performance), definito come il rapporto fra l'effetto utile (potenza ceduta ai locali in inverno e sottratta ad essi d'estate) e la potenza meccanica, L , spesa. Esso, per definizione sempre positivo, si esprime come, nel caso in cui lo scambio termico avvenga con due sole sorgenti²:

Inverno

$$COP_I = \frac{Q_C}{L} = \frac{|Q_C|}{|Q_C| - Q_F} = \frac{1}{1 - \frac{Q_F}{|Q_C|}} = \frac{1}{1 - \frac{T_F}{T_C} + \frac{T_F S_g}{|Q_C|}} = \frac{1}{1 - \frac{T_F}{T_C} \left(1 - \frac{T_C S_g}{|Q_C|} \right)}$$

Estate

$$COP_E = \frac{Q_F}{|L|} = \frac{Q_F}{|Q_C| - Q_F} = \frac{1}{\frac{|Q_C|}{Q_F} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{T_C}{T_F} + \frac{T_C S_g}{Q_F} \right) - 1} = \frac{1}{\frac{T_C}{T_F} \left(1 + \frac{T_F S_g}{Q_F} \right) - 1}$$

da cui risulta chiaro come l'effetto delle irreversibilità diminuisca (anche di molto) il valore del COP. Il termine S_g varia in funzione delle condizioni di funzionamento, mentre i termini $T_C S_g$ e $T_F S_g$ rappresentano l'energia non utilizzata per effetto delle irreversibilità. ESPRESSIONE IN FUNZIONE DELL'ENTALPIA.

Le quantità

Inverno

$$\gamma_I = \frac{T_C S_g}{|Q_C|}$$

Estate

$$\gamma_E = \frac{T_F S_g}{Q_F}$$

¹ $Q > 0$ se in ingresso al ciclo e < 0 se in uscita. L è considerato sempre negativo nei cicli inversi.

² Per semplicità, anziché considerare il ciclo inverso di riferimento prima descritto, ci si riferisce ad uno (che potrebbe essere riferito a due sorgenti "equivalenti" a temperatura alta e bassa) in cui, ad esempio non vi sia la fase di de-surriscaldamento. Si può pensare ad un ciclo, tipo quello di Carnot, in cui la trasformazioni, anziché ideali, siano sede di irreversibilità.

rappresentano, come noto, i rapporti fra la quota di energia dissipata per effetto delle irreversibilità e quella scambiata con la sorgente, considerata come effetto utile (Q_C d'inverno e Q_F d'estate). Naturalmente quanto più piccolo è il valore di γ tanto migliore è il comportamento del sistema. Nelle figure che **seguono** è mostrato l'effetto di tale valore sul coefficiente di prestazione, sia come riduzione del valore del COP sia come diminuzione della sensibilità di questo parametro alla temperatura dell'esterno. Continuando a considerare l'effetto delle irreversibilità in un ciclo funzionante fra due sole sorgenti, nel caso in cui si consideri una macchina internamente reversibile,

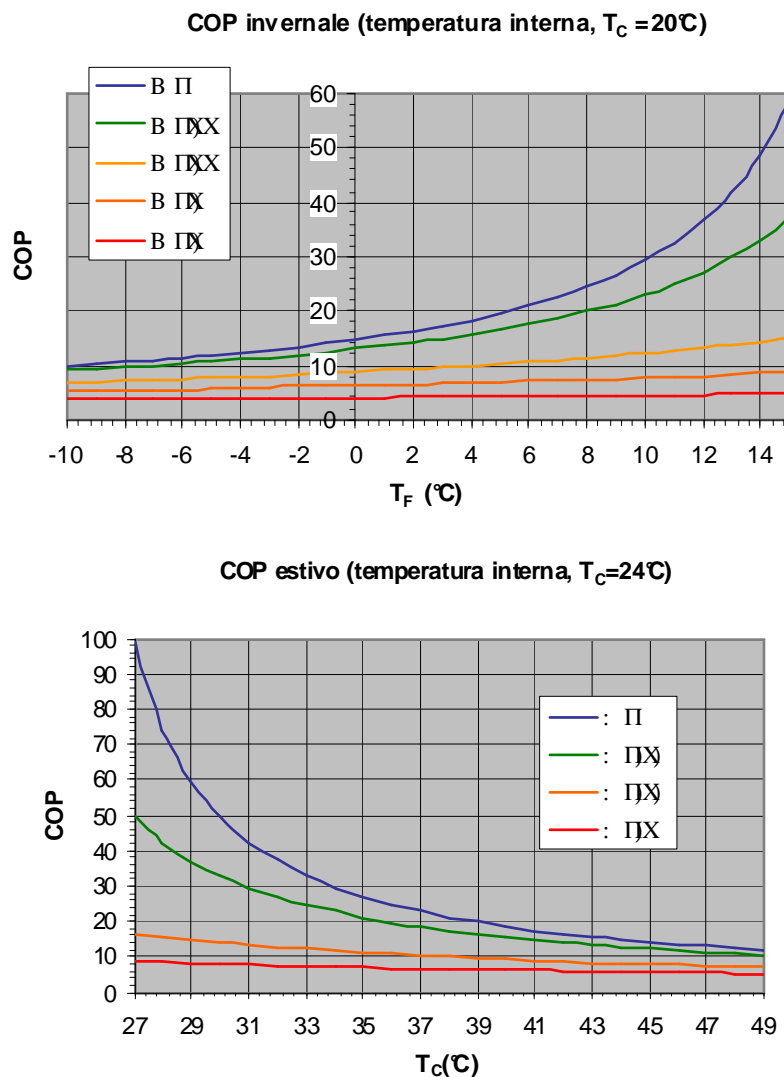


Figura Andamento del COP in estate ed in inverno in funzione della temperatura esterna.

cioè in cui le uniche irreversibilità siano ascrivibili ai salti di temperatura fra gli scambiatori e le relative sorgenti e se indichiamo con T_F' ($T_F' > T_F$) e T_C' ($T_C' < T_C$) le temperature equivalenti³ del fluido frigorifero e con U_F ed U_C coefficienti globali di scambio dei relativi scambiatori si ha:

³ Nel caso del condensatore esiste la zona di desurriscaldamento del vapore, in cui la temperatura varia sensibilmente.

$$S_g = -|Q_C| \left(\frac{1}{T_C'} - \frac{1}{T_C} \right) - Q_F \left(\frac{1}{T_F} - \frac{1}{T_F'} \right) = -|Q_C| \left(\frac{T_C - T_C'}{T_C' T_C} \right) - Q_F \left(\frac{T_F' - T_F}{T_F' T_F} \right) =$$

$$= |Q_C| \left(\frac{T_C' - T_C}{T_C' T_C} \right) + Q_F \left(\frac{T_F - T_F'}{T_F' T_F} \right) = U_C \frac{(T_C' - T_C)^2}{T_C' T_C} + U_F \frac{(T_F - T_F')^2}{T_F' T_F}$$

con

$$T_C' > T_C; \quad T_F > T_F'; \quad |Q_C| = U_C (T_C' - T_C); \quad Q_F = U_F (T_F - T_F')$$

o anche:

$$S_g = U_C \frac{(\Delta T_C)^2}{(T_C + \Delta T_C) T_C} + U_F \frac{(\Delta T_F)^2}{(T_F - \Delta T_F) T_F}$$

con

$$\Delta T_C = T_C' - T_C \quad \Delta T_F = T_F - T_F'$$

Sostituendo nell'espressione del parametro m si ha:

$$m_I = \frac{T_C S_g}{|Q_C|} = \frac{\Delta T_C}{(T_C + \Delta T_C)} + \frac{U_F}{U_C} \frac{\Delta T_F}{\Delta T_C} \frac{T_C}{T_F} \frac{\Delta T_F}{(T_F - \Delta T_F)}$$

$$m_E = \frac{T_F S_g}{Q_F} = \frac{U_C}{U_F} \frac{\Delta T_C}{\Delta T_F} \frac{T_F}{T_C} \frac{\Delta T_C}{(T_C + \Delta T_C)} + \frac{\Delta T_F}{(T_F - \Delta T_F)}$$

Per una valutazione di queste espressioni ci si può riferire alle seguenti condizioni invernali ed estive per una pompa di calore aria-aria (A-A)

Stagione	$T_F (^{\circ}\text{C})$	$T_C (^{\circ}\text{C})$
Inverno	7	20
Estate	27	35

Inoltre, per semplicità, si può ipotizzare che:

$$U_C = U_F = U \quad \Delta T_C = \Delta T_F = \Delta T$$

$$m_I = \frac{\Delta T}{(T_C + \Delta T)} + \frac{T_C}{T_F} \frac{\Delta T}{(T_F - \Delta T)}$$

$$m_E = \frac{T_F}{T_C} \frac{\Delta T}{(T_C + \Delta T)} + \frac{\Delta T}{(T_F - \Delta T)}$$

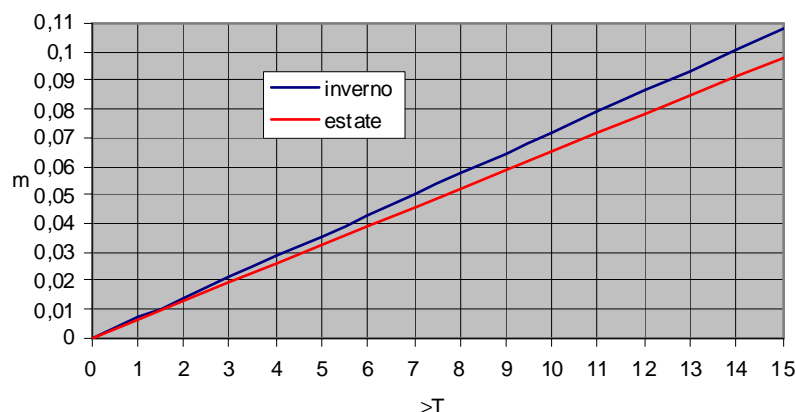
e si ottengono gli andamenti di **figura**.

Quanto detto finora dà un'idea di alcuni aspetti termodinamici che, ovviamente, influenzano le prestazioni di una pompa di calore che interagisca con due sole sorgenti, come quelle in cui il compressore è guidato da un motore elettrico (EHP, Electric Heat Pump).

Naturalmente riferirsi ad un ciclo di Carnot inverso è una comoda semplificazione, a cui potremo riferirci anche nel seguito, per comprendere i principi di funzionamento fondamentali di questo tipo di macchina. Prima di procedere ulteriormente è opportuno sottolineare quali sono i principali elementi che distinguono quello su discusso dal funzionamento reale. Possiamo elencarli sinteticamente come segue.

- I fluidi effettivamente usati sono in grado, poiché subiscono dei cambiamenti di stato, di mantenere le loro temperature sensibilmente costanti. Poiché in queste trasformazioni vi è

una dipendenza biunivoca fra la temperatura e la pressione, mantenere la temperatura costante significa mantenere costante la pressione e, di conseguenza, trascurare le perdite di



carico nel condensatore e nell'evaporatore. Inoltre, come vedremo nel seguito, in alcuni refrigeranti, il passaggio di stato avviene con variazioni della temperatura anche quando la pressione resta costante (Glide) a causa della loro natura. Ancora, dopo l'uscita dal compressore il vapore surriscaldato subisce un raffreddamento prima della fase di vapore saturo e la temperatura si riduce. In alcune pompe di calore si utilizza l'energia di questo processo tramite uno scambiatore, detto desurriscaldatore, per usi diversi dalla climatizzazione degli ambienti, quale il riscaldamento dell'acqua sanitaria. L'uso di questo sistema è soprattutto adatto a situazioni in cui il consumo di ACS non è molto elevato, come negli uffici e nelle scuole. Infine all'uscita dall'evaporatore il vapore esce con un leggero surriscaldamento per evitare di inviare nel compressore una quota di liquido. Un certo sottoraffreddamento si può invece avere prima della valvola di laminazione.

- Il dispositivo di laminazione produce una irreversibilità ineliminabile, non essendo normalmente conveniente recuperare energia dal salto di pressione del liquido che in esso fluisce.
- Il compressore sarà anch'esso caratterizzato da perdite di carico, trafilamenti, non adiabaticità, che portano al noto rendimento isentropico di compressione.
- Per quanto detto finora, non è lecito considerare soltanto le irreversibilità esterne che, comunque, hanno una influenza decisiva sulle prestazioni.
- Le sorgenti, supposte a temperatura uniforme e costante, non sono mai tali. Già nei condensatori ad aria la temperatura dell'aria cambia da un valore all'ingresso a quello in uscita oltre che naturalmente nell'arco della giornata e del periodo di climatizzazione. Tenendo poi presente che gli scambiatori delle pompe di calore possono interagire con vari tipi di sorgente sia esterna che interna, quanto detto è ancora più evidente. Come mostrato in figura le sorgenti esterne possono essere: aria, acque superficiali (corsi d'acqua, laghi, mare) o profonde (pozzi), reflui urbani o do processo, il terreno. I relativi scambiatori sono caratterizzati da una temperatura di ingresso ed una di uscita e da una temperatura media logaritmica delle due, che può essere considerata come temperatura di riferimento per la sorgente. Per quanto concerne l'interno il mezzo con cui interagisce il refrigerante può essere aria, per i cosiddetti sistemi a espansione diretta, cioè per quei sistemi in cui il fluido frigorifero è lo stesso che percorre i terminali d'impianto. Per esempio questo è quanto avviene nel caso dei sistemi mono e multisplit, in cui ad un apparecchio esterno in cui è contenuto lo scambiatore esterno, il compressore e la valvola di laminazione corrisponde uno o più apparecchi interni in cui è collocato lo scambiatore interno. Altro mezzo può essere l'acqua che, inviata nel relativo scambiatore della pompa di calore (in genere a piastre) va ad alimentare l'impianto di climatizzazione interna. Perciò, in relazione a tale classificazione si possono avere le seguenti combinazioni:

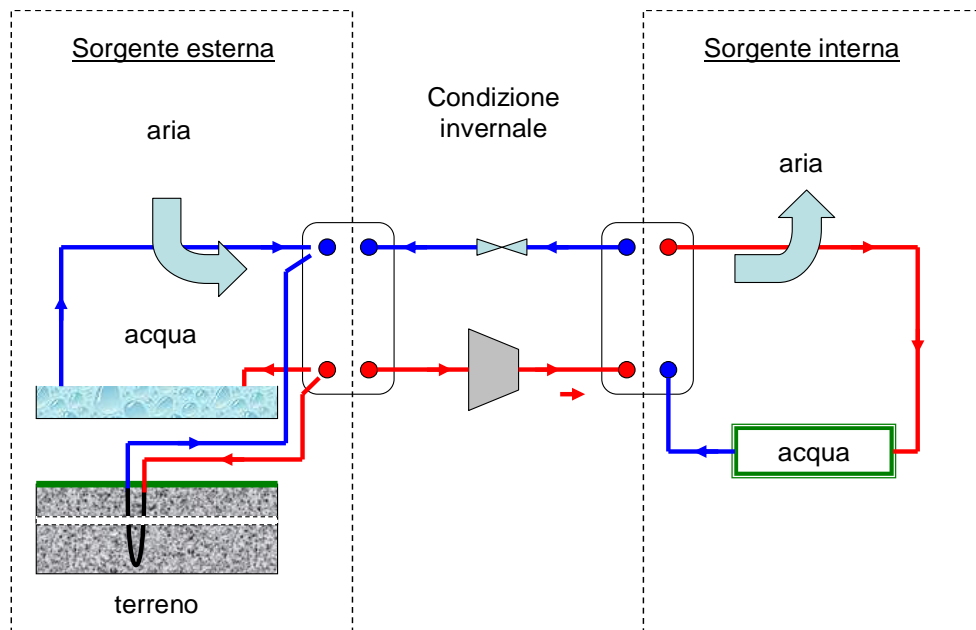


Figura - interazione della pompa di calore con le sorgenti

Sorgente esterna	Sorgente interna	Pompa di calore
Aria	Aria	Aria - Aria
Aria	Acqua	Aria - Acqua
Acqua	Aria	Acqua - Aria
Acqua	Acqua	Acqua - Acqua
Terreno	Acqua	Dette geotermiche

Nella **figura** successiva si mostra un classico sistema split.



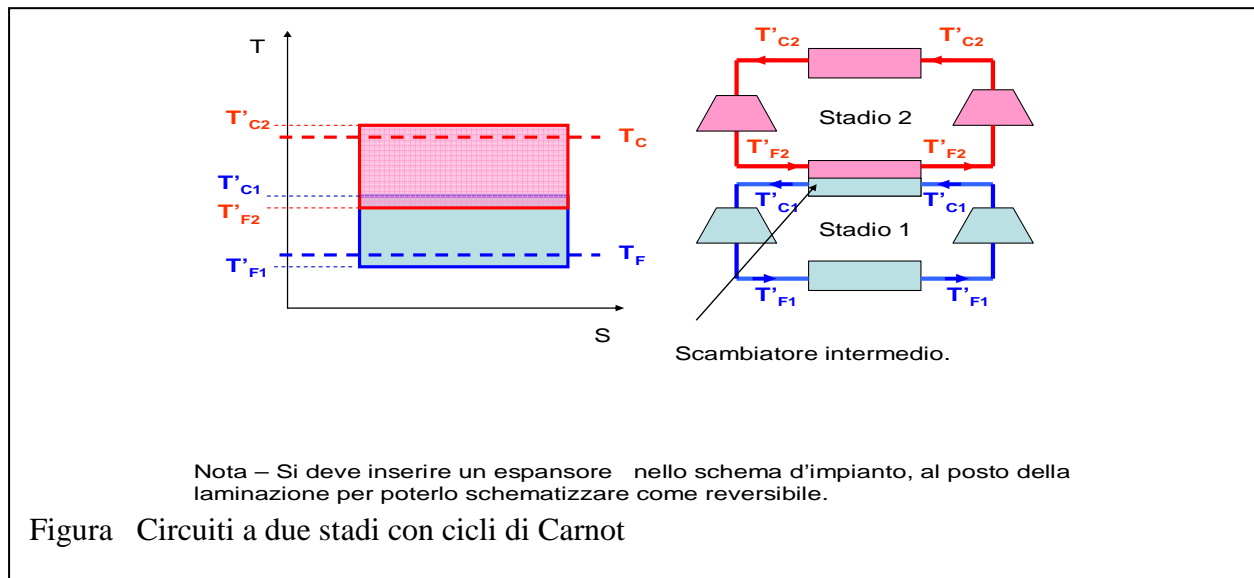
Figura - Classico sistema split (Tecnibel)

Vediamo ora che succede quando la differenza di temperatura è alta. Si è detto che questo fatto è controproducente per le prestazioni. Potremmo pensare di spezzare il salto di temperatura per

esempio in due parti e verificare se, in questo modo, utilizzando due pompe di calore in cascata con salti di temperatura più ridotti si ottiene un vantaggio.

Supponiamo di dover cedere una quantità di calore Q_C all'ambiente interno da riscaldare a temperatura T_C , in presenza di una sorgente fredda a temperatura T_F . Se usiamo una pompa di calore ad uno stadio solo, il lavoro di compressione da compiere è dato, con i simboli di figura da:

Se, invece, utilizziamo una pompa di calore a due stadi (come due pompe di calore in cascata) in cui il primo stadio (stadio 1) funzioni fra la temperatura della sorgente fredda ed una temperatura più alta, T'_{C1} , con cui scambia un calore Q con l'evaporatore del secondo stadio, a temperatura T'_{F2} , che, a sua volta invia vapore al secondo compressore e, quindi al condensatore a temperatura T'_{C2} .



Continuando a seguire cicli di Carnot (in cui scorre la stessa portata), evidentemente non si ottiene alcun vantaggio, anzi, introducendo lo scambiatore intermedio fra i cicli, si inseriscono soltanto ulteriori irreversibilità. A questo punto diviene importante esaminare le proprietà del fluido refrigerante e le caratteristiche delle curve inferiore e superiore di cambiamento di stato che si presentano come in figura, che si riferisce al comportamento dell'R113 a. Sullo stesso diagramma si è disegnato un ciclo in cui evaporatore, compressore e condensatore sono considerati sostanzialmente reversibili.

