

SUL MODO DI OPERARE  
DELLE  
**MACCHINE FRIGORIFICHE**

**NOTA**

del Socio Ing. **MODESTO PANETTI**

presentata nella Seduta del 22 giugno 1901

(Con Due Tavole)

L'argomento delle macchine frigorifiche non ha soltanto un interesse tecnico, ma presenta un'importanza economica per noi, soprattutto nel periodo che attraversiamo.

Infatti, fra le industrie che ne traggono attualmente i maggiori vantaggi, vanno annoverate le industrie alimentari, che hanno uno sviluppo ed un'importanza singolare in Italia, soprattutto nelle provincie meno ricche di altre risorse. Per convincersene, basta gettare uno sguardo sulle Monografie pubblicate dal 1885 al 1900 per cura del Ministero di Agricoltura, Industria e Commercio, che formano, un pregevole quadro statistico della nostra produzione industriale (\*). Da esse risulta che il numero degli operai impiegati nella lavorazione delle sostanze alimentari, che nel Piemonte, per esempio, è appena 10 % della maestranza totale, sale nella Liguria ad 16%, nell'Emilia ad 14% circa, nella Sicilia ad 13%, nelle Puglie e negli Abruzzi a più di metà del numero complessivo di operai.

E quindi evidente che l'applicazione dei mezzi moderni, permettendo un trattamento più razionale e più perfetto dei prodotti, favorirebbe l'esportazione di generi che in passato furono, direi quasi, nostro monopolio, e che ora la progredita industria straniera ci contende, e promuoverebbe perciò lo sviluppo industriale nelle provincie meno progredite.

Non sembrerà quindi inopportuno un breve studio comparativo sul modo di funzionare e sul rendimento delle macchine frigorifiche, che sono oggidi un ausiliario così prezioso delle industrie

chimiche ed alimentari; poichè soltanto la perfetta conoscenza del loro comportamento può guidare chi progetta un impianto a proporzarne le parti in modo di ottenere il massimo effetto utile, e a scegliere il tipo di macchina più adatto per lo scopo proposto.

Attualmente poi lo sviluppo delle macchine frigorifiche ad aria, sia per la produzione industriale di temperature poco inferiori allo zero, sia per la fabbricazione dell'aria liquida a temperature raggiunte finora soltanto negli apparecchi di laboratorio, fa sperare ottimi risultati in un campo ritenuto anni sono impraticabile per il basso rendimento e le dimensioni ingombranti dei sistemi antichi.

L'analisi dei nuovi sistemi ci permetterà di chiarire e forse anche di rettificare certi criteri, che avevano fatto accordare una preferenza assoluta alle macchine ad ammoniaca; ma porrà in chiaro al tempo stesso quanto siano prive di fondamento le esagerate speranze magnificate da qualche scrittore americano per quanto riguarda i vantaggi delle applicazioni del più moderno fra i prodotti dell'industria frigorifica: l'aria liquida.

1. — CONDIZIONI GENERALI DEL PROBLEMA. — I metodi industriali per la produzione del freddo artificiale utilizzano tutti l'abbassamento di temperatura, che accompagna l'espansione adiabatica di un corpo qualunque.

Fra i corpi esistenti in natura si scelgono quelli che meglio si adattano a compiere le trasformazioni termiche nell'interno di una macchina, cioè i vapori saturi ed i gas. I vapori saturi operano essenzialmente pel calore richiesto dal lavoro di disaggregazione interna durante l'espansione; i

(\*) « Annali di Statistica ».

gas invece producono quasi esclusivamente l'abbassamento di temperatura, grazie al lavoro eseguito sulla pressione esterna.

Si hanno quindi due categorie di macchine frigorifiche, che presentano, anche dal punto di vista teorico, caratteri profondamente diversi, conseguenza delle differenti leggi termodinamiche da cui sono retti i due intermediari adoperati.

Intanto ogni macchina frigorifica deve svolgere una fase, nella quale l'intermediario sottrae la quantità di calore  $Q$  (*effetto frigorifico*) ai corpi da raffreddare, mantenendosi a temperature non superiori ad una certa  $T$  (*temperatura di raffreddamento*). Per conseguenza, acciocchè il ciclo che l'intermediario percorre riesca chiuso, dovrà esistere un'altra fase nella quale viene ceduta all'esterno una quantità di calore  $Q_0$ ; e la temperatura a cui avviene questo scambio termico non può essere inferiore alla temperatura  $T_0$  della sorgente che si ha a disposizione.

