

Capitolo 25

La seconda parte del principio di Clausius afferma che la trasmissione di calore può avvenire anche da un corpo a temperatura relativamente bassa a uno a temperatura maggiore del primo, impiegando una macchina (e spendendo lavoro) che operi secondo un ciclo termico percorso in senso antiorario. Su tale asserto è basato il principio di funzionamento delle macchine frigorifere, che elaborano un fluido che assorbe calore dalla **sorgente fredda** per cederlo a quella più calda. Disponendo di una macchina ideale che funzioni secondo un ciclo inverso di Carnot (figura A punti 1, 2, 3 e 4), la massa unitaria di fluido si evolve mediante le trasformazioni:

- (1→2) **compressione adiabatica**: si passa da p_1 a p_2 ($p_2 > p_1$) e da T_1 a T_2 ($T_2 > T_1$) con $q = 0$;
- (2→3) **compressione isoterma**: il fluido cede alla sorgente più calda il calore q_2 a $T_2 = \text{cost}$;
- (3→4) **espansione adiabatica**: si passa da T_2 a T_1 con $q = 0$;
- (4→1) **espansione isoterma**: il fluido assorbe il calore q_1 (a $T_1 = \text{cost}$) dal refrigerante fino a riportare lo stato iniziale (p_1 e T_1) del fluido.

Tale macchina assorbe, dalla sorgente fredda, il calore q_1 pari all'area sottostante l'isoterma 4→1 e cede, alla sorgente calda, il calore $q_2 > q_1$ pari all'area sottostante la trasformazione 2→3 tramite il lavoro l speso per l'azionamento della macchina nel ciclo:

- **l'energia totale spesa** nel ciclo è $q_1 + l$;
- **l'energia prodotta** è q_2 ;
- per il principio della conservazione dell'energia:

$$q_1 + l = q_2, \quad \text{ovvero: } l = q_2 - q_1 \quad (25.1)$$

La grandezza principale è l'**effetto frigorifico** cioè il **calore sottratto alla sorgente fredda** q_1 da 1 kg di fluido operante secondo il ciclo in esame (si misura in J/kg). Il **rapporto di utilizzazione** ε della macchina frigorifera è dato dalle seguenti:

$$\varepsilon = \frac{q_1}{l} \quad (25.2)$$

$$\varepsilon = \frac{q_1}{q_2 - q_1} \quad (22.3)$$

$$\varepsilon = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (22.4)$$

ε costituisce un massimo teorico non eguagliabile da altre macchine (reali) funzionanti secondo cicli termici diversi. Il rapporto di utilizzazione supera in genere l'unità ed equivale concettualmente al rendimento termico ideale relativo ai cicli diretti.

Il **ciclo teorico corretto** (figura A) differisce da quello ideale, pur seguendo le trasformazioni previ-

ste dal Carnot; **l'area del ciclo corretto supera quella teorica**: il fluido si espande isotericamente a una temperatura $T_1' < T_1$ affinché sia possibile la trasmissione del calore dalla sorgente a esso; la linea di trasformazione (4'→1') si evolve a un livello inferiore della teorica (4→1); analogamente, la compressione del fluido deve svolgersi a $T_2' > T_2$ e quindi la (2'→3') è ad un livello più alto della (2→3). **Il ciclo risulta ampliato in altezza e il lavoro esterno speso aumenta proporzionalmente all'incremento dell'area racchiusa**. I fluidi più adatti (per il coefficiente di trasmissione) sono i vapori di determinate sostanze che operando fra T_1 e T_2 , vaporizzano (assorbendo il calore q_1) e si condensano (cedendo il calore q_2) alternativamente, passando da p_1 a p_2 attraverso una compressione e un'espansione adiabatica:

- la p_1 di vaporizzazione non deve essere troppo bassa per non essere costretti ad aspirare enormi volumi di fluido;
- la p_2 di condensazione non deve essere troppo elevata per non complicare troppo l'impianto con una compressione in più fasi.

I fluidi impiegati furono nel tempo i seguenti:

- **anidride carbonica** (CO_2): aeriforme che nelle normali condizioni ambiente ha densità pari a 1,965 g/l (più pesante dell'aria) e ciò comporta piccoli volumi da aspirare, minor ingombro del compressore e dell'impianto, e in caso di perdite il fluido si raccoglie nella parte inferiore del locale; non ha azione corrosiva sui metalli né può contaminare le derrate alimentari. Lo svantaggio è: alta pressione di vaporizzazione e condensazione;
- **anidride solforosa** (SO_2): aeriforme incolore di odore acre e altamente irritante; è tossica e può essere tollerata nell'ambiente solo in quantità piccolissime. Più pesante dell'aria, solubile nell'acqua, in presenza di umidità dà luogo ad acido solforico che corrode il ferro, costringendo all'utilizzo di leghe di rame. È incombustibile ma il suo odore sgradevole la rende inadatta per la conservazione dei cibi salvo che usare un fluido secon-