Esempio

Con riferimento a quest'ultima figura ed indicando col pedice 1 le grandezze che si riferiscono allo stadio a temperatura più bassa e con 2 quelle che si riferiscono alle temperature più alte si ottiene che il calore, Q_C ed il lavoro, L , che vengono rispettivamente ceduto all'ambiente da climatizzare, ed il lavoro impiegato nel compressore, nel caso di un ciclo semplice, se al solito m è la portata in massa che attraversa il condensatore e con h l'entalpia, sono:

$$Q_C = m(h_f - h_d)$$

$$L = m(h_a - h_d)$$

e

$$COP(1stadio) = \frac{(h_f - h_d)}{(h_a - h_d)}$$

Se invece passiamo ad adottare il sistema a due stadi:

$$Q_C = m_1(h_f - h_e)$$

Ed il lavoro di compressione nei due stadi:

$$L_1 = m_1(h_a - h_b) \quad L_2 = m_2(h_c - h_e) \quad L = L_1 + L_2$$

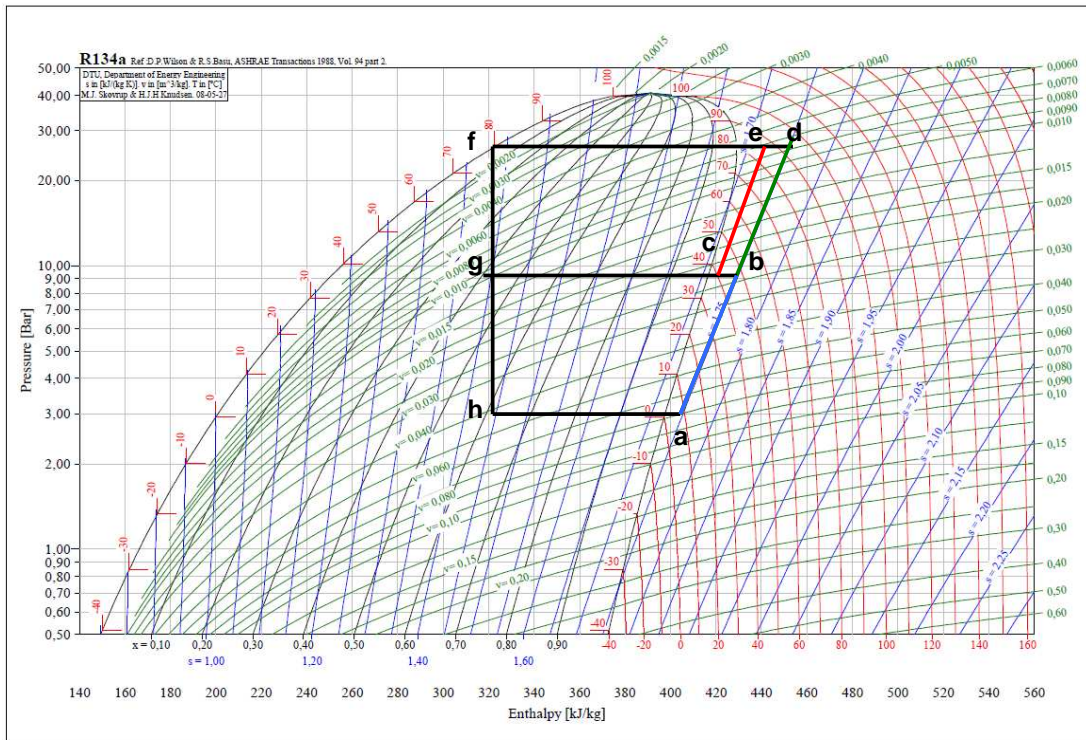


Figura ciclo a doppio stadio con R134a

Il COP dell'insieme dei due stadi è:

$$COP(2stadi) = \frac{Q_C}{L} = \frac{m_2(h_f - h_e)}{m_1(h_a - h_b) + m_2(h_c - h_e)} = \frac{(h_f - h_e)}{\frac{m_1}{m_2}(h_a - h_b) + (h_c - h_e)}$$

e se $\frac{m_1}{m_2} = 1$:

$$COP(2stadi) = \frac{(h_f - h_e)}{(h_a - h_b) + (h_c - h_e)}$$

In conclusione se lavoriamo a parità di Q_C , dobbiamo soddisfare la condizione, se con m_{2st} indichiamo la portata da far circolare nel sistema a due stadi:

$$Q_C = m(h_f - h_d) = m_{2st}(h_f - h_e)$$

$$m_{2st} = \frac{m(h_f - h_d)}{(h_f - h_e)}$$

Di conseguenza il confronto fra i due COP può essere compiuto confrontando i lavori da impiegare:

$$L(1stadio) = m(h_a - h_d)$$

$$L(2stadi) = \frac{(h_f - h_d)}{(h_f - h_e)} [(h_a - h_b) + (h_c - h_e)]$$

Dal lettura del ciclo si può immediatamente verificare se è conveniente o meno l'adozione del sistema a doppio stadio in queste condizioni, cioè, se definito Q_c è questa la corretta posizione (pressione) dello scambiatore intermedio e se 0°C è la temperatura esterna in cui l'applicazione è opportuna.

Salto entalpico	kJ/kg
h_d-h_a	47,0
h_b-h_a	22,0
h_e-h_c	20,0
h_d-h_f	129
h_e-h_f	118

Quindi si ha, con questi valori⁴:

$$l(1\text{stadio}) = 49,0 \text{ kJ / kg}$$

$$l(2\text{stadi}) = 44,9 \text{ kJ / kg}$$

$$COP(1\text{stadio}) = 2,63$$

$$COP(2\text{stadi}) = 2,87$$

E' anche possibile utilizzare due diversi fluidi per gli stadi, in relazione alle loro proprietà termodinamiche, ad esempio usando l'R134a ad alte temperature eventualmente necessarie all'acqua (p.es. 80°C) nello stadio 2 e l'R410A per le basse temperature esterne (fino a -20°C).

Con questa metodologia è possibile sia lavorare in zone fredde, sia nelle ristrutturazioni utilizzando impianti a radiatori esistenti.

⁴ Si tenga presente che nella scelta della temperatura dello scambiatore intermedio, un elemento che porta alla ottimizzazione della riduzione del lavoro di compressione corrisponde alla radice quadrata del prodotto delle pressioni estreme fra cui agirebbe un compressore ad un solo stadio.

Vediamo ora, con un esempio, il comportamento (sempre in modo qualitativo e semplificato), della prestazioni di una pompa di calore considerando il caso di un locale termostato e di un ambiente esterno la cui temperatura vari sinusoidalmente.

Esempio

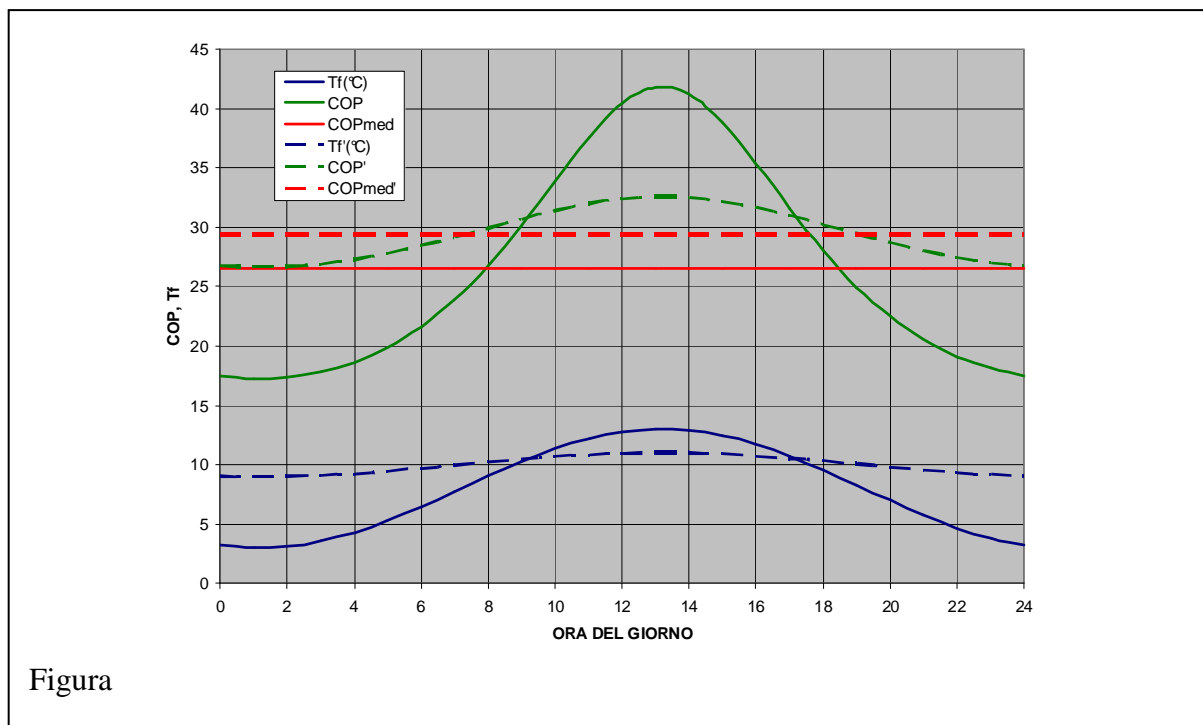
Utilizziamo le formule ottenute in condizioni ideali per evidenziare alcuni aspetti che verranno ripresi successivamente. Esaminiamo come varia il COP_E in funzione di quanto avviene della temperatura esterna T_f . Poniamo che essa vari, durante una giornata, sinusoidalmente attorno ad un valore medio $T_{m,f}$:

$$T_f = T_{m,f} + \theta_M \sin 2\pi \left(\frac{t - t_0}{\tau} \right) = T_{m,f} \left[1 + \frac{\theta_M}{T_{m,f}} \sin 2\pi \left(\frac{t - t_0}{\tau} \right) \right]$$

θ_M ampiezza della variazione

τ periodo della variazione

E' immediatamente evidente che quanto più il valore di $\theta_M/T_{m,f}$ è piccolo tanto più la temperatura della sorgente fredda si avvicina ad essere costante. Nella **figura** seguente sono indicati gli andamenti del COP (nell'ipotesi di una risposta immediata del sistema alle variazioni della temperatura della sorgente) nel caso di $T_{m,f}=8^\circ\text{C}$ e $\theta=5^\circ\text{C}$ (linea continua) ed in quello in cui $T_{m,f}=10^\circ\text{C}$ e $\theta_M=1^\circ\text{C}$ (linea tratteggiata). Sono anche dati i valori medi del relativo COP.



Già da qui si vede agisce l'effetto della temperatura della sorgente esterna. Nel primo caso esaminato ci si riferisce ad una sorgente come l'aria ambiente, mentre nel secondo la sorgente potrebbe essere acqua, con temperatura generalmente più alte e con escursioni termiche più limitate. Tutto ciò, qui esemplificato per una giornata, assume in pratica un'importanza molto maggiore in relazione alle prestazioni stagionali (riscaldamento e raffreddamento) delle pompe di calore.

In effetti siamo interessati non tanto a questo valore medio, ma a quello che si ottiene dividendo la quantità di energia utile ottenuta in un dato periodo, per l'energia spesa nello stesso periodo. Per una unità di potenza utile si impiega una potenza meccanica pari a:

$$|L| = \frac{Q_{UT}^{\circ}}{COP} = \frac{1}{COP}$$

$$Q_{UT}^{\circ} = 1 \quad (W)$$

L'energia meccanica impiegata in un dato periodo, τ^* , è :

$$\int_0^{\tau^*} |L| dt = \int_0^{\tau^*} \frac{1}{COP} dt = 1 \cdot \tau^* < \frac{1}{COP} >_{\tau^*} (J)$$

Essendo $<(1/COP)>_{\tau^*}$ il valore medio di $1/COP$ nel periodo considerato. Con riferimento al caso precedente si ottiene (valutando una media aritmetica oraria, quindi decisamente approssimata, nell'arco delle 24 ore):

$$\int_0^{\tau^*} |L| dt = 0,0416 \cdot 1 \cdot 24 \cdot 60 = 59,90 (J)$$

$$\tau^* = 24h$$

$$Q_{UT} = Q_{UT}^{\circ} \cdot \tau^* = 1440 (J)$$

$$<COP>_{\tau^*=24h} = \frac{Q_{UT}}{\int_0^{\tau^*} |L| dt} = 24,04$$

nel primo caso esaminato (grafici con linea continua). Nel secondo caso si ottiene $<(1/COP)>_{\tau^*}=0,034$ ed un $<COP>_{\tau^*}=29,41$.

Naturalmente l'esempio qui fatto ha validità generale e non solo nell'ambito delle pompe di calore elettriche.

L'esempio tende ad evidenziare l'importanza di valutare le caratteristiche di prestazione stagionale degli apparati di produzione dell'energia piuttosto che i loro valori di picco. Come già evidenziato in altri casi, anche per le pompe di calore la normativa attuale impone di considerare i valori dei parametri in termini di rapporti fra energia fornita e "consumata", oltre a quelli fra potenze.

Prima di continuare nella descrizione delle pompe di calore, passiamo ad analizzare brevemente, i componenti base delle pompe di calore a compressione.

Componenti principali delle pompe di calore a compressione.

Dallo schema a cui ci siamo riferiti finora si evince immediatamente che i componenti fondamentali di una pompa di calore a compressione sono:

- *il compressore*, che ha il compito di mantenere il salto di pressione fra l'evaporatore ed il condensatore in modo da ottenere i corretti valori delle temperature dei cambiamenti di stato nei suddetti scambiatori;
- *la valvola di laminazione*, che consente di tornare, attraverso una trasformazione assolutamente irreversibile, dalla pressione di condensazione a quella di evaporazione;
- *il condensatore*, in cui il fluido in uscita dal compressore (vapore surriscaldato) subisce prima un de-surriscaldamento e, successivamente il passaggio di stato da vapore saturo secco a liquido;
- *l'evaporatore* in cui avviene la completa evaporazione della miscela proveniente dalla laminazione fino all'aspirazione del compressore.

Compressore

Le pompe di calore impiegano sostanzialmente compressori volumetrici, cioè quelli in cui l'incremento di pressione si ottiene con una progressiva (dall'aspirazione alla mandata) riduzione del volume del fluido. Essi possono essere, a loro volta, di tipo alternativo o rotativo. Gli alternativi sono quelli a pistone e membrana. I primi, cui ci riferiremo nel seguito, constano di uno o più cilindri in cui il fluido in uscita viene aspirato, compresso per effetto del moto del pistone e quindi rilasciato nel condensatore. Come noto, il pistone nel suo moto non copre l'intero volume del

cilindro, terminando il suo moto verso la testata, fino al cosiddetto punto morto superiore (PMS), in corrispondenza del quale fra pistone e testata del cilindro resta un volume non utilizzabile per una ulteriore compressione, detto volume nocivo V_N . Al termine della fase di compressione, viene espulsa una certa quantità di fluido alla pressione di mandata p_M . Se con V_C si indica il volume del cilindro (volume fra pistone e testata cilindro) a detta pressione il volume del fluido espulso dal cilindro è dato da $V_M = V_C - V_N$. Quindi si chiude anche la valvola di mandata. Inizia, a valvole chiuse la fase di discesa del pistone a cui corrisponde l'espansione del fluido inizialmente contenuto nel volume nocivo. Giunti alla pressione di aspirazione (PMI), p_A , si apre la relativa valvola di aspirazione. Se con V_A (detto volume generato) si indica il volume del cilindro in queste condizioni il volume che può essere effettivamente aspirato, V_{AS} , è dato da $V_A - V_{NA} = V_{AS}$, in cui V_{NA} rappresenta il volume occupato dal gas contenuto inizialmente nel volume nocivo. Nell'esempio che segue si prova ad illustrare più dettagliatamente i concetti su espressi ed alcuni dei parametri significativi di questo tipo di macchina.

Esempio

Consideriamo la compressione isoentropica di un gas perfetto, in un cilindro con volume nocivo V_N . E sia V_A il volume del cilindro disponibile all'aspirazione, volume generato. Siano p_A e p_M le pressioni di aspirazione e di fine compressione e T_A e T_M le corrispondenti temperature assolute. Il numero di moli contenuto nel volume nocivo è dato:

$$n_N = \frac{p_M V_N}{RT_M}$$

Alle condizioni di aspirazione, in assenza di volume nocivo, si potrebbe aspirare un numero di moli dato da:

$$n_A = \frac{p_A V_A}{RT_A}$$

In effetti si possono aspirare queste (alle stesse condizioni termodinamiche) diminuite di quelle contenute nel volume nocivo.

$$n_{AS} = n_A - n_N = \frac{p_A V_A}{RT_A} - \frac{p_A V_{NA}}{RT_A} = \frac{p_A V_{AS}}{RT_A}$$

Si definisce rendimento volumetrico di compressione, η_v , la quantità:

$$\eta_v = \frac{V_{AS}}{V_A} = 1 + \frac{V_N}{V_A} \left(1 - \rho^{1/k} \right)$$

Ricordando che ci siamo riferiti ad una compressione isoentropica, ed indicando con $p = p_M/p_A$ il rapporto di compressione e con k il rapporto fra i calori specifici (o più in generale l'esponente di una politropica). Poiché il volume nocivo oscilla generalmente fra il 2 ed il 5% di V_A , prendendo il valore maggiore e $k=1,4$, si ha:

$$\eta_v = 1 + 0,05 \left(1 - \rho^{0,714} \right)$$

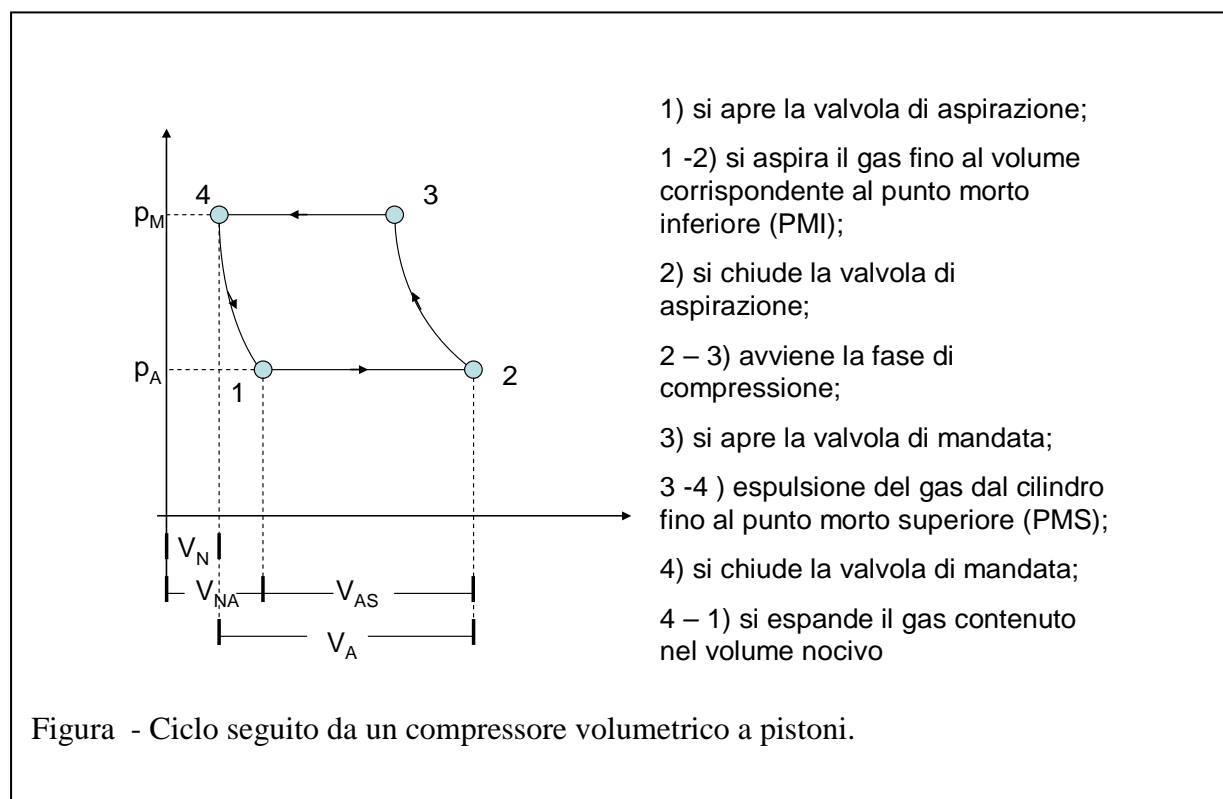
Da cui si ottengono i valori tabellati di seguito

ρ	η_v
2	0,97
3	0,94
4	0,92
5	0,89
6	0,87
7	0,85
8	0,83

La diminuzione del rendimento volumetrico all'aumentare del rapporto di compressione si spiega facilmente constatando che maggiore è il salto fra le due pressioni, maggiore è il volume del gas, V_{NA} , proveniente dal volume nocivo al termine della espansione. Di conseguenza si riduce il valore di V_{AS} . Infatti la massa

aspirata e poi compressa dal cilindro è data da $p_2 V_{AS} = \eta_v p_1 V_{AS}$ in una evoluzione. Se la frequenza del ciclo di compressione, numero di cicli in un secondo (sistema SI), è n , la portata in massa è $m = n \eta_v p_1 V_{AS}$.

Nella **figura** seguente si riporta uno schema del ciclo seguito da un compressore alternativo, con indicati i volumi e le pressioni di cui si è parlato in precedenza..



Il progresso tecnologico ha fatto sì che a questo tipo di compressore (almeno nel campo della climatizzazione vengano preferiti i cosiddetti compressori rotativi, grazie, fra l'altro, a minori ingombri, maggiore silenziosità, maggiore regolarità e gradualità della fase di compressione, migliori possibilità di regolazione. Essi si suddividono, a grandi linee, in compressori ad un asse di rotazione (a palette e lobi) ed a due assi di rotazione (avite)⁵.

Il compressore a vite è molto utilizzato in campi di potenze superiori ai 50kW, avendo un rendimento superiore a quello alternativo, anche se oggi sono disponibili anche compressori a vite di potenza molto piccola (fino a 3 CV). Il principio di funzionamento è mostrato in **figura**, in cui due viti a passo inverso e di diverso diametro, controrotanti, imboccano una sull'altra in modo da formare con il corpo macchina una zona, che avanza dall'aspirazione verso la mandata, il cui volume si riduce progressivamente (quindi in modo continuo) comprimendo il vapore. Si raggiungono rapporti di compressione ($p=3;4$) minori di quelli dei compressori alternativi, ma è possibile fare uso di serie a più stadi.

A questi si aggiungono i compressori a palette e gli Scroll, diffusi molto per le potenze più basse.

La figura mostra lo schema ed una foto di un compressore a palette. In esso il rotore è posizionato con asse di rotazione eccentrico rispetto all'involucro cilindrico che lo contiene, su cui sono ricavati un condotto di aspirazione ed uno di mandata, entrambe senza valvole. Delle palette mobili sono inserite in apposite cave, ricavate sul rotore. Esse vengono spinte dalla forza centrifuga esercitata dalla rotazione, a contatto con l'involucro cilindrico, formando camere di volume via via (dall'aspirazione alla mandata) più piccolo, comprimendo così il fluido. Anche in questo caso si riesce a garantire una buona continuità nel flusso del refrigerante.

⁵ In effetti esistono anche compressori a vite ad un solo asse, cioè con una vite sola.

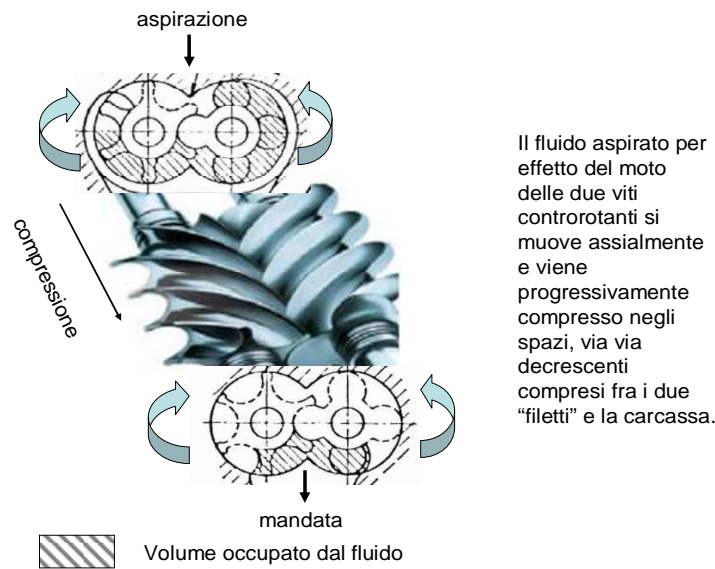


Figura - Schema di funzionamento di un compressore a vite

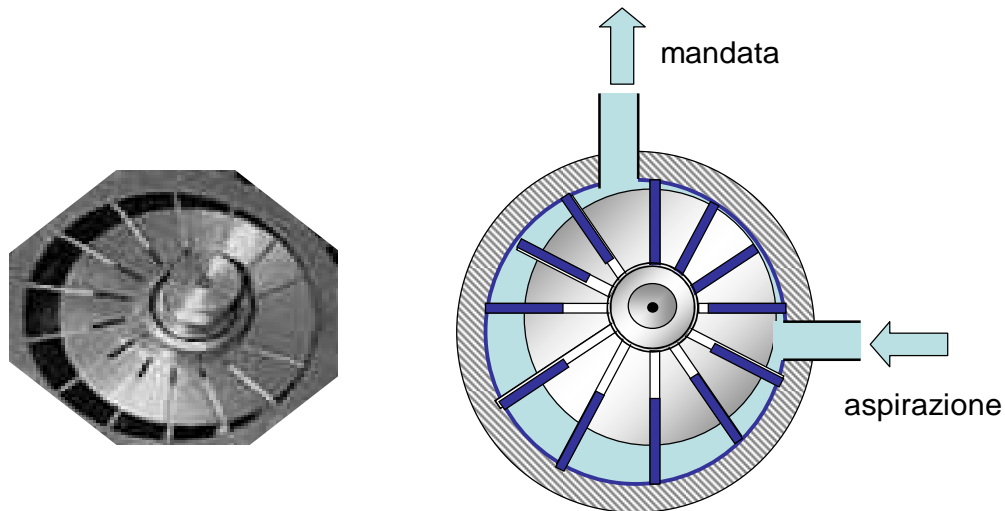
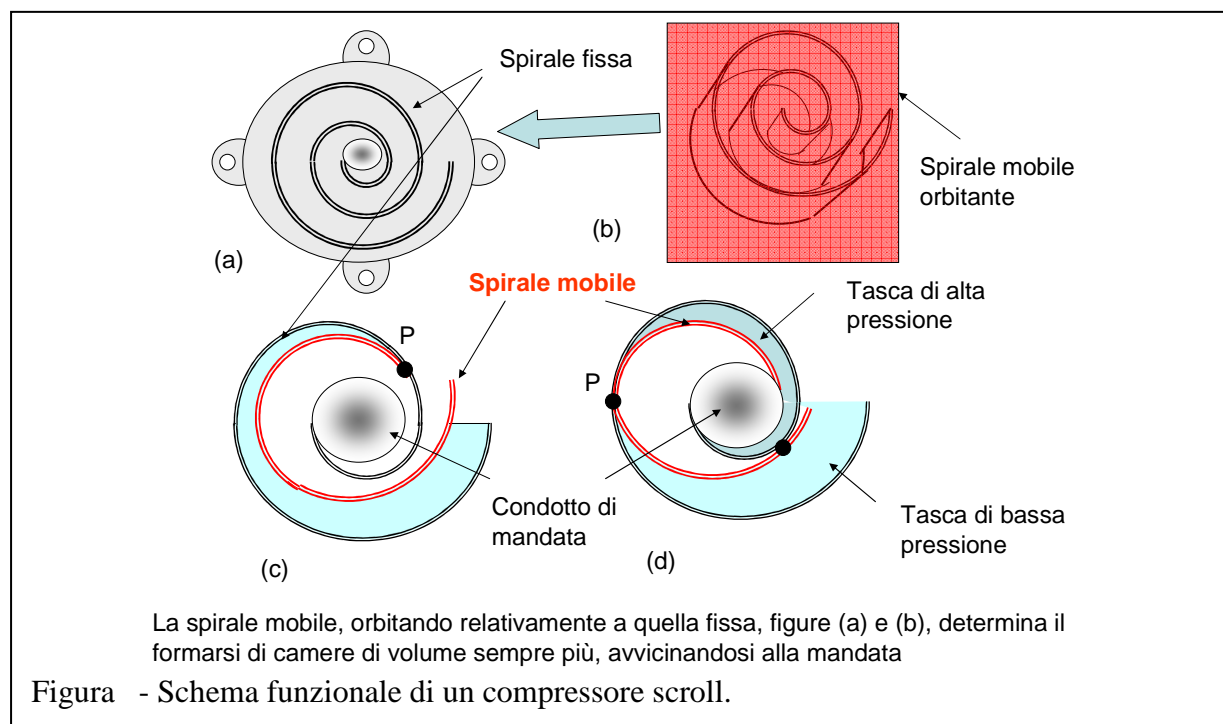


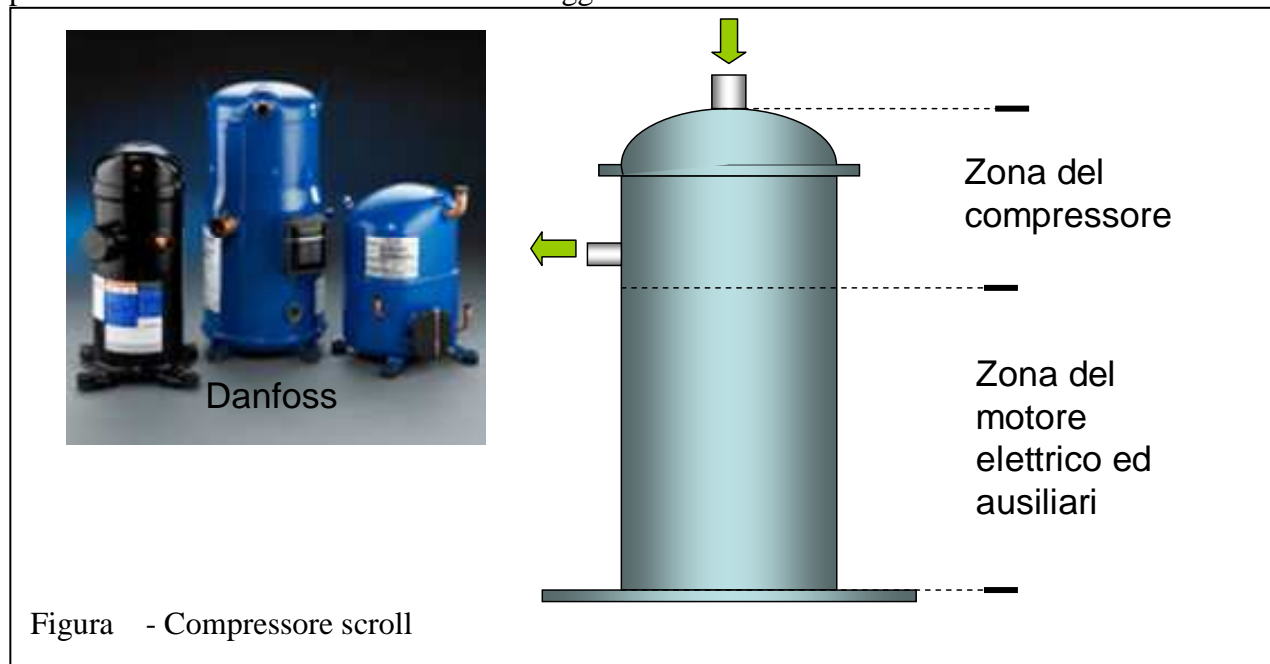
Figura - Schema di funzionamento di un compressore a palette

La caratteristica fondamentale di questi compressori risiede nella presenza di due spirali, come quelle schematizzate in **figura**, una fissa ed una mobile. Quest'ultima è guidata da un alberino che le consente di ruotare eccentricamente rispetto all'asse della spirale fissa. In tal modo il suo moto non è rotatorio, ma orbitante rispetto alla parte fissa. In questo modo fra le due spirali si forma una camera (detta anche tasca), il cui volume si riduce progressivamente dal momento in cui essa è in contatto con l'aspirazione fino a quando giunge all'apertura di mandata. La tenuta fra spirale mobile e fissa è garantita dalla necessaria precisione delle lavorazioni e da un velo d'olio lubrificante. Inizialmente, come detto, la tasca è in contatto con l'aspirazione e lascia che il fluido entri. Dopo una frazione di giro ($1/4$) il movimento chiude l'aspirazione, per cui il fluido contenuto nella tasca resta confinato fra le due spirali e viene gradualmente compresso, finché non giunge al condotto di mandata, in cui viene inviato⁶.

⁶ Volendosi chiarire il funzionamento dei vari tipi di compressori è possibile riferirsi a video esistenti su you-tube.



Come tutti i compressori che non necessitano di valvole (si eliminano così delle perdite di carico fluidodinamiche) essi hanno rendimenti isoentropici maggiori di quelli alternativi, inoltre presentano un maggiore rendimento volumetrico.



In molte applicazioni, soprattutto in caso di potenze limitate, i compressori si presentano in strutture ermetiche, in cui il compressore ed il motore di trascinamento sono racchiusi all'interno di uno stesso contenitore, un po' come accade per i circolatori nei circuiti ad acqua, Una configurazione tipica per un compressore scroll è quella di **figura**.

Regolazione del funzionamento dei compressori - Il compressore deve essere messo in condizioni di funzionare anche al di fuori del carico nominale. Il sistema più semplice ma anche quello energeticamente meno conveniente è quello on-off (attacca e stacca). Con questo metodo il compressore viene fatto funzionare sulla base di un valore di set - point, T_{SP} della temperatura ambiente prefissato. Quando questo valore viene superato di un dato ΔT_{SP} il compressore viene spento e riparte ad una temperatura ambiente pari

a $T_{SP} - \Delta T_{SP}$. Per mantenere condizioni di benessere nell'ambiente climatizzato sarebbe opportuno mantenere il ΔT_{SP} molto contenuto, ma questo fatto porterebbe ad avere troppe fasi di accensione e spegnimento del compressore, con aggravio dello stesso e del motore di trascinamento nelle fasi di spunto, ed una diminuzione del COP per effetto dei transitori. Con i compressori pistoni, spesso usati in versione pluricilindrica⁷, la tecnica più comune è stata è la cosiddetta parzializzazione consistente nell'escludere uno o più cilindri, cortocircuitandone le valvole, per esempio, tramite una valvola a solenoide, in modo da escluderli dal contributo alla compressione del refrigerante. Si ottiene, così, una parzializzazione a gradini, considerando uno schema tipo quello di tabella:

numero totale di cilindri	Cilindri attivi	Livello di parzializzazione
4	4	100%
	2	50%
6	6	100%
	4	67%
	2	33%

In questo modo anche si riduce il numero di accensioni e spegnimenti in un processo on – off . La potenza assorbita dal compressore non corrisponde direttamente al grado di parzializzazione (una parzializzazione al 33% può corrispondere ad un assorbimento del 40% della potenza nominale) e bisogna porre attenzione a vari fattori come al raffreddamento del motore ed al dimensionamento delle tubazioni. Un sistema che, può consentire una regolazione continua, almeno in un certo range, consiste nella variazione della velocità del rotore ogni volta che il motore di trascinamento lo consenta, sia esso un motore elettrico od un motore endotermico.

Un sistema oggi diffuso per le pompe di calore elettriche è l'applicazione di un inverter a comandare il motore elettrico. Con questo dispositivo è possibile variare la frequenza di alimentazione di quest'ultimo da valori più bassi rispetto alla frequenza di rete (50Hz) a valori più alti. I vantaggi conseguibili vanno dal miglioramento delle condizioni di benessere che si ottengono, alla gradualità nelle fasi di avviamento del compressore, evitando i problemi connessi allo spunto, inclusi per alcuni casi i cali della tensione di alimentazione, ma soprattutto ai miglioramenti del COP, sia istantaneo che, di conseguenza, stagionale. Anzi è possibile che a portata ridotta esso aumenti, rispetto al valore nominale, grazie al fatto che si utilizzano superfici di scambio termico, nell'evaporatore e nel condensatore, sovrabbondanti rispetto alle condizioni nominali di funzionamento per cui sono dimensionate. Per questo motivo si riducono i salti di temperatura fra scambiatori e sorgenti.

L'inverter aumenta il costo di acquisto della macchina, diminuendone però quello di gestione, ed introduce una diminuzione di qualche %, al valore nominale, nella trasmissione dell'energia dal punto di consegna della rete al motore.

Un ulteriore tipo di regolazione è mostrato nella **figura** ed è adottato nei compressori a vite. Una valvola a cassetto devia parte del fluido proveniente dalla camera formata dalle viti e dalla carcassa verso un by – passa riducendo così la portata del fluido che viene compresso.

La valvola di laminazione - Come abbiamo detto essa ha il compito di riportare il fluido dalla pressione di condensazione a quella di evaporazione, in modo da mantenere le temperature di condensazione adeguate a quelle delle sorgenti. Nelle applicazioni più semplici, soprattutto in passato, essa era costituita da un tubo di sezione molto piccola, tubo capillare, e sufficientemente lungo (generalmente avvolto a spirale), in modo da ottenere un adeguato salto di pressione in base alla portata di fluido che vi scorre.

Naturalmente un meccanismo di questo genere non è in grado di fare fronte alle variazioni di carico. Per tale ragione da tempo si è intervenuti adottando vari sistemi che permettano di avere una luce di scarico della valvola variabile con la potenza che viene effettivamente richiesta. Il ragionamento da fare è semplice. Ad una riduzione della potenza richiesta dai locali , ad esempio nel periodo di riscaldamento, mantenendo la portata costante si ottengono cambiamenti nella fase di condensazione, che tende a spostare il suo punto finale nella zona liquida ed in quella di evaporazione che termina nella zona di vapore surriscaldato, a valori di surriscaldamento tanto più grandi quanto maggiore è lo sbilanciamento fra potenza fornita e potenza richiesta. Si deve, quindi modificare il valore della portata di fluido che transita negli scambiatori, diminuendola. Si chiude parzialmente la luce della valvola in modo da ottenere il risultato voluto. Il segnale di comando a questo tipo di valvole, termostatiche, proviene dalla misura del grado di surriscaldamento

⁷ Il compressore pluricilindrico ha anche il vantaggio di fornire un flusso di fluido più continuo.

La valvola a cassetto, azionata da un pistone il cui moto è comandato dal surriscaldamento all'evaporatore devia una quota di gas nel by-pass, alla pressione di aspirazione, riducendo la portata da comprimere.

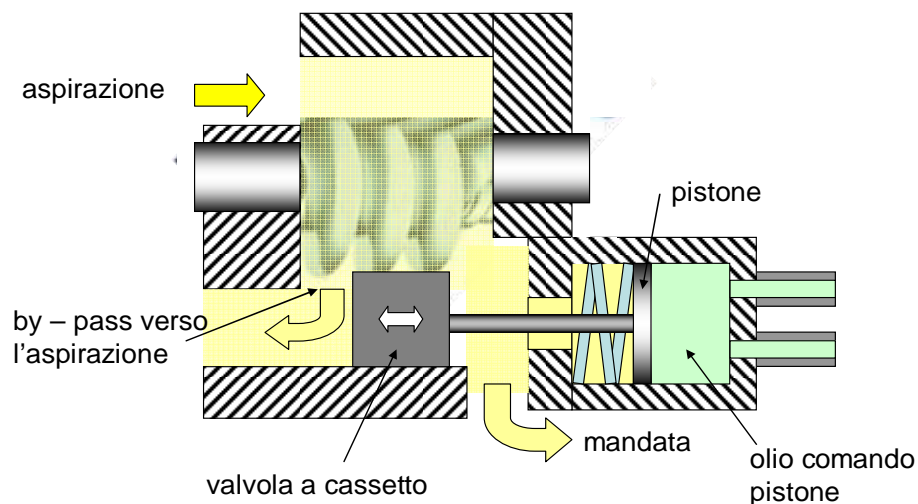


Figura - Schema di funzionamento di un regolatore a cassetto.

all'uscita dall'evaporatore. Se con Δp_v si indica la caduta di pressione ai capi della valvola e con K la costante della valvola nella condizione iniziale corrispondente alla portata m e con K' la costante corrispondente alla portata ridotta, si deve avere:

$$\Delta p_v = K m^2 = K' m'^2$$

Evaporatore e condensatore – questi scambiatori, in cui evolve il fluido refrigerante, possono scambiare calore con sorgenti interne ed esterne differenti. Vi sono sistemi, i più comuni, in cui lo scambiatore esterno interagisce con aria soffiata da un apposito ventilatore, in genere assiale, ed uno o più (sistemi split) interni che costituiscono le batterie di terminali d'impianto del tipo fan coil, anch'essi interagenti con aria. Questi sistemi sono detti ad espansione diretta.