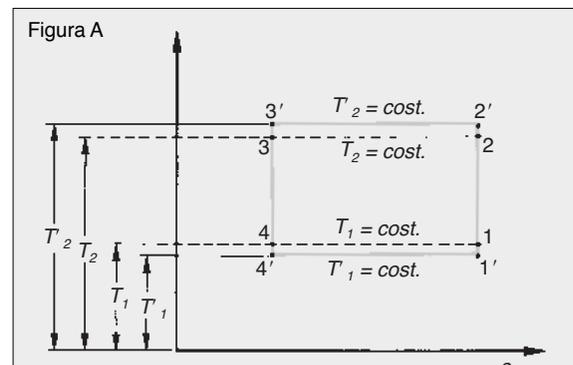


Figura A

dario raffreddato a sua volta dall'anidride solforosa. A suo vantaggio, la bassa pressione di esercizio che semplifica la costruzione e la condotta del compressore;

- **ammoniaca** (NH_3): aeriforme più leggero dell'aria che ha effetto irritante sulle mucose delle vie respiratorie. **Sono temibili le eventuali perdite lungo il circuito anche se il suo odore consente un'immediata localizzazione del punto di avaria; le giunzioni vengono effettuate con particolare cura e si dispongono negli ambienti percorsi dalle tubazioni, recipienti pieni di acqua (di cui l'ammoniaca è avidissima) per ridurre il pericolo di inquinamento atmosferico. L'ammoniaca, quando presenta tracce di impurità, risulta dannosa per il rame e le sue leghe.** Il suo vantaggio è il suo alto calore latente di vaporizzazione che incrementa gli scambi termici riducendo la massa di fluido circolante e migliorando il rendimento dell'impianto;
- **freon** contraddistinto da un numero (12, 13, 22 ecc.): è un Cloro Fluoro Carbuo (CFC); composto inodore, incolore, incombustibile, non emette vapori tossici o irritanti, non ha azione corrosiva sui metalli e non inquina le derrate. Gli svantaggi rispetto all'ammoniaca sono il minor calore latente di vaporizzazione e il costo, leggermente superiore. È stato vietato il suo impiego nelle nuove macchine perché il cloro intacca lo strato d'ozono;
- **R134a** (fluorocarburo contenente anche atomi di idrogeno): refrigerante utilizzato attualmente.

Scelto il fluido, il rapporto di utilizzazione della macchina dipende dalla posizione e dalla conformazione delle curve limiti.

La **macchina frigorifera**, (schema in figura B), è un piccolo impianto termico, composto da:

- un **compressore** (P);
- un **condensatore** (C);
- un **espansore** (E);
- un **vaporizzatore** (V).

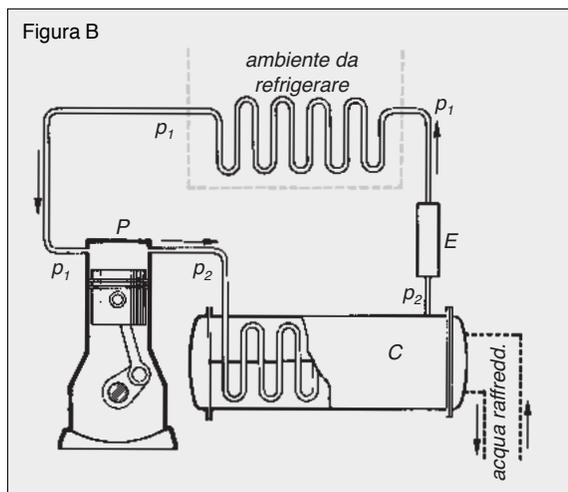
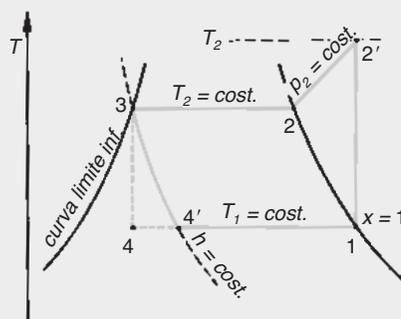