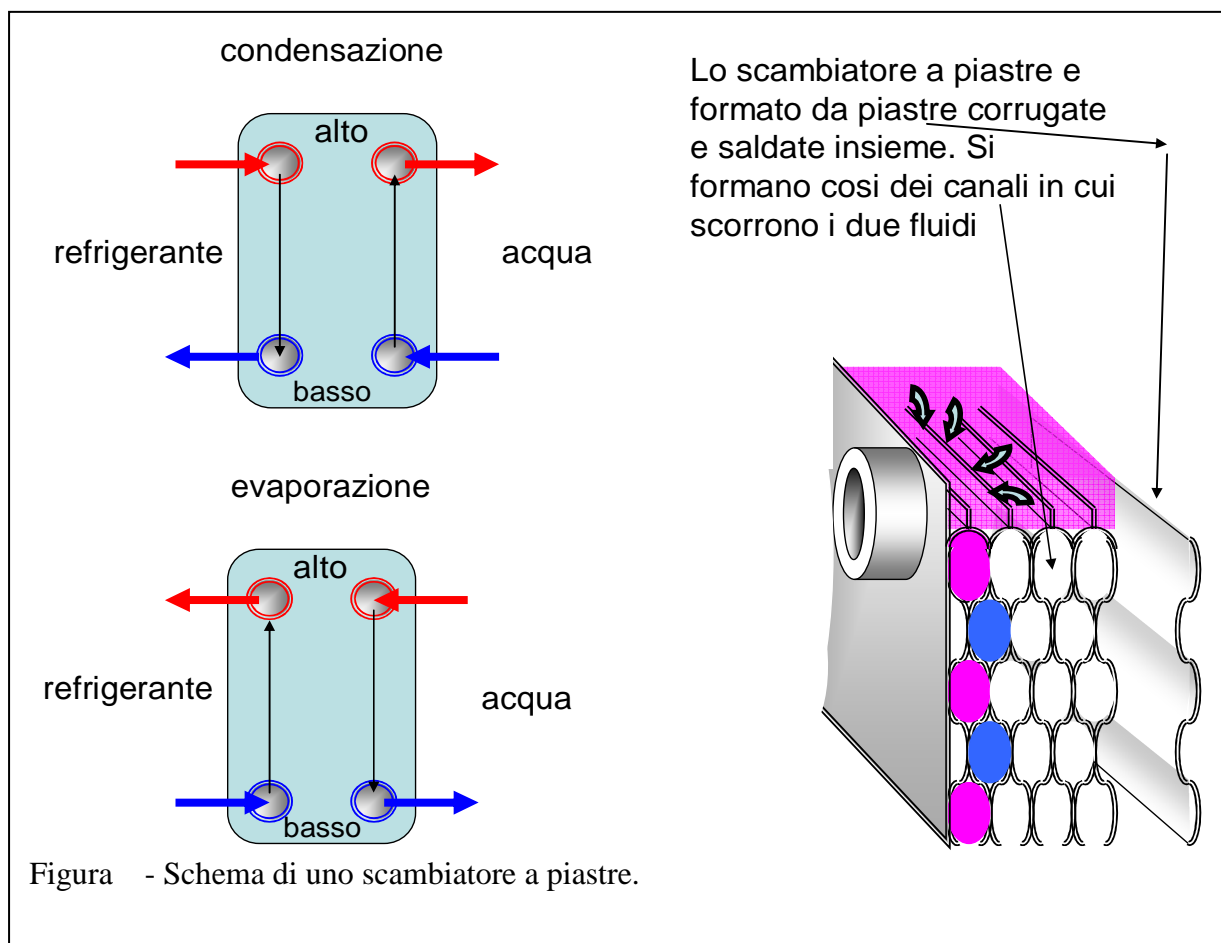
La sorgente esterna può essere costituita da acqua e quella interna ancora da aria. Oppure può accadere che la sorgente esterna sia aria o acqua e quella interna acqua di un impianto di riscaldamento e/o raffreddamento o acqua sanitaria (ACS). Infine la sorgente esterna può essere costituita dal terreno.

Nel caso di pompe di calore aria/aria lo scambiatore esterno è costituito da una batteria alettata, su cui si può inviare anche la condensa raccolta all'interno sulla superficie fredda, in estate.

Quando il refrigerante scambia con liquidi si usano scambiatori a piastre saldo brasate. Essi sono costituiti da piastre opportunamente corrugate, in modo da ricavare, fra ciascuna coppia di piastre, percorsi attraversati sia dai due fluidi che scambiano calore (figura).

Questi scambiatori sono ad alta efficienza e molto compatti e tali caratteristiche ne hanno diffuso l'applicazione in moltissimi settori. Essi devono essere montati verticalmente, come in figura, e va sempre lasciato uno spazio che consenta l'accesso per la manutenzione. Il fluido esce dallo scambiatore collegato all'aspirazione del compressore sempre leggermente surriscaldato per evitare che entri liquido in quest'ultimo organo,

La formazione di brina sullo scambiatore esterno – In condizioni invernali, in cui lo scambiatore esterno agisce da evaporatore, sulle alettature dei tubi della batteria e, al limite sugli stessi tubi, si può formare ghiaccio, per effetto dell'umidità dell'aria esterna e della sua bassa temperatura (tenere presente che l'evaporatore è ad una temperatura di alcuni gradi (anche di 10°C) inferiore all'esterno. Il fenomeno si manifesta con temperature esterne anche superiori a 5 o 6°C se l'umidità relativa esterna va oltre il 60%. Il ghiaccio, fungendo da isolante, peggiora le condizioni di lavoro dell'evaporatore, riducendo le prestazioni dell'intera pompa di calore. È quindi fondamentale intervenire al momento giusto e per un tempo che permetta di eliminare tutto il ghiaccio eventualmente formatosi



Il metodo più efficiente per determinare il momento in cui effettuare lo sbrinamento (defrosting) è quello di dotare la macchina di sensori che rilevino la temperatura dell'aria, ed il suo flusso sulla batteria e, contemporaneamente, la pressione del fluido refrigerante che cambia di stato. In questo modo si attua lo sbrinamento quando è realmente necessario e della durata⁸ che serve, poiché l'incidenza energetica dei cicli di sbrinamento è sicuramente non trascurabile.

I metodi tradizionali per attuare questi cicli consistono o in mantenere attiva una resistenza elettrica che intervenga quando le alette della batteria esterna giungono in prossimità di 0°C⁹ o con inversioni delle funzioni fra evaporatore e condensatore per il tempo necessario, nelle macchine adatte sia alla climatizzazione invernale che estiva (dette comunemente reversibili). Quest'ultimo metodo provoca disagio agli utenti per la conseguente variazione delle condizioni di benessere. E' anche possibile intervenire iniettando vapore surriscaldato, proveniente dalla compressione, direttamente nell'evaporatore tramite un'apposita valvola di sbrinamento, evitando di raffreddare l'interno, ma comunque sottraendogli una quota della potenza necessaria. Sono anche in atto

⁸ A scopo puramente esemplificativo si danno alcuni valori dell'intervallo fra due sbrinamenti successivi in funzione della temperatura e dell'umidità relativa esterna. Nelle tabella si danno i valori indicativi degli intervalli di tempo da mantenere, espressi in minuti (sarà poi il costruttore a stabilirli in funzione delle caratteristiche del prodotto).

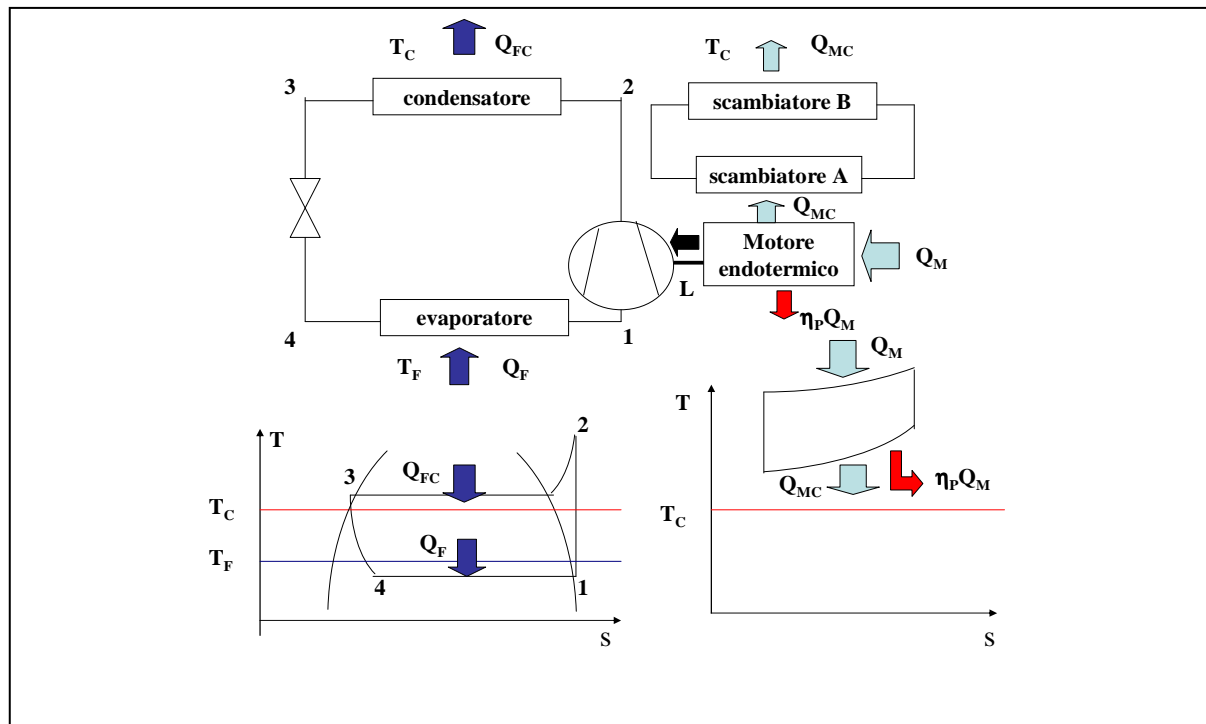
0°C	70%	80%	90%	100%
	220'	100'	50'	30'
5°C	70%	80%	90%	100%
	360'	220'	160'	120'

⁹ Oppure al gado di occlusione del passo delle alette per effetto della brina.

Questa tecnologia può essere adottata, per esempio, per la fornitura di acqua calda (con temperatura di una cinquantina di °C) anche con temperature esterne sensibilmente inferiori allo 0°C (una decina di gradi sotto zero).

Le pompe di calore a motore endotermico

Questo tipo di pompe di calore si distingue da quelle alimentate elettricamente, che oggi ricoprono



la quota maggiore nel mercato italiano, per avere, come motore di trascinamento del compressore, un motore a combustione interna generalmente alimentato a gas (GHP, Gas Heat Pump). Questo tipo di macchina, finora poco utilizzata in Italia¹⁰ anche se sta trovando un interesse, ha invece avuto una buona penetrazione nel mercato giapponese. E' il caso di sottolineare che l'uso di queste macchine in un paese come il nostro, dotato di un'ampia rete di distribuzione del gas, potrebbe portare ad un livellamento dei consumi estivi di settore, non facendo gravare i carichi solo sul sistema elettrico.

Oltre al lavoro meccanico necessario al compressore queste macchine utilizzano anche il "calore di scarico" del motore endotermico seguendo il principio della cogenerazione. Il recupero di detto calore si può effettuare secondo due metodologie: quella diretta e quella indiretta.

Il **recupero diretto** avviene tramite l'utilizzo dell'acqua di raffreddamento del motore per il riscaldamento degli ambienti e/o dell'acqua sanitaria. Uno schema che si riferisce a questo metodo è illustrato nella figura, in cui si considera un motore diesel. In essa si ha il seguente significato dei simboli:

- T_C temperatura della sorgente calda
- T_F temperatura della sorgente fredda
- T_M temperatura equivalente della "sorgente motore"
- Q_{FC} quota di potenza ceduta alla sorgente calda dalla pompa di calore
- Q_F potenza scambiata con la sorgente fredda
- Q_M potenza ceduta al motore con la combustione TM
- Q_{MC} potenza ceduta alla sorgente calda dal recuperatore

Il sistema costituito dalla pompa di calore più motore endotermico interagisce con tre sorgenti (sistema tritermo). Esso scambia, alla sua frontiera, soltanto calore, mentre lo scambio di lavoro, L , avviene al suo interno fra motore e compressore. Questo è legato al calore ricevuto dal combustibile tramite il classico rendimento del motore, η_M . In altre parole si ha:

¹⁰ Si hanno sul mercato italiano un paio di produttori con macchine di potenza superiori ai 60kW.

$$|L| = |Q_{FC}| - Q_F = \eta_M Q_M$$

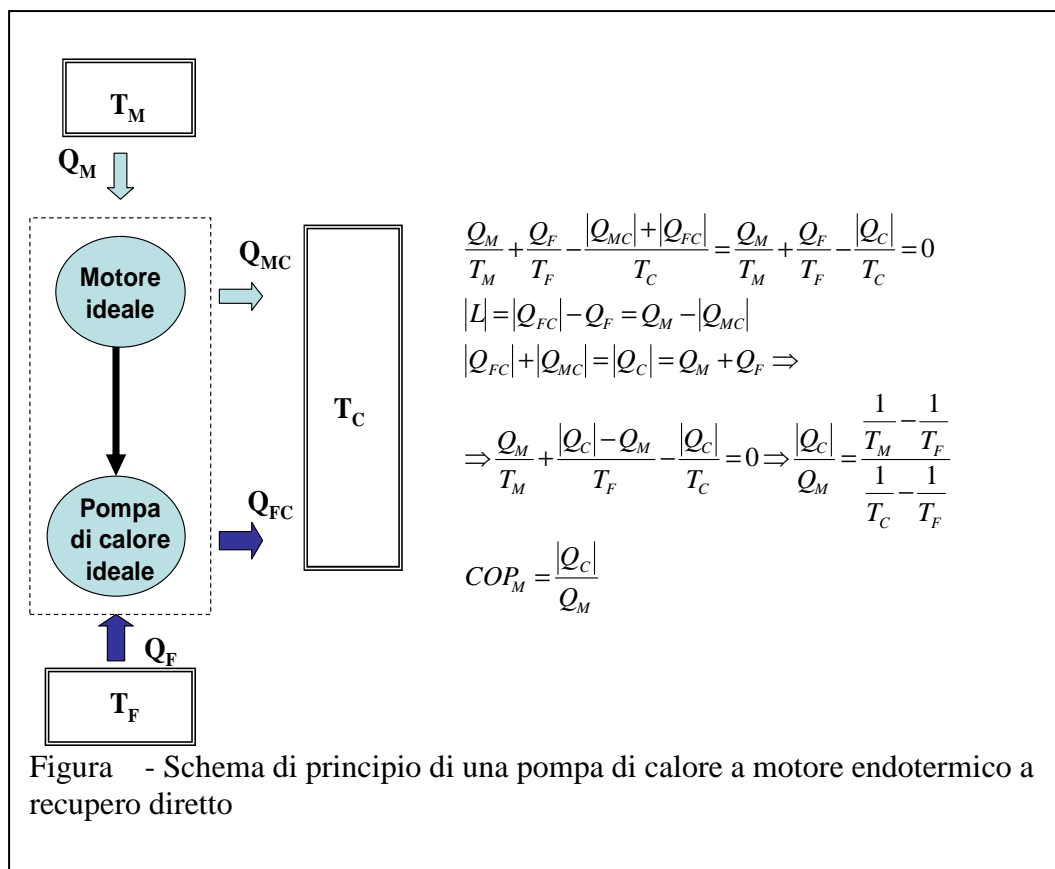
Se con e_R si indica l'efficienza del sistema di recupero del calore del motore, cioè la frazione del calore $(1-\eta_M)Q_M$ che può essere recuperata si ha che $Q_{MC} = e_R(1-\eta_M)Q_M$, mentre quella dispersa verso l'esterno è $\eta_P Q_M = (1-e_R)(1-\eta_M)Q_M$. Per cui il calore che può essere ceduto alla sorgente calda è dato da:

$$Q_C = Q_{FC} + Q_{MC} = Q_{FC} + e_R(1-\eta_M)Q_M$$

In cui il secondo addendo può essere usato in estate, ad esempio, per la produzione di acqua calda sanitaria (ACS). Q_C è, quindi l'effetto utile della pompa di calore a motore endotermico in condizioni invernali.

Volendo scrivere le relazioni di primo e secondo principio in condizioni ideali (es. macchine che funzionano secondo cicli di Carnot)¹¹ si ricava:

$$\begin{cases} -\frac{|Q_C|}{T_C} + \frac{Q_F}{T_F} + \frac{Q_M}{T_M} = 0 \\ -|Q_C| + Q_F + Q_M = 0 \end{cases}$$



Il COP della macchina (vedi **figura**), COP_{MI} , viene ad essere, in riscaldamento:

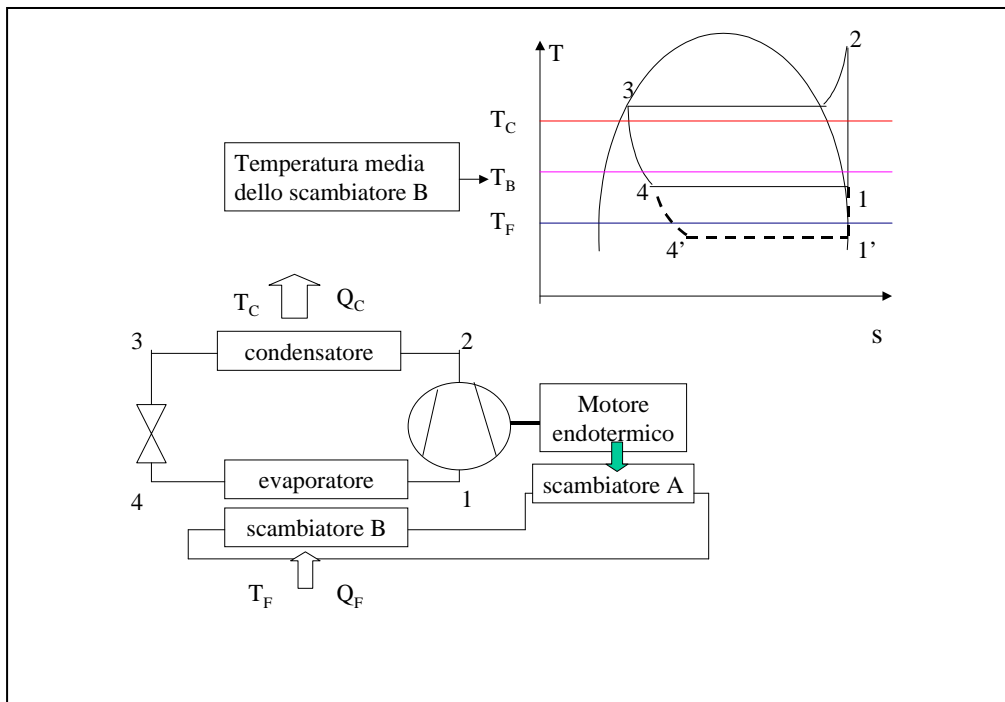
¹¹ In questo caso non solo ci si può riferire a macchine che funzionano secondo cicli di Carnot (diretto ed inverso), ma si può ritenere che l'intero calore scambiato dal motore alla temperatura inferiore venga interamente recuperato dallo scambiatore, anch'esso ideale ($Q_{CM} = (1-\eta_{Carnot})Q_M$).

$$COP_{MI} = \frac{|Q_C|}{Q_M} = \frac{\frac{1}{T_M} - \frac{1}{T_F}}{\frac{1}{T_C} - \frac{1}{T_F}} = \left(1 - \frac{T_F}{T_M}\right) \frac{1}{1 - \frac{T_F}{T_C}} = \left(1 - \frac{T_F}{T_M}\right) COP_{EI}$$

In cui COP_E è il COP di una pompa di calore elettrica (EHP) che lavori fra le medesime sorgenti esterna ed interna.

Il valore di T_M è normalmente preso pari a 1000K ed, evidentemente risulta $COP_M < COP_E$.

Un'altra via che è possibile perseguire con le GHP è il cosiddetto **recupero indiretto**. In questa configurazione il calore “di scarto” del motore viene impiegato per alzare la temperatura della sorgente con cui scambia l'evaporatore, migliorando il valore del COP. Lo schema relativo è



mostrato in **figura** . In questo modo l'evaporatore interagisce con una sorgente a temperatura T_B anziché T_F ($T_B > T_F$) ed il fluido frigorifero percorre il ciclo 1234 anziché l'originario 1'2'3'4', aumentando il valore del calore scambiato all'evaporatore e diminuendo quello della potenza da fornire al compressore.

In situazione completamente reversibile, indicata nello schema di **figura** (inclusa assenza di “perdite” agli scambiatori A e B):

$$Q_M = L + |Q_{MF}|$$

$$Q_{ev} = Q_F + Q_{MF}$$

in cui Q_{MF} è la potenza recuperata dal raffreddamento del motore (>0), Q_F quella proveniente dalla sorgente fredda (>0) e Q_{ev} quella fornita all'evaporatore (<0). In questa situazione il coefficiente di prestazione è dato da:

$$COP_M' = \frac{Q_C}{Q_M} = \frac{Q_F + Q_{MF} + L}{Q_M}$$

$$\frac{Q_F + Q_{MF}}{T_B} - \frac{|Q_C|}{T_C} = 0$$

E, come ovvio, si giunge allo stesso risultato per il COP_M .

Sempre facendo riferimento ad una situazione ideale, in riscaldamento, in cui il motore segue un ciclo di Carnot diretto e la pompa di calore un ciclo di Carnot inverso operanti fra le sorgenti suddette e considerando una macchina a recupero diretto si ottengono i risultati esposti di seguito.

La potenza meccanica che il motore cede alla pompa di calore vera e propria è dato da $L = \eta_M Q_M$, in cui η_M è il rendimento di Carnot fra le temperature date, cioè:

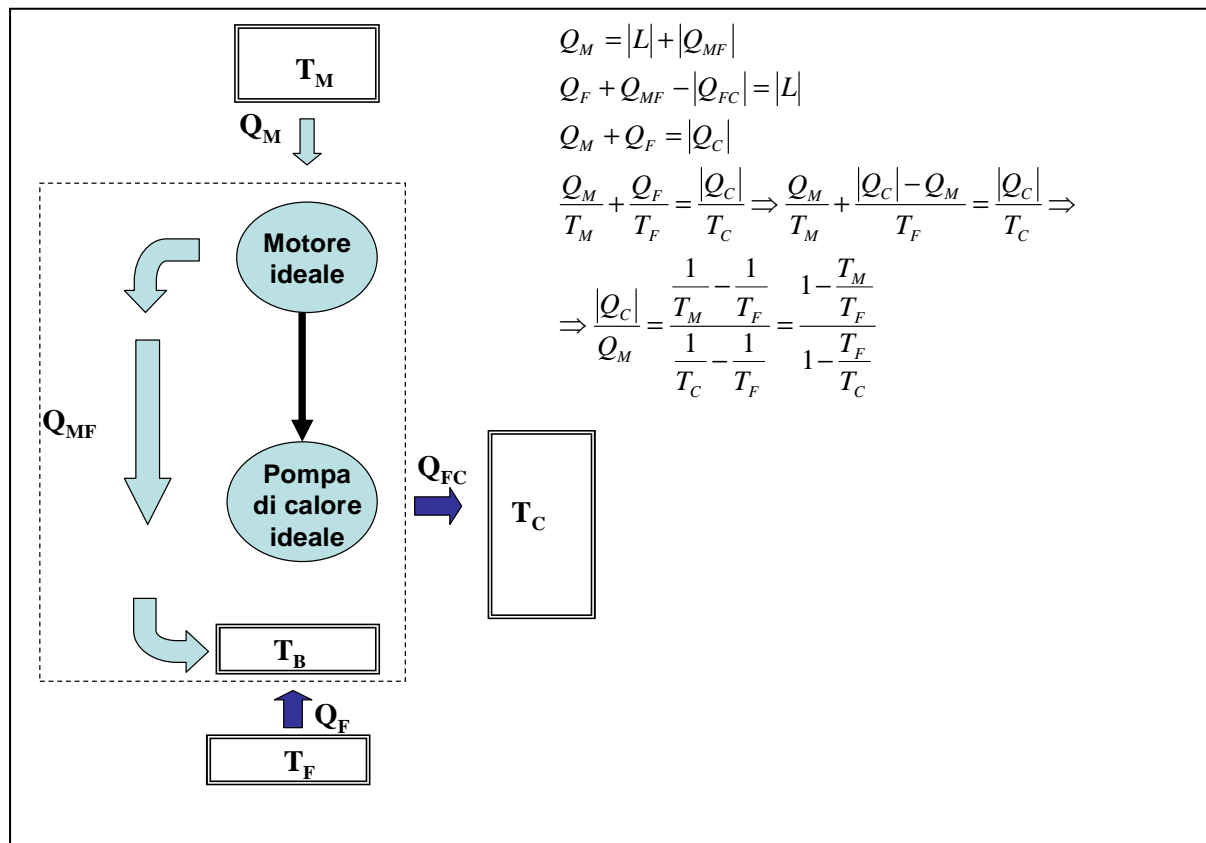
$$\eta_P = 1 - \frac{T_C}{T_M}$$

E la quantità di calore ceduta all'ambiente interno (scambiatore perfetto) è:

$$Q_{MC} = (1 - \eta_P) Q_M$$

Mentre il calore che le pompa di calore cede all'ambiente:

$$Q_{FC} = \left(\frac{1}{1 - \frac{T_F}{T_C}} \right) L = \left(\frac{1}{1 - \frac{T_F}{T_C}} \right) \eta_P Q_M$$



Dalle relazioni precedenti risulta che il calore ceduto all'ambiente si compone di una quota, Q_{FC} che dipende dalla temperatura dell'esterno, T_F , ed un'altra, Q_{MC} , che non dipende da questa. Per cui:

$$Q_C = Q_{FC} + Q_{MC} = \left(\frac{1}{1 - \frac{T_F}{T_C}} \right) \eta_P Q_M + (1 - \eta_P) Q_M = [(COP_{Carnot, inv} - 1) \eta_{Carnot, dir} + 1] Q_M$$

Questa relazione mostra che una parte (quella recuperata dal motore) del calore che viene inviato all'ambiente interno non dipende da T_F . Nel caso ideale esaminato questa quantità è molto limitata visto l'alto rendimento di un motore che segua un ciclo di Carnot, non così in un caso reale. Proviamo a mostrare quanto detto, a scopo puramente qualitativo nell'esempio seguente.

Esempio

Consideriamo dapprima la condizione ideale. Poniamo $T_F=20^\circ\text{C}$ (278K), $T_C=20^\circ\text{C}$ (303K) e $T_M=1000\text{K}$. Il rendimento del ciclo di Carnot è:

$$\eta_P=0,697$$

e

$$COP=12,12$$

Da cui si ottiene:

$$Q_C=8,411Q_M+0,303Q_M$$

Per cui la quota di recupero dal motore è il 3,60%.

Passiamo adesso ad un caso "reale" e, a parità di temperature, si consideri un rendimento del motore $\eta_P=30\%$ ed, inoltre, pensiamo di poter recuperare il 35% della potenza immessa nel motore (Q_M), cioè il 50% del calore disperso dal motore. Ammettiamo poi di avere un $COP=3,5$. Si giunge a:

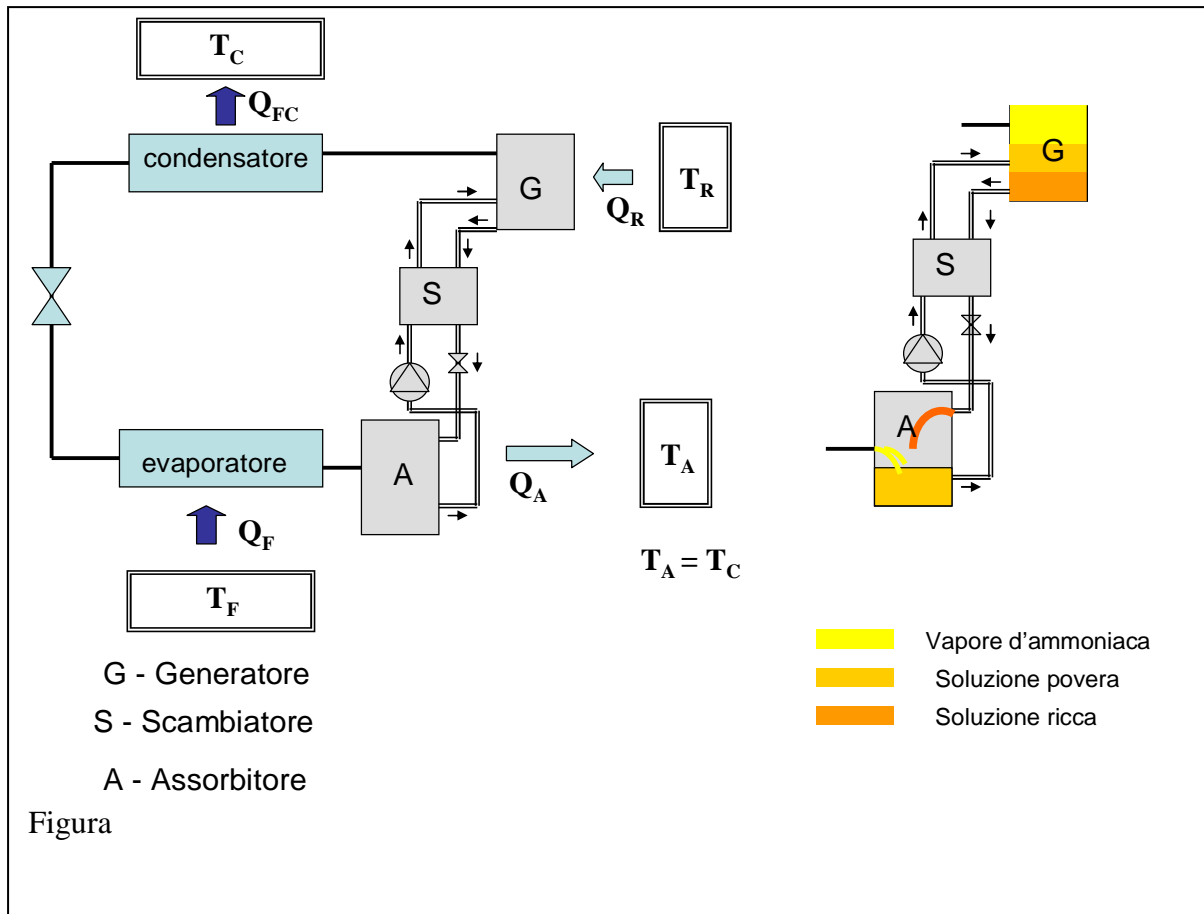
$$Q_C=1,05Q_M+0,35Q_M$$

Con un'incidenza della quota recuperata di circa il 35%.

Si può facilmente osservare che a parità di calore riversato in un ambiente riscaldato, la pompa di calore a motore endotermico preleva dall'esterno una potenza inferiore a quella prelevata da una pompa di calore alimentata da motore elettrico. Inoltre la GHP è, per quanto detto, meno sensibile alle diminuzioni di temperatura della sorgente esterna. In estate il bilancio è altrettanto condizionato da quanto detto, ma il calore di recupero può essere utilizzato per l'ACS.

Le pompe di calore ad assorbimento.

Questo tipo di macchina non utilizza un compressore meccanico e funziona secondo lo schema illustrato in **figura**.



Facendo riferimento ad una pompa di calore acqua- ammoniaca (si trova anche acqua e bromuro di litio), è riportata in grigio la parte che “sostituisce” il classico compressore. Nella parte di circuito comprendente il condensatore la valvola di laminazione e l’evaporatore, fluisce ammoniaca pura. Al termine del processo di evaporazione essa entra nel cosiddetto assorbitore, in cui viene assorbita in acqua (mezzo assorbente) con una reazione esotermica che scambia, generalmente con la temperatura della sorgente calda, T_C , ($T_A=T_C$), una potenza termica pari a Q_A . La miscela è pompata prima in uno scambiatore di calore, in controcorrente col fluido caldo proveniente dal generatore, e quindi nel generatore stesso. In quest’ultimo la miscela riceve calore separandosi in vapore di ammoniaca, che va nel condensatore, ed in una soluzione ricca d’acqua, che torna, dopo una laminazione, all’interno dell’assorbitore. A seguito di questi fenomeni le pompe di calore ad assorbimento (AHP) sono dette ad azionamento termico, essendo usualmente trascurata la spesa di energia compiuta per azionare la pompa (liquido) rispetto all’entità delle altre potenze in gioco.

Con questa ipotesi, ponendo $T_A = T_C$ (usando anche il calore dell’assorbitore per riscaldare gli ambienti in inverno) e riferendoci ad un sistema ideale tritermo (a tre sorgenti) si ottiene, ancora:

$$|Q_{FC}| + |Q_A| = Q_R + Q_F \Rightarrow Q_F = |Q_{FC}| + |Q_A| - Q_R$$

$$\frac{|Q_{FC}| + |Q_A|}{T_C} = \frac{Q_R}{T_R} + \frac{Q_F}{T_F} \Rightarrow \frac{|Q_{FC}| + |Q_A|}{T_C} = \frac{Q_R}{T_R} + \frac{|Q_{FC}| + |Q_A| - Q_R}{T_F}$$

In riscaldamento:

$$COP_{A,I} = \frac{|Q_{FC}| + |Q_A|}{Q_R} = \frac{\frac{1}{T_R} - \frac{1}{T_F}}{\frac{1}{T_C} - \frac{1}{T_F}} = \frac{1 - \frac{T_F}{T_R}}{1 - \frac{T_F}{T_C}}$$

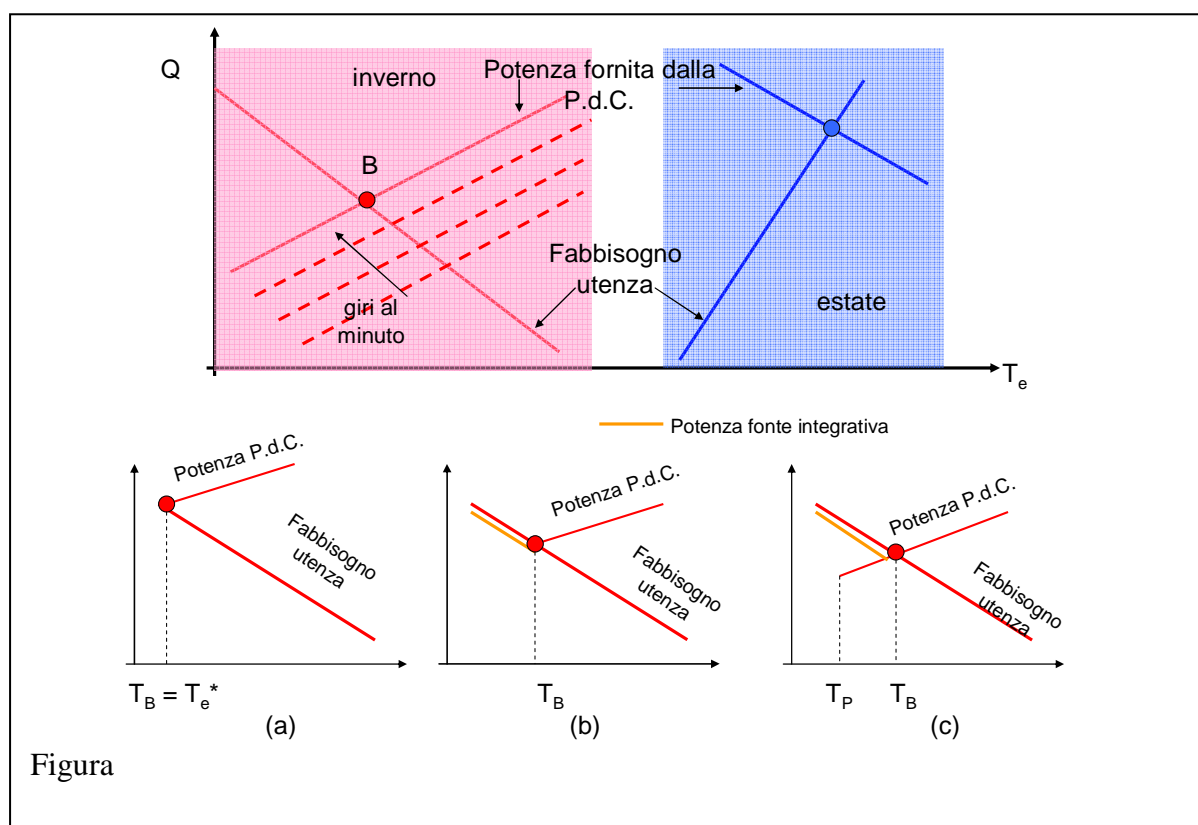
Ed in raffrescamento

$$COP_{A,E} = \frac{Q_F}{Q_R} = \frac{1 - \frac{T_C}{T_R}}{1 - \frac{T_F}{T_C}}$$

Punto di bilanciamento (Balance Point) e funzionamento in relazione al carico.

Abbiamo visto in precedenza che, in condizioni invernali, la potenza richiesta da un edificio in funzione della temperatura esterna è, in prima approssimazione, schematizzabile come una retta con pendenza negativa¹². L'andamento della potenza erogabile da una pompa di calore, normalmente detta capacità, nelle stesse condizioni, è qualitativamente ricavabile facendo le seguenti considerazioni. Come abbiamo detto queste macchine usano generalmente un compressore volumetrico, per cui la portata massica che sono in grado di elaborare dipende dalla portata di volume (funzione della velocità di rotazione) e dalla densità del vapore in aspirazione. **Questa aumenta all'aumentare della temperatura esterna, poiché aumenta la temperatura di evaporazione e la conseguente pressione.** Di conseguenza tende ad aumentare la capacità della pompa di calore, dando come risultato una curva crescente con la temperatura esterna. Inoltre, poiché le temperature delle sorgenti si avvicinano aumenta il COP. In sostanza aumenta la capacità di riscaldamento aumenta il valore del COP, pur crescendo anche la potenza da cedere al compressore.

In estate la richiesta di raffrescamento dell'edificio aumenta all'aumentare della temperatura (e radiazione solare) esterna. Allo stesso tempo si allontanano le temperature delle sorgenti, con quella inferiore termostata. Il risultato netto è una diminuzione della capacità di raffrescamento e dell'EER. Si sono, quindi, invertiti gli andamenti delle due curve (fabbisogno dell'edificio e capacità della pompa di calore) rispetto alla condizione invernale.