Figura C



La presenza del cilindro espansore, coerente con lo svolgimento del ciclo corretto, non è compatibile con le realizzazioni pratiche (nella quale il ciclo è delimitato dalle curve limiti); la trasformazione $3 \rightarrow 4$ è irrealizzabile in quanto in un'eventuale macchina motrice si verificherebbero urti e anomalie di funzionamento a causa dello sviluppo di vapore durante l'espansione del liquido. Si rinuncia perciò al lavoro utilizzabile e si sostituisce l'espansione a entropia costante, con una trasformazione ($3 \rightarrow 4'$) a entalpia costante; nel circuito il **cilindro espansore** è sostituito da un rubinetto (R) attraverso il quale il fluido si lamina. Ciò comporta una semplificazione dell'impianto ma anche una riduzione dell'area del ciclo e un minor valore dell'effetto frigorifico. Un impianto di questo tipo viene definito a **compressione umida** (il fluido frigorifero viene immerso nel compressore allo stato di vapore umido a titolo x); se il compressore aspira il fluido allo stato di vapore saturo secco, si dice a **compressione secca** (figura C). I vantaggi sono:

- **minor pericolo** per l'integrità del compressore;
- **miglior rendimento volumetrico** del compressore: il fluido aspirato, essendo già secco, non può essere soggetto a ulteriori aumenti di volume.

Nel ciclo reale di un impianto frigorifero a compressione secca, la compressione adiabatica ($1 \rightarrow 2'$) avviene nel campo esterno alle curve limiti con produzione di vapore surriscaldato ed è seguita da una fase di desurriscaldamento ($2' \rightarrow 2$) a pressione costante fino alla curva limite superiore. Il principale inconveniente da superare nella realizzazione di tale impianto è la ($2' \rightarrow 2$), durante la quale lo scambio di calore è sensibilmente ridotto dal basso coefficiente di trasmissione offerto dai vapori surriscaldati; è **necessario aumentare la portata dell'acqua che lo percorre**. La fase di condensazione si prolunga oltre il punto 3 fino a una temperatura inferiore a quella di condensazione per spostare a sinistra l'isoentalpica di espansione, ridurre la dissipazione di energia e aumentare l'effetto frigorifico dell'impianto. Nei grandi impianti **si ricorre a un secondo fluido** (a basso costo) che circola in grandi quantità negli ambienti o nelle celle da raffreddare, scambiando il calore ivi assorbito con il vero fluido frigorifero.

Per il **congelamento delle carni**, il raffreddamento iniziale deve essere rapidissimo sottoponendo le derrate a una temperatura di $-50\text{ }^\circ\text{C}$ per evitare la cristallizzazione in grani grossi dell'acqua contenuta che nuocerebbe all'aspetto esterno dei prodotti. Si ottiene il raffreddamento rapido ponendo la carne in camere percorse da una corrente fluida ottenuta insufflando aria con un ventilatore direttamente sul fascio tubiero percorso internamente dall'ammoniaca. Poiché $\beta = 30$, il compressore deve essere di tipo a due fasi. All'uscita del compressore il fluido avrebbe una temperatura di $170\text{ }^\circ\text{C}$ e per ridurla si ricorre a:

- **laminazione in due fasi con scambiatore di calore:** ciò incrementa anche l'area sottostante la linea di vaporizzazione e l'effetto frigorifico;
- **laminazione in due fasi con miscelazione.**

Il **ghiaccio secco** è anidride carbonica (CO_2) allo stato solido, che alla pressione atmosferica passa direttamente allo stato di vapore assorbendo calore dall'ambiente esterno. Poiché lo stato solido alla pressione atmosferica è compatibile solo con temperature inferiori a $-80\text{ }^\circ\text{C}$, il ghiaccio secco, in condizioni ambientali, passa direttamente allo stato di

vapore assorbendo una notevole quantità di calore.

Per il **calcolo di massima** di un impianto frigorifero riferiamoci al tipo comune funzionante a «R134a» o ad ammoniaca, con l'intermediario della salamoia (miscela di acqua e sale o acqua e cloruro di calcio) per la refrigerazione dei singoli ambienti e supponiamo di aver preventivamente stabilito sia la portata massica di salamoia che percorre lo scambiatore q_{ms} , sia le temperature di ingresso t_e e di uscita t_u . La quantità di calore che deve essere asportata, è $Q_1 = q_{ms} \cdot c_m \cdot (t_e - t_u)$ (25.5). La portata di fluido frigorifero attraverso lo scambiatore è:

$$q_{mf} = \frac{q_{ms} \cdot c_m \cdot (t_e - t_u)}{h_1 - h_4'} \quad (25.6)$$

e la **potenza teoricamente assorbita** è

$$P_t = q_{mf} \cdot (h_2 - h_1) \quad (25.7)$$

Indicando con η_c il rendimento della macchina, la potenza effettivamente assorbita dal compressore è:

$$P_{a(\text{kW})} = \frac{q_{ms} \cdot c_m \cdot (t_e - t_u)}{\varepsilon \cdot \eta_c} \quad (25.10)$$