Figura

Nel caso invernale si ha quindi una intersezione fra la curva del fabbisogno dell'utente e quella della capacità della pompa di calore, detta punto di bilanciamento (Balance Point o Punto di Bivalenza). Si nota come a destra del punto di bilanciamento (temperatura esterna crescente), la potenza che può essere fornita dalla macchina è sovrabbondante rispetto alla richiesta. Per avere corrispondenza fra i due valori la pompa di calore può essere fatta funzionare riducendo il numero

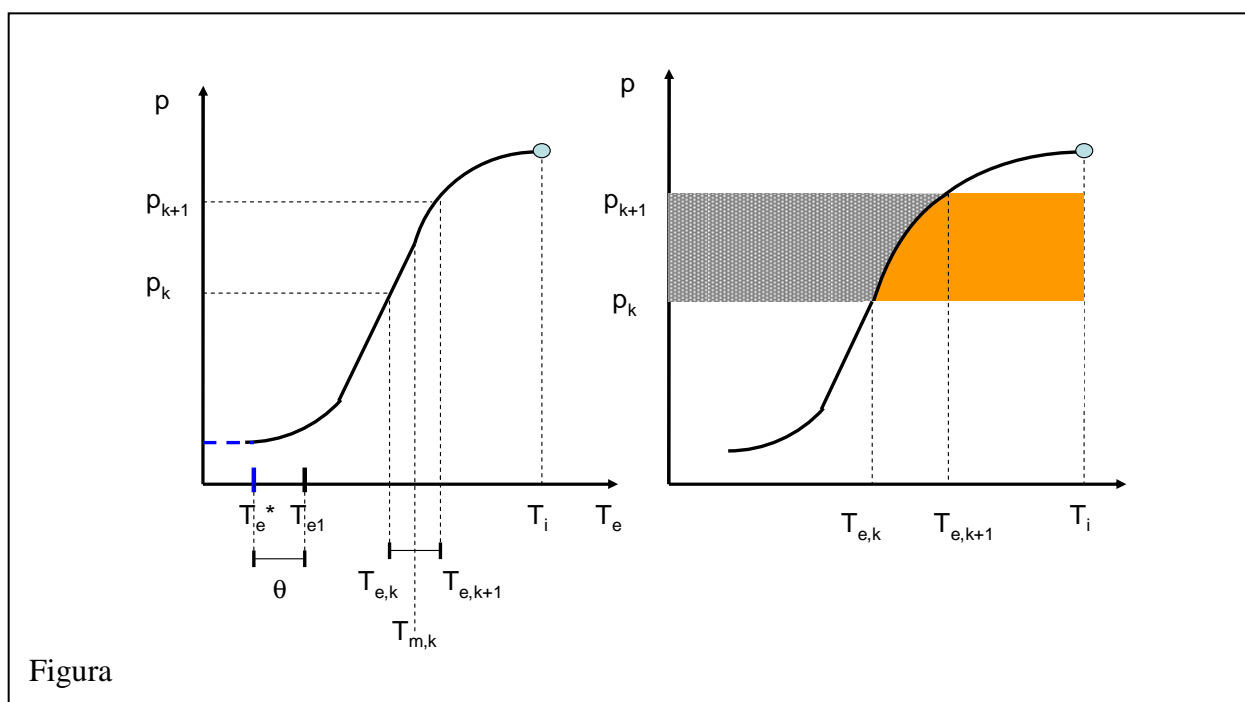
¹² Volendo conseguire una maggiore precisione nelle valutazioni, in particolare per valutare le prestazioni energetiche del sistema, si fa riferimento ad una curva di carico in cui ci si riferisce alla potenza netta da fornire. Per tale motivo si considera un carico dell'edificio pari alle dispersioni depurate della quota di apporti gratuiti.

di giri (tramite un inverter per le EHP, o variando il flusso di combustibile nella GHP) del compressore o, comunque, parzializzando quest'ultimo. Indichiamo la temperatura esterna di progetto con T_e^* , e quella del punto di bilanciamento con T_B . Scegliendo $T_B = T_e^*$ si ha una pompa di calore sovradimensionata che lavora alla piena capacità solo nei giorni, in genere pochi, in cui si verifica questa condizione (dati di targa a 7°C). A sinistra del punto di bilanciamento¹³, invece, la capacità della macchina non è sufficiente a fornire la potenza richiesta per cui è necessario fare intervenire un'ulteriore sorgente, come una caldaia a condensazione. Questa può costituire o una sorgente alternativa o una sorgente integrativa. Nel primo caso la pompa di calore cessa di funzionare quando si giunge al punto B¹⁴ ed entra in funzione un generatore di integrazione (linea arancione in figura (b)) che supplisce all'intero carico dell'utenza. Si parla, in questo caso di modalità di funzionamento alternato. Nel secondo caso si fa intervenire, sempre alla temperatura T_B il generatore di integrazione, ma fino ad un certo punto (temperatura T_P in figura, (c)) esso supplisce solo alla differenza fra il fabbisogno dell'utenza e la potenza della P.d.C.. E' questa il funzionamento parallelo.

E' necessario compiere un'analisi degli andamenti della temperatura nella località in esame, che dia le ore in cui la temperatura assume certi valori, o almeno ricorrere ai valori forniti dalla normativa per le temperature medie mensili.

Esempio

Supponiamo che una località abbia una temperatura esterna di progetto pari a T_e^* (comunemente 0 o -5°C e comunque fissato o calcolabile tramite le norme) ed un carico di progetto corrispondente a questa temperatura, Q^* , e supponiamo che questa o una temperatura inferiore si replichi per una percentuale del periodo di riscaldamento p^* .



Se Π è il periodo di riscaldamento in ore, la temperatura T_e^* o una minore si verificherà per un numero di ore pari a $p^* \Pi$. Si consideri la curva cumulativa, $[p=F(T_e)]$ di figura in cui si riportino in ascissa i valori della

¹³ In caso di funzionamento monovalente, dimensionando la pompa di calore per la massima potenza richiesta è importante, per evitare transitori troppo frequenti, è opportuno utilizzare un volume di accumulo inerziale opportuno calcolato come differenza fra un volume efficace (consigliato dal costruttore e dell'ordine di 8-13l/kW) ed il volume dell'impianto. Nel caso di impianti ad alta inerzia, come quelli a pannelli radianti, esso può non essere necessario.

¹⁴ La norma 11300/4 del 2012 definisce punto di bivalenza il punto in cui la pompa di calore smette di funzionare con fattore di carico unitario e temperatura bivalente la relativa temperatura.

temperatura esterna ed in ordinata le temperature che sono inferiori ad un valore generico $T_{e,k}$ ed in ordinate il valore delle frequenza p_k con cui si ripetono temperature $T_e \leq T_{e,k}$

Possiamo suddividere l'intervallo di temperatura che caratterizza il periodo di riscaldamento¹⁵, θ_R , in n sottomultipli di valore $\theta = \theta_R / n$, per cui se al tempo t_k si verificherà la temperatura $T_{e,k}$, si va a vedere quando si verificherà la temperatura $T_{e,k+1} = T_{e,k} + \theta$. Se il tempo che intercorre fra il verificarsi delle due temperature è pari a π_k , la probabilità che la temperatura esterna sia compresa fra i due valori suddetti è $p_{k+1} - p_k = \pi_k / \Pi$. La potenza che è necessario fornire all'edificio si ritiene proporzionale alla differenza fra la temperatura interna T_i ¹⁶ e quella esterna. L'energia da fornire in corrispondenza dell'intervallo suddetto è proporzionale a $(p_{k+1} - p_k) \Pi (T_i - T_{m,k})$, in cui $T_{m,k}$ è la temperatura media che si verifica nell'intervallo suddetto e che può essere calcolata come segue:

$$T_{m,k} = \frac{1}{\pi_k} \int_{t_k}^{t_k + \pi_k} T_e(t) dt = \frac{1}{\pi_k} \left[\int_{t_0}^{t_k + \pi_k} T_e dt - \int_{t_0}^{t_k} T_e dt \right]$$

poiché

$$t_k = p_k \Pi$$

$$t_k + \pi_k = p_k \Pi + (p_{k+1} - p_k) \Pi = p_{k+1} \Pi$$

$$dt = \Pi dp$$

$$T_{m,k} = \frac{\Pi}{\pi_k} \left[\int_{p_0 \Pi}^{p_{k+1} \Pi} T_e dp - \int_{p_0 \Pi}^{p_k \Pi} T_e dp \right] = \frac{1}{p_{k+1} - p_k} \left[\int_{p_0 \Pi}^{p_{k+1} \Pi} T_e dp - \int_{p_0 \Pi}^{p_k \Pi} T_e dp \right]$$

In cui la quantità fra parentesi quadre è l'area ombreggiata in **figura**. Se è possibile linearizzare localmente la funzione $F(T_e)$, si ottiene.

$$T_{m,k} = \frac{T_k + T_{k+1}}{2} = T_k + \frac{\theta}{2}$$

Non deve naturalmente sfuggire che perché sia possibile la linearizzazione è necessario che si scelga un θ sufficiente piccolo, solitamente 1°C. L'energia da fornire, indicata con l'area arancione nella stessa figura, è dunque, proporzionale alla quantità:

$$\sum (p_{k+1} - p_k) \Pi \left(T_i - T_k - \frac{\theta}{2} \right)$$

Se $T_k = T_0 + k\theta$ si ha, infine, che l'energia è proporzionale a:

$$\sum_n (p_{k+1} - p_k) \Pi \left[T_i - \left(k - \frac{1}{2} \right) \theta \right]$$

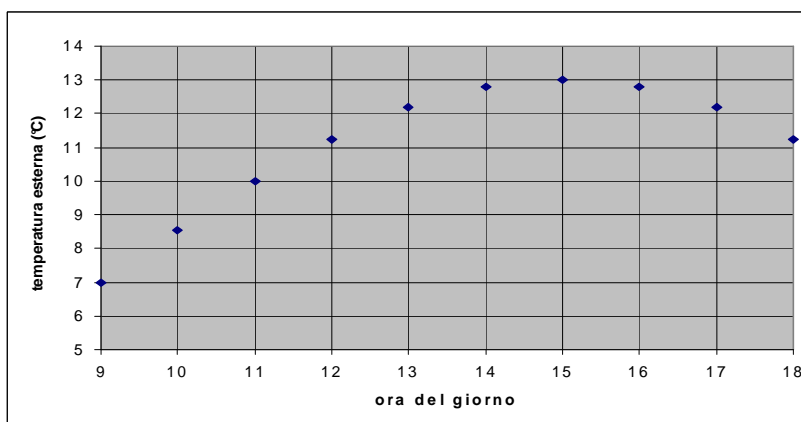
Solo al livello esemplificativo si ammetta di avere un andamento della temperatura durante il periodo giornaliero di riscaldamento come quello riportato in **figura**, per esempio immaginando di prendere in esame un giorno-tipo di un mese e di voler considerare un impianto che serva un ufficio, le cui caratteristiche morfologiche e costruttive sono specificate successivamente, con orari che vanno dalle 9 alle 17 e usando fan-coil come terminali d'impianto. Considerando un intervallo orario si può ricavare un diagramma delle potenze medie da applicare, in Watt, i cui valori coincidono numericamente con quelli dell'energia impiegata nell'ora se questa è espressa in Wh. Nel relativo grafico, i numeri in ascisse indicano le ore di funzionamento (1, fra 19 e le 10, 2 fra le 10 e le 11 ecc.). Per confronto è anche mostrato il valore medio dell'energia oraria. L'ufficio in questione, di 400m² in pianta, abbia una trasmittanza equivalente complessiva $U_{eq} = 300 \text{ W/K}$ ed una quota di ventilazione pari a 1,5 ricambi d'aria all'ora ($c_p = 1005 \text{ J/kgK}$, $\rho = 1,20 \text{ kg/m}^3$), a cui si dovrà aggiungere l'effetto dei ponti termici. Lo scambio si può ritenere in prima approssimazione pari a:

¹⁵ La normativa attuale (UNI/TS 11300-4 Maggio 2012), per la valutazione dell'energia impiegata, come intervallo di tempo il mese o a periodi del mese, detti bin, in cui si abbia una variazione della temperatura esterna di 1°C; questo dipende dalla natura delle sorgenti e dalla loro variabilità. Qui consideriamo il giorno solo per comodità del calcolo.

¹⁶ Per tenere conto degli apporti gratuiti si tende a considerare una temperatura inferiore ai classici 20°C, ad esempio 18°C.

$$Q = 345 \cdot (T_i - T_e) + 402 \cdot (T_i - T_e) = 702 \cdot (T_i - T_e) W$$

Con temperatura esterna di 0°C questa corrisponderebbe ad una potenza di 14,4kW. L'andamento della retta è rappresentata in **figura**, in cui la parte ombreggiata corrisponde alle zone dell'effettivo funzionamento richiesto.



Figura

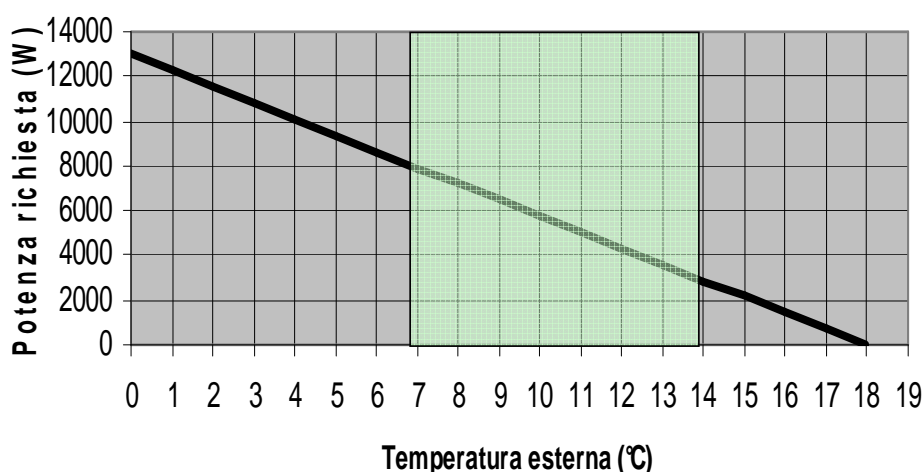
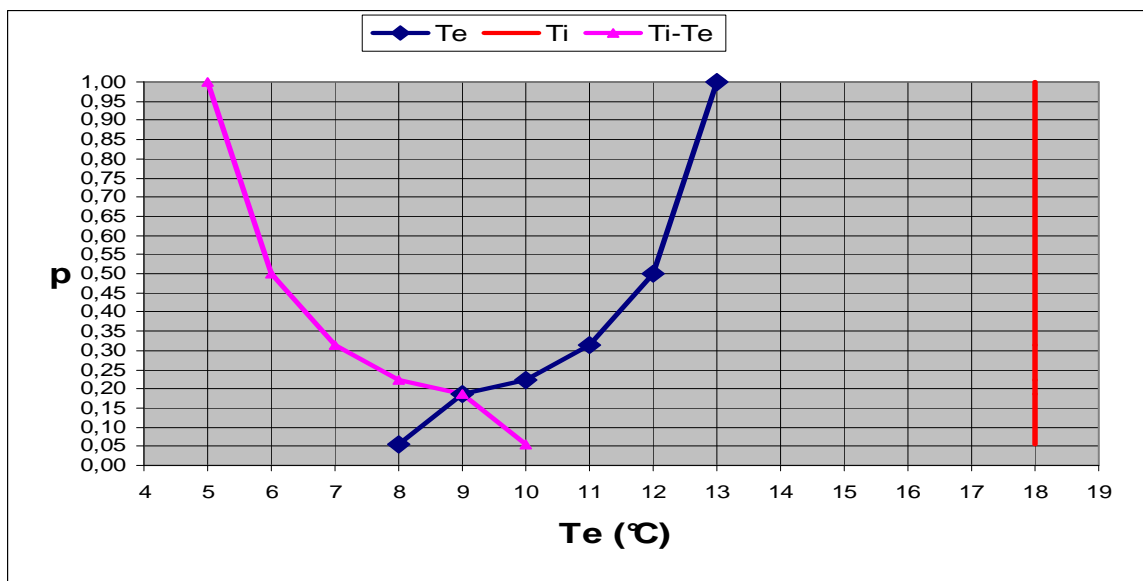


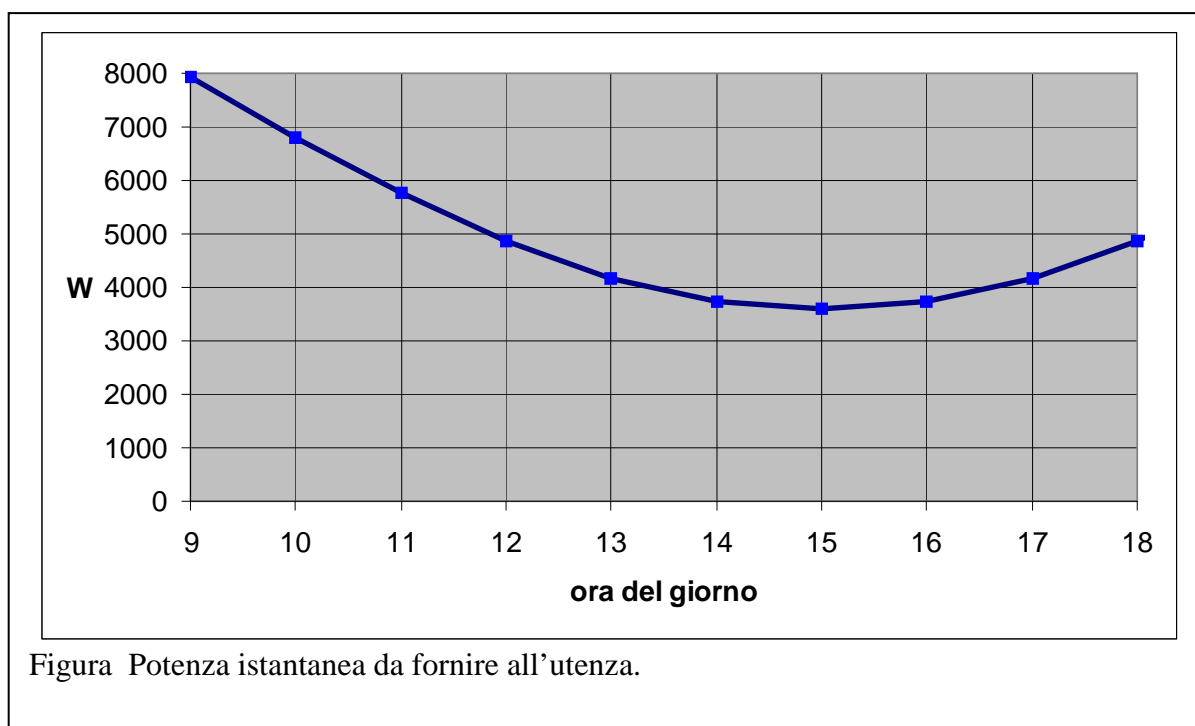
Figura Curva di carico dell'utenza

La curva cumulativa che si costruisce è quella di figura, in cui, come detto, si riportano le percentuali di tempo sul periodo di riscaldamento che in questo caso è di 9 ore. In entrambe ci si è riferiti ad intervalli di temperatura di $\theta=1^\circ\text{C}$. Nel grafico si indica anche il valore della temperatura di riferimento interna, presa uguale a 18°C per tenere conto degli apporti interni. Si ricordi che, mentre nella valutazione dell'energia impiegata questo modo di procedere è sicuramente il più appropriato, esso potrebbe essere non cautelativo nella progettazione delle potenze da installare. In questo caso, trattandosi di un ufficio, si hanno sia apporti gratuiti significativi (che qui per brevità non stiamo a valutare), sia necessità di ricambi d'aria superiori a quelli adottati per il residenziale.

Si ribadisce ancora che ci si è riferiti ad un solo giorno per fare un esempio, ma che le valutazioni devono essere compiute sull'intero periodo stagionale di riscaldamento. Questo vuol dire o funzionare in regime di on-off per pompe a capacità fissa, o, in relazione alle caratteristiche della macchina, parzializzando o variando il numero di giri del compressore.



Nella **figura** si riporta la curva cumulativa (in blu nel grafico) insieme a quella relativa alle differenze fra la temperatura interna e quella esterna (in fucsia) ed il valore di set – point interna (in rosso). In quella **successiva** sono indicate le potenze istantanee da fornire all'utenza..



Per eseguire un valutazione appropriata si deve anche considerare cosa succede del COP (o del parametro relativo al tipo di pompa di calore in uso ed al suo periodo di funzionamento, come indicato nel paragrafo successivo) quando si lavora in condizione di carico parziale. Per questo il costruttore deve fornire un certo numero di valori del COP nel periodo di interesse a seconda di:

- tipo di pompa di calore;
- destinazione d'uso: solo riscaldamento, misto riscaldamento e acqua sanitaria, solo ACS,
- tipo di funzionamento: on-off, modulante;
- sorgenti fra cui opera la pompa di calore.

Rimandando alla norma più volte citata¹⁷ per i dovuti approfondimenti, riferiamoci al semplice esempio precedente come al solito a puro scopo illustrativo.

Esempio

Supponiamo che la pompa di calore scelta sia del tipo aria/acqua, per cui le sorgenti sono l'acqua dell'impianto, e l'aria esterna dell'esempio precedente. Consideriamo di non disporre dei dati del costruttore se non per la massima potenza ed il COP della macchina e per le temperature esterna ed interna a cui i dati si riferiscono. Proviamo a fare una stima di verifica pensando di disporre di una capacità in riscaldamento di 7,5kW e $COP_{cost}=3,2$ alla temperatura dell'aria esterna di 2°C e dell'acqua dell'impianto di 45°C. Per delle valutazioni più accurate, per pompe di calore a compressione con questo tipo di sorgenti sarebbero richiesti dati del costruttore alle temperature esterne di -7°C, 2°C, 7°C, 12°C. Ma se, come detto, siamo a verificare una macchina già esistente, possiamo solo usare i valori disponibili.

Per una macchina ideale che funzioni fra le suddette temperature delle sorgenti si avrebbe un COP_{id} dato da:

$$COP_{id} = \frac{1}{1 - \frac{2 + 273,15}{45 + 273,15}} = 7,40$$

Cambiando i soli valori temperatura esterna si hanno i seguenti COP_{id}

T(°C)	7	8	9	10	11	12	13	14
COP_{id}	8,37	8,60	8,84	9,09	9,36	9,64	9,94	10,26

Il rapporto fra il COP_{cost} fornito e quello ideale si definisce “rendimento di secondo principio” ed alle condizioni specificate vale:

$$\eta_{cost} = \frac{COP_{cost}}{COP_{id}} = \frac{3,2}{7,4} = 0,43$$

In funzione delle condizioni di carico della pompa, date dal coefficiente CR, per questo tipo di macchina si considera la relazione:

$$COP(CR) = COP(CR = 1) \cdot \frac{CR}{0,1CR + 0,9}$$

In cui CR è il fattore di carico. Troviamo questo andamento in funzione della temperatura esterna. Non avendo altri dati a disposizione supponiamo costante il rendimento di secondo principio pari a η_{cost} a tutti i valori del fattore di carico. Il conseguente COP in funzione delle temperature esterne è:

T(°C)	7	8	9	10	11	12	13	14
$COP(CR=1)$	3,60	3,70	3,80	3,91	4,02	4,15	4,28	4,41

In base alla curva di carico dell'utenza, all'apertura degli uffici la richiesta di potenza è di 8kW, quindi di 0,5kW superiore a quella disponibile. D'altra parte le curva cumulativa indica che la temperatura esterna resta sotto gli 8°C per meno di mezzora (27') e che l'energia richiesta dall'edificio si può valutare corrispondere ad una temperatura media di 7,5°C per 30 minuti, pari a 3,8kWh. L'energia fornita dalla pompa a pieno carico ($7,5 \cdot 0,5 = 3,75$ kWh) è praticamente sufficiente, anche se per sicurezza ci si può avvalere di una resistenza di integrazione, magari funzionante su un paio di gradini ed in grado di fornire la potenza massima di 1kW. A questo punto risulta chiaro che il punto di bilanciamento era stato considerato in sede progettuale corrispondente ad 8°C di temperatura esterna. Al termine dell'orario di lavoro si ha una temperatura di 11°C e la temperatura esterna massima è di 13°C. In corrispondenza di questa si ha il fattore di carico più basso dell'intera giornata uguale a 0,48. Il fattore di carico varia dunque da 1 a 0,48. valutando ora per ora di funzionamento si ha quanto segue. Si può ottenere l'andamento di CR durante il giorno in modo che le capacità della pompa di calore si adegui alla potenza richiesta. Si ricava il grafico di **figura** e di conseguenza il valore del COP istantaneo (**figura**). Nella stessa figura si è anche indicato il valore che avrebbe il $COP(CR=1)$ se la pompa di calore lavorasse a fattore di carico unitario con la relativa temperatura esterna.

¹⁷ Il presente testo vuole illustrare le problematiche generali degli impianti in esame, non strettamente vincolate alla normativa in vigore.

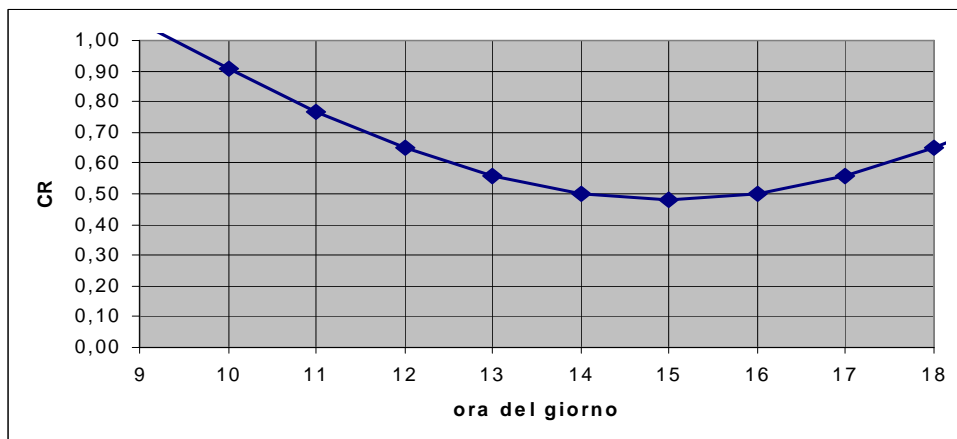


Figura andamento del fattore di carico

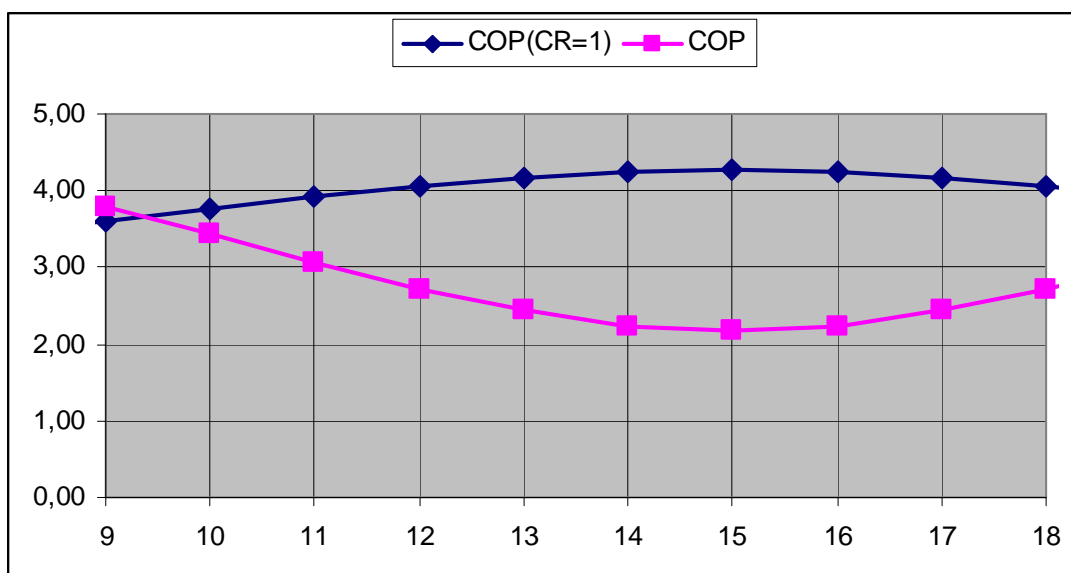


Figura Andamento dei COP.

La differenza fra questi due COP risponde a due tipi di funzionamento della pompa di calore. Nel caso di macchine a potenza fissa, che, quindi, funzionano in modo discontinuo con successivi attacchi e stacchi (on-off), l'andamento del COP corrisponde alla curva di colore fucsia, ricavata in funzione del fattore CR. Per pompe di calore a potenza variabile, cioè modulabile in modo continuo, come le EHP con inverter, si considera un valore di $CR=1$, in tutto il campo di questo parametro che va da 1 a 0,5. Nell'esempio esaminato la macchina, se a potenza variabile, ha una curva del COP che in figura è contrassegnata con $COP(CR=1)$.

Nel caso di pompe di calore ad assorbimento a fuoco diretto¹⁸ al momento, in attesa della promulgazione di norme specifiche si valuta l'effetto del fattore di carico nel modo seguente. In precedenza abbiamo specificato che l'indice di prestazione è definito come il rapporto fra la potenza termica sviluppata dalla macchina come effetto utile e quella, derivante da fonte primaria, ceduta ad essa. Come mostrato nel paragrafo successivo, a questo parametro si dà il nome di GUE. Se con GUE ($CR=1$) si considera il valore del coefficiente a pieno carico, quello a carico ridotto viene fornito dalla relazione seguente:

¹⁸ Questo significa che si tratta di macchine alimentate direttamente dalla combustione, diversamente da quelle che possono essere alimentate da fluidi sufficientemente caldi, provenienti da processi vari (es. rigenerazione).

$$GUE(CR) = C_d \cdot GUE(CR=1)$$

$$C_d = f(CR)$$

Anche in questo caso si distingue fra funzionamento on-off e funzionamento modulante, dando due diversi andamenti per il coefficiente C_d , mostrati in **figura** . E' possibile infatti adattare la temperatura dell'acqua di mandata sulla base di una curva di carico dell'utenza opportunamente scelta, analogamente a quanto si è fatto per le caldaie, ed adottare una soluzione a temperatura scorrevole.

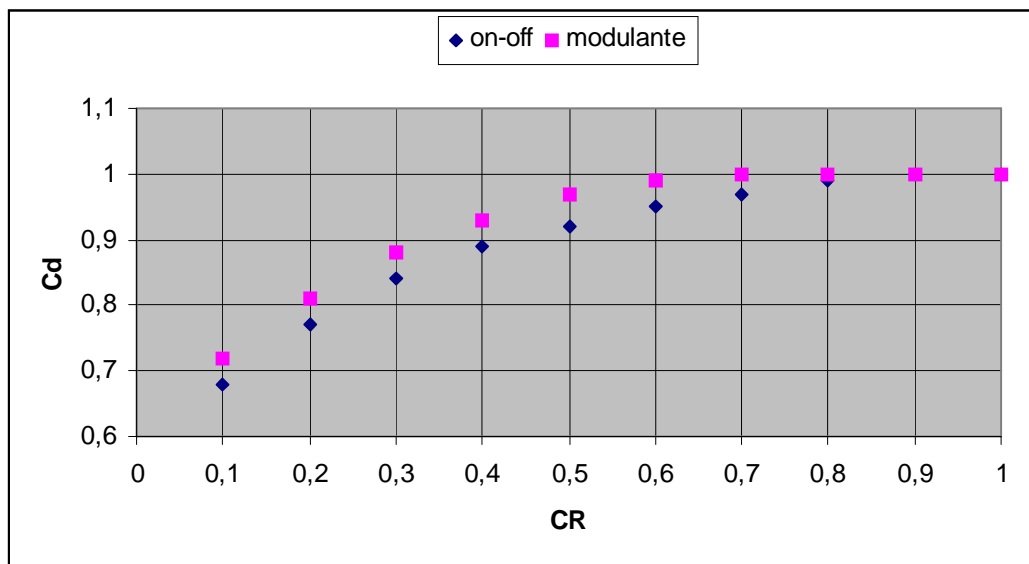


Figura C_d in funzione di CR per pompe ad assorbimento a fuoco diretto

In ogni delle curve della figura si osserva come le pompe ad assorbimento a fuoco diretto siano influenzate in modo limitato dal tipo di funzionamento

Oltre alla possibilità di integrare la pompa di calore con un'altra apparecchiatura si può anche suddividere la potenza complessiva fra varie pompe di calore di potenzialità ridotta che lavorino in cascata.

In ultimo è il caso di sottolineare che oggi, come per gli altri elettrodomestici e per gli edifici si definiscono delle classi di qualità energetica (da A a G) anche per i sistemi a pompe di calore. Per esempio per sistemi a split (oggi molto diffusi soprattutto per impiego in raffrescamento laddove esista già un impianto di riscaldamento) raffreddati ad aria si forniscono valori minimi per il COP, in condizioni di riscaldamento e per l'EER, in raffrescamento: per essere in classe A essi devono avere $COP > 3,60$ e $EER > 3,20$.¹⁹

¹⁹ Per sistema split si intende un sistema in cui all'interno del locale è inserito uno o più fan coil per il riscaldamento (e anche raffrescamento, se pdc reversibile) ed all'esterno una unità in cui è posto il compressore ed il condensatore (o evaporatore, in raffrescamento). Volendo questo essere un testo che fornisca gli elementi a fondamento delle progettazione impiantistica non approfondiremo gli aspetti legati alla certificazione energetica di edifici ed impianti non è possibile dilungarci troppo su questo pur importantissimo argomento.

Confronto fra le prestazioni delle varie tecnologie di produzione: CUC GUE, SCOP, SEER.

Anzitutto va osservato che già semplicemente considerando il COP dovremmo conteggiare, al denominatore, oltre al lavoro elettrico o meccanico, impiegato per la movimentazione del compressore, anche la potenza necessaria all'azionamento degli ausiliari dell'intero apparato. Inoltre si è descritto l'effetto delle temperature delle sorgenti sulle prestazioni delle pompe di calore, spesso facendo riferimento ad un ciclo di Carnot. Un altro effetto da considerare è quello che queste temperature esercitano sul comportamento del compressore. Trattandosi in genere di compressori volumetrici il variare di queste cambiano i valori del volume specifico del vapore, modificando le portate in massa. Ciò è particolarmente vero per l'evaporatore, in cui al diminuire della temperatura di evaporazione, aumenta il volume specifico del vapore in ingresso al compressore e, mantenendosi costante il volume disponibile si riduce la portata in massa. Un altro parametro da prendere in considerazione è l'umidità dell'aria delle sorgenti e particolarmente di quella esterna, in quanto modifica le condizioni di scambio termico dello scambiatore. Si è già detto del fenomeno del brinamento in cui questo ha un effetto scontato.

Per confrontare le prestazioni fra le varie tecnologie di produzione su esposte già da tempo si è usato fare riferimento ad un parametro che consideri direttamente l'impiego delle risorse primarie, detto CUC, cioè Coefficiente di Utilizzazione del Combustibile. Esso è stato definito come il rapporto fra l'effetto utile ottenuto, Q_{UT} , e la quantità di energia primaria impiegata, Q_{EP} . Per le caldaie, riferendoci al potere calorifico inferiore, esso supera l'unità solo per le caldaie a condensazione in cui, al massimo, giunge al valore di 1,11. Per le varie pompe di calore esaminate, si devono fare le considerazioni seguenti.

Pompe di calore elettriche (EHP) – L'energia primaria è fornita nelle centrali di produzione di energia elettrica e l'energia elettrica che alimenta la p.d.c. risente del rendimento medio di produzione del parco di centrali elettriche disponibili, η_{CE} , e della efficienza di trasmissione della rete elettrica, e_{TR} . Si ha, quindi:

$$L = \eta_{MC} \cdot \eta_{CE} \cdot e_{TR} Q_{EP} = \eta_{MC} E_{el} Q_{EP}$$

$$E_{el} = \eta_{CE} \cdot e_{TR}$$

$$CUC_{EHP} = \frac{Q_{UT}}{Q_{EP}} = \eta_{MC} E_{el} \cdot \frac{Q_C}{L} = \eta_{MC} E_{el} \cdot COP_{EHP}$$

Il termine η_{MC} è un coefficiente, <1 , che tiene conto dell'efficienza del sistema che va dal punto di consegna dell'energia elettrica alla macchina fino al lavoro che il compressore cede al fluido. Vi è quindi compreso, oltre ai rendimenti del motore elettrico e del compressore ecc., anche l'efficienza di un eventuale inverter per la regolazione della velocità.

Esempio

Supponiamo di avere $\eta_{MC}=0,9$ e verifichiamo l'andamento del CUC in funzione del COP per vari valori dei coefficienti moltiplicativi η_{CE} ed e_{TR} il cui prodotto viene indicato con E_{el} .

Dalla figura si vede per quale valore del COP_{EL} la pompa di calore acquisti un CUC superiore all'unità. Nella stessa figura sono indicati i CUC di una caldaia a rendimento utile pari a 0,9 e di una caldaia a condensazione che funzioni a rendimento massimo (111/100).

Ad oggi (2012) E_{el} è considerato pari a 0,40 secondo le indicazioni della UE.

Pompe di calore con motore endotermico- Nel caso di questo tipo di macchina, avendo definito il COP come il rapporto fra la potenza ottenuta come effetto utile e quella spesa per ottenerlo, per cui $Q_M = Q_{EP}$, il COP viene a coincidere con il CUC.

$$CUC_{GHP} = \frac{Q_{UT}}{Q_{EP}} = COP_{GHP}$$

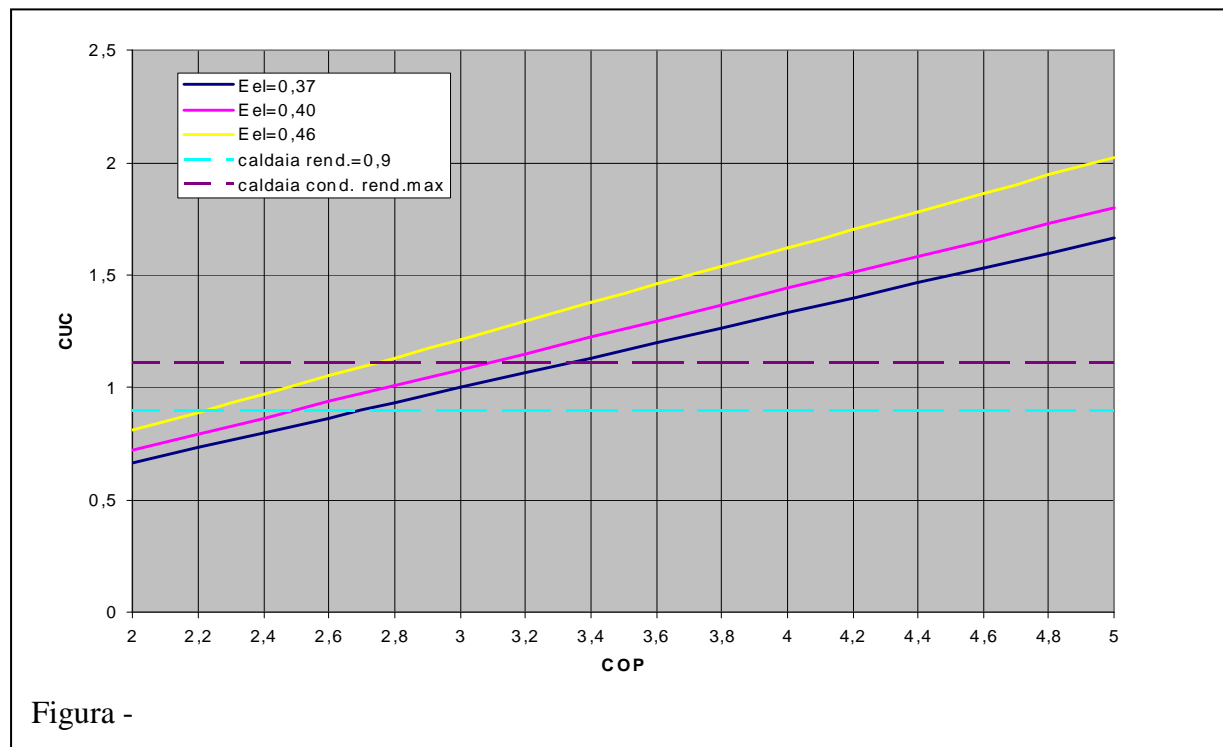


Figura -

Il confronto fra il CUC ottenuto per GHP e quello per EHP fornisce:

$$CUC_{GHP} > CUC_{EHP} \quad \text{se} \quad COP_{GHP} > \eta_{MC} E_{el} COP_{EHP}$$

Attualmente la normativa introduce una serie di parametri che consentano di distinguere fra le varie prestazioni delle macchine di produzione di energia termica sia in condizioni invernali sia in quelle estive. Per le sole pompe di calore elettriche in condizioni invernali si mantiene la dizione COP definito come fatto precedentemente ($COP_{EHP,I}$), mentre in raffreddamento si parla di EER (Energy Efficiency Ratio) che coincide con quello che prima è stato indicato con $COP_{EHP,E}$.

Un altro parametro, analogo al CUC, ma riferito al potere calorifico inferiore del gas metano è il GUE (Gas Utilization Efficiency), che è quindi direttamente applicabile a pompe di calore alimentate a gas, come le pompe ad assorbimento a fiamma diretta.

Una particolare attenzione va posta ai fabbisogni stagionali dell'utenza da climatizzare sia per eseguire un corretto dimensionamento della macchina da installare, sia per effettuare una corretta valutazione della sua prestazione nel/nei periodo/i di funzionamento.

Anzitutto, come detto altrove, si deve costruire un andamento tipico della temperatura esterna in funzione del tempo durante il quale questa si ripete. In questo modo si può calcolare, una volta note le caratteristiche dell'edificio e le richieste dei suoi abitanti in termini di servizi (es. ACS), qual è il carico più opportuno a cui adeguare il dimensionamento della pompa di calore, per evitare di sovra o sottodimensionarla.

Per valutare la prestazione stagionale delle pompe di calore sono stati definiti dei valori stagionali dei parametri COP ed EER, detti SCOP ed SEER, in cui la lettera S sta per "Seasonal" cioè stagionale. Esso non deve essere semplicemente calcolato sulla base delle temperature medie dell'intero periodo di funzionamento, ma su periodi più brevi. La durata di questi periodi dipende soprattutto dalla variabilità della temperatura della sorgente esterna. Si prende come base il mese se

la temperatura della sorgente è poco variabile, come per esempio se questa è il terreno, acqua di un corso d'acqua o di mare, fluidi di risulta da processi tecnologici o liquami. Il periodo di valutazione è invece più breve se la sorgente è l'aria esterna. In quest'ultimo caso si considerano intervalli di tempo, detti bin, in cui la temperatura varia di 1K. Le modalità di calcolo sono in tutto simili a quelle già discusse nell'esempio fatto per le valutazioni del punto di bilanciamento.

In ogni caso nella valutazione delle prestazioni devono essere incluse anche le energie impiegate negli ausiliari utilizzati, come pompe di circolazione e ventilatori. Ad esempio se, nel caso dell'aria va considerata la spesa energetica della ventola usata per lo scambiatore esterno, in pompe che usano acqua o terreno va inclusa quella delle pompe per il prelievo e la re immissione dell'acqua, o di quelle che consentono la circolazione del fluido negli scambiatori che interagiscono col terreno.

$$m_I = \frac{T_C S_g}{|Q_C|} = \frac{\Delta T_C}{(T_C + \Delta T_C)} + \frac{U_F}{U_C} \frac{\Delta T_F}{\Delta T_C} \frac{T_C}{T_F} \frac{\Delta T_F}{(T_F - \Delta T_F)}$$

$$m_E = \frac{T_F S_g}{Q_F} = \frac{U_C}{U_F} \frac{\Delta T_C}{\Delta T_F} \frac{T_F}{T_C} \frac{\Delta T_C}{(T_C + \Delta T_C)} + \frac{\Delta T_F}{(T_F - \Delta T_F)}$$

I fluidi frigoriferi

Abbiamo già detto dei requisiti generali che questi fluidi devono soddisfare. I fluidi più diffusi nelle macchine impiegate negli impianti di climatizzazione sono: **R134a, R410A ed R407C**. In passato era molto usato lo R22, progressivamente sostituito a causa dei suoi effetti negativi sull'ambiente. Il suo uso dovrà cessare completamente entro il 2015.

La storia dei fluidi refrigeranti sintetici (puri) parte negli anni trenta del 1900, negli Stati Uniti. Inizialmente essi erano derivati da idrocarburi come l'etano, C_2H_6 , ed il metano, CH_4 , per alogenazione, cioè per sostituzione degli atomi di idrogeno con atomi di cloro e di fluoro. In questo caso l'alogenazione era completa, cioè venivano sostituiti tutti gli atomi di idrogeno. Essi furono chiamati clorofluorocarburi, CFC. Solo nel 1974 si chiarì l'effetto negativo che, legato alla stabilità dei composti grazie al legame fra cloro e fluoro (il composto può durare decine di anni), consente l'accumulo in stratosfera con aumento dell'effetto serra ed un'azione di impoverimento dell'ozono dovuto al cloro. Perciò se ne cessò la produzione nel 1996. Si cercò di alleviare le conseguenze dell'uso dei refrigeranti ricorrendo ad una alogenazione parziale dei prodotti, ottenendo così idroclorofluorocarburi, HCFC, che hanno un impatto meno pesante dei CFC.

Vediamo rapidamente il significato delle sigle con cui essi vengono caratterizzati questi fluidi sintetici puri..

Il prefisso R ovviamente indica l'impiego come refrigerante ed i numero che seguono ne indicano la composizione secondo lo schema, a partire da sinistra;

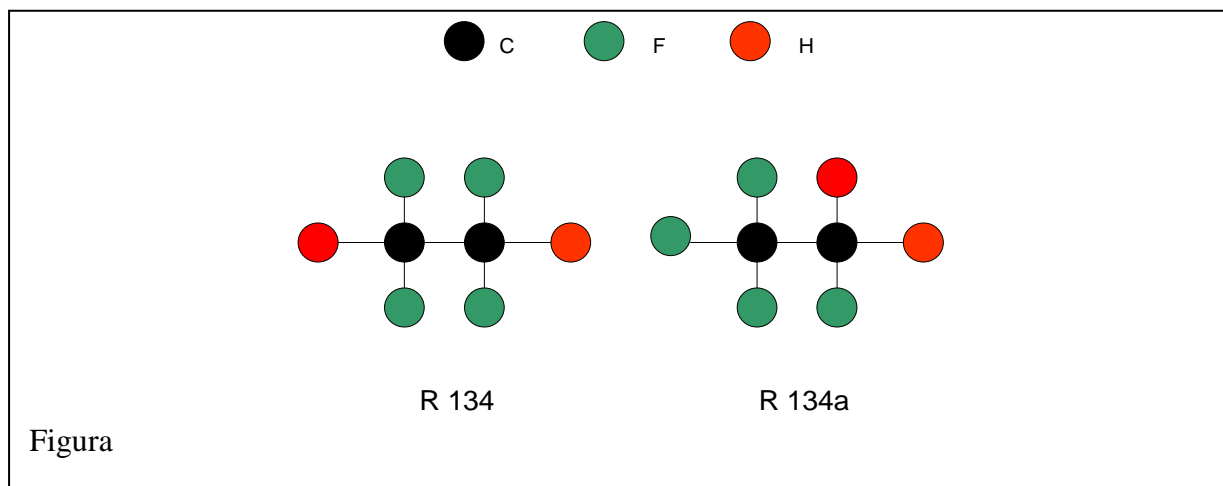
la prima cifra indica il numero di atomi di carbonio diminuito di 1 ($0 \rightarrow 1C$, $1 \rightarrow 2C$), [C].

la seconda cifra indica il numero di atomi di idrogeno incrementato di 1 ($2 \rightarrow 1H$, $3 \rightarrow 2H$) [H];

la terza cifra indica il numero di atomi di fluoro [F];.

Una lettera (a,b,c) che segue l'ultima cifra indica l'isomero cui ci si riferisce,

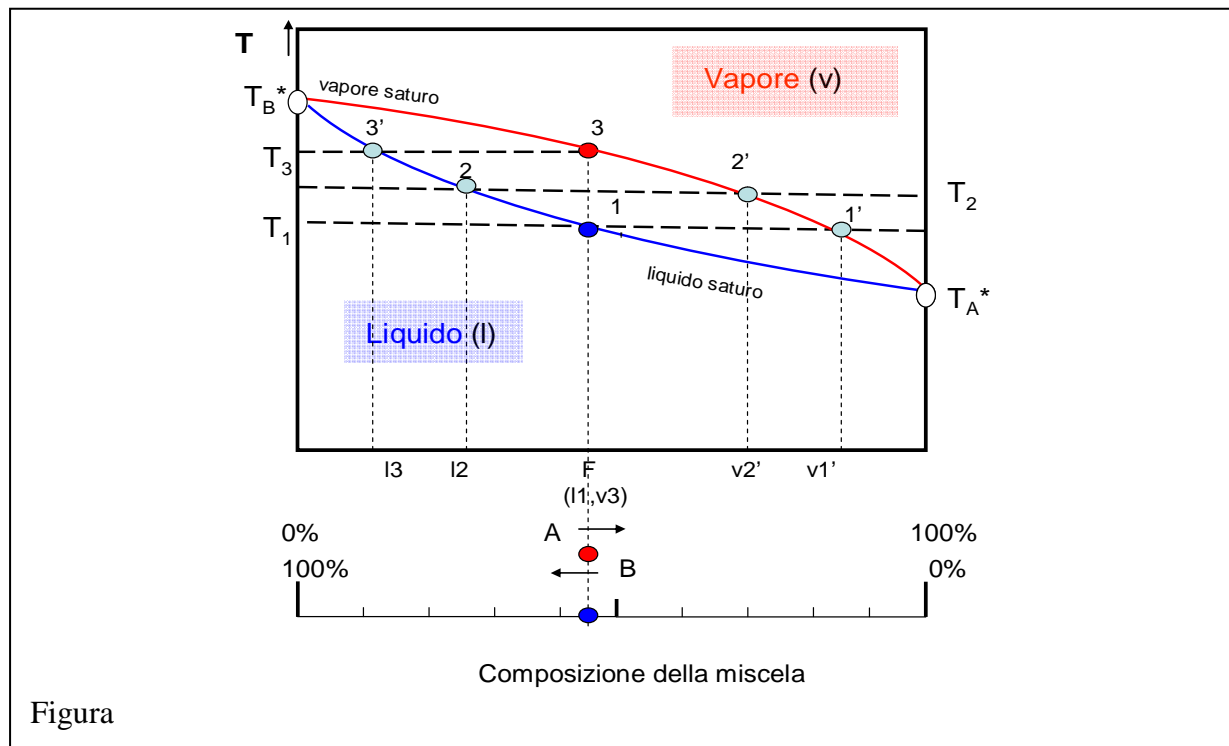
Lo R134a (tetrafluoroetano $C_2H_2F_4$) è un esempio classico di tutto ciò. Infatti esso contiene 2 atomi di carbonio, 2 atomi di idrogeno e 4 atomi di fluoro ed inoltre si riferisce all'isomero **a** di **figura**



Detto refrigerante, non contiene atomi di cloro, come quelli su citati e fa parte di una categoria di fluidi, gli HFC (idrofluorocarburi), in cui il cloro è assente per ovviare ai danni all'ozono. Gli idrofluorocarburi non hanno, quindi, alcun effetto sull'ozono atmosferico, ma agiscono, purtroppo, come climalteranti e le loro prestazioni come refrigeranti sono sicuramente inferiori a quelle dei CFC e degli HCFC. Esso ha completamente sostituito l'R12 ed anche l'R114 nelle pompe di calore di alta potenza.

Oltre agli HFC, che sono fluidi puri, sono utilizzate miscele dei fluidi prima considerati, indicati con le serie 400 e 500. I primi si riferiscono a miscele zeotropiche ed i secondi a miscele azeotropiche. Le miscele hanno proprietà derivanti dai fluidi componenti utilizzati e dalle loro rispettive concentrazioni. In generale il passaggio da liquido a vapore, se tenuto a pressione

costante, avviene con un innalzamento di temperatura, detto glide, e durante il processo varia sia la composizione del liquido sia quella del vapore, finché, al completamento del cambiamento di fase anche liquido e vapore riacquistano la composizione originale. Quando una miscela si comporta nel modo su menzionato viene detta zeotropica. La **figura** mostra come avviene un cambiamento di stato a pressione costante e le curve indicano quella di vapore saturo, la superiore (rossa) e la curva di liquido saturo l'inferiore (blu).



Si consideri una miscela formata da un componente A ed uno B, rispettivamente con temperature di ebollizione T_A^* e T_B^* ($T_B^* > T_A^*$) alla pressione data. Si parta da una miscela di composizione coincidente col punto F alla temperatura T_1 . La fase liquida avrà un contenuto di liquido pari ad l_1 (massa di liquido fratto massa della miscela) ed un contenuto di vapore pari a v_1 . Il vapore è più ricco della sostanza A (basso bollente), mentre il liquido è più ricco della B. In una situazione intermedia (2-2') il vapore conterrà ancora una quantità maggiore della sostanza A, mentre il liquido della sostanza B, ma liquido e vapore avranno concentrazione di A e di B diverse da quelle iniziali e da quelle che assumeranno di nuovo alla fase del processo in cui il contenuto di vapore sarà v_3 e quello del liquido l_3 . La miscela contiene sempre una certa quantità di liquido e di vapore. Ovviamente le stesse affermazioni si possono ripetere per un processo di condensazione.

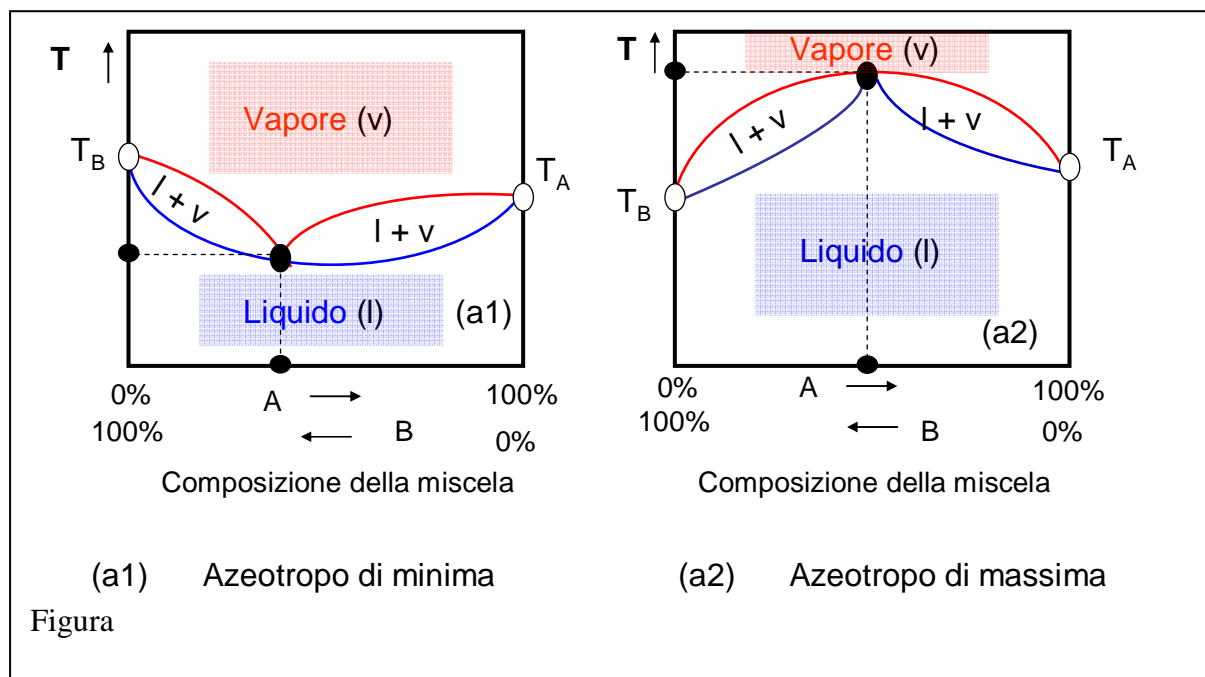
Questo comportamento delle miscele zeotropiche può essere un inconveniente sia nelle fasi di carica del fluido, sia in presenza di fuga a causa della possibile fuoriuscita della componente più volatile con conseguenti variazioni di composizione. Fluidi di questo tipo sono l' R410A e l' R407C che ha un glide di 7°C a pressione atmosferica ed è sconsigliato nella applicazioni con frequenti inversioni del ciclo di lavoro. Quest'ultimo ha avuto ampia diffusione come sostituto dell'R22 nel campo della climatizzazione. Successivamente è stato proposto l'R410A, che è in effetti una miscela quasi azeotropica con un glide a pressione atmosferica di $0,5^\circ\text{C}$.

Si noti che la sostituzione di un fluido con un altro non è, in generale, immediatamente proponibile, ma vanno attentamente valutata tutta una serie di proprietà, la cui trattazione non rientra nelle finalità di questo testo. Si trovano (www.centrogalileo.it, Rivoira, Dupont) i seguenti dati su alcune proprietà di questi fluidi.

	R22	R407C	R410A
--	-----	-------	-------

Temperatura critica (°C)	96,2	86,1	71,4
Pressione critica (bar)	49,9	46,3	47,7
Pressione a 50°C	19,4	22,1	30,6

E' anche possibile che esista una data composizione, o **un intervallo di essa**, in cui la miscela si comporta come un fluido puro nel senso che, a pressione costante, il passaggio da liquido a vapore avviene a composizione e a temperatura costante (glide nullo) e vengono dette azeotropiche, o quasi azeotropiche se entrambe le su menzionate grandezze si mantengono quasi costanti. In corrispondenza si può ottenere sia che la temperatura di cambiamento di fase sia più bassa di quella dei componenti e si parla di azeotropo di minima, oppure che essa sia più alta di quella dei componenti e si usa il termine azeotropo di massima. Nella figura sono mostrati grafici qualitativi che illustrano entrambi i casi.



Per esempio, in questo ambito, l'R507 viene indicato come sostituto dell'R22 e dell'R502 nelle applicazioni a temperature basse (inferiori a 0°C).

Si danno ancora la classe 600 per i composti organici come butano, propano ed isobutano e la 700 per quelli inorganici, come ammoniaca (R717) e anidride carbonica (R744).

Infiammabilità e tossicità sono indicate, rispettivamente, con le lettere A e B, con una scala crescente da 1 a 3 (A1 meno infiammabile di A3 e B1 meno tossico di B3).

Per classificare gli effetti ambientali nei confronti del depauperamento dell'ozono e del contributo all'effetto serra, che oggi sono elementi pregiudiziali per l'uso dei fluidi, si adottano due indici: l'ODP (Ozone Depletion Potential) ed il GWP (Greenhouse Warming Potential). L'ODP è un indice relativo riferito all'R11, fluido ormai non più utilizzato al quale si attribuisce il valore 1. Esso varia da zero, nessun effetto sull'ozono, al valore massimo 1. Ad esempio il valore 1 significa che 1kg di refrigerante distrugge una quantità di ozono pari a quella distrutta da un 1kg di R11.

Il GWP indica il potenziale contributo all'effetto serra rispetto a quello della CO₂. In genere ci si riferisce all'azione compiuta in 100 anni da 1kg di anidride carbonica. L'espressione GWP₁₀₀=1000 per un dato fluido, significa che esso, in 100anni, un chilogrammo di esso compie un'azione pari a quella dovuta a 1000kg di CO₂. Purtroppo molti dei fluidi che hanno ODP=0 presentano GWP₁₀₀ alti. A scopo esemplificativo si danno i valori dei suddetti parametri per alcuni fluidi. Si nota che un fluido come l'ammoniaca (R717), che è un fluido "naturale" ha ottimi valore sia di ODP sia di GWP. A causa delle sue caratteristiche essa non è in genere usata per impianti di climatizzazione nell'edilizia civile.

Fluido	ODP	GWP ₁₀₀	Vita media atmosferica (anni)
R11	1	3800	45
R22	0,05	8500	12
R134a	0	1300	14
R290 (propano)	0	20	3
R407C (R32;R125;R134a)	0	1500	(6;33;14)
R410A (R32,R125)	0	1700	(6;33)
R717	0	<1	1

Vi sono vari altri aspetti da considerare con riguardo ai refrigeranti, quali la miscibilità con gli oli lubrificanti dei compressori, la loro capacità refrigerante, che non è possibile affrontare in questa sede. Si rimanda perciò il lettore interessato ai manuali che trattano i problemi della refrigerazione ed alle informazioni messe a disposizione dalle case produttrici reperibili anche sul web.

AGGIUNGERE QUALCOSA SULLE PDC A CO2 E CORR. EVA.