Il principio di Mayer ci permette di concludere che l'attuazione di un tal ciclo richiede la spesa di una quantità di lavoro o di un'energia equivalente espressa da:

$$L = \frac{Q_0 - Q}{\Lambda}$$

Il secondo principio di termodinamica esprime che il minimo valore possibile di  $Q_0$  dipende dalle temperature caratteristiche  $T$  e  $T_0$  del ciclo, secondo la nota relazione:

$$\frac{Q_{0 \text{ min.}}}{Q} = \frac{T_0}{T}$$

Ne risulta che una macchina frigorifica non crea un mezzo capace di assorbire una certa quantità  $Q$  di calore, ma trasforma una sorgente, che si deve avere a disposizione, permettendo di operare ad una temperatura  $T$  minore della temperatura  $T_0$  della sorgente stessa. Questo risultato però lo si ottiene, come si disse, a condizione di spendere un lavoro  $L$  e di fare assorbire dal refrigerante, oltre al calore  $Q$ , corrispondente all'effetto frigorifico, anche l'equivalente  $Q_0 - Q$  del lavoro speso. Quest'ultima quantità è tanto più grande, quanto maggiore è il salto di temperatura prodotto; e per un dato salto di temperatura è minima quando il ciclo attuale è il ciclo perfetto.

Ora gli scambi di calore delle due fasi fondamentali di ogni procedimento termodinamico per la produzione artificiale del freddo avvengono entro recipienti appositi,  $G$  e  $V$  (fig. 1), nei quali la macchina comprime e dai quali aspira periodicamente l'intermediario. Questi recipienti, sia per la necessità di dare alle loro pareti un sufficiente sviluppo, perchè abbia luogo la voluta trasmissione di calore, sia per rendere efficace detta

trasmissione, mantenendo costantemente in essi un peso considerevole di corpo intermediario, che contribuisce anche alla regolarità di funzionamento dell'apparecchio, hanno una capacità così grande rispetto al volume aspirato e compresso in ogni ciclo, che le fasi, nelle quali avvengono gli scambi di calore anzidetti, si possono ritenere a volume costante.

Dunque il ciclo di una macchina frigorifica può essere, con grande approssimazione, un ciclo di Carnot, quando si scelga come intermediario un vapore saturo, pel quale notoriamente l'isoterma è una linea a pressione costante. Invece per un gas molto lontano dal suo punto di saturazione le trasmissioni di calore avvengono necessariamente con forti variazioni di temperatura, e in ciò risiede una prima causa del minore rendimento delle macchine a gas.

2. — CONFRONTO FRA LE MACCHINE A COMPRESSORE E LE MACCHINE AD ASSORBIMENTO. — Un'altra classificazione degli apparecchi generatori del freddo dipende dalla forma sotto la quale si spende l'energia necessaria per portare l'intermediario, che ha già compiuto la fase utile, in condizione di poter ricominciare il suo ciclo di trasformazioni, cioè a pressione e temperatura elevate. Nella maggior parte dei casi quest'energia è spesa sotto la forma di lavoro meccanico, e si hanno allora le *macchine frigorifiche a compressore*.

In esse (fig. 1) lo stantuffo di un cilindro compressore  $P$  aspira durante tutta la corsa di andata  $m n$  l'intermediario contenuto in  $V$  alla pressione  $p$ , poi lo comprime fino alla pressione  $p_0$ , lungo  $n r$ , e finalmente lo caccia attraverso alla luce  $R_1$  nella capacità  $C$ , ove avviene la sottrazione della quantità di calore  $Q_0$ .

Lo stesso risultato si può ottenere colla spesa diretta di calore, e senza organi in movimento, nelle *macchine frigorifiche ad assorbimento*, le quali però possono utilizzare soltanto come intermediari quei corpi che hanno un grado assai differente di solubilità nell'acqua a temperature diverse.

L'unico intermediario praticamente usato è l'ammoniaca.

Lo schema di questi apparecchi (fig. 2) differisce da quello precedentemente descritto soltanto perchè in luogo del compressore si hanno due recipienti  $A$  e  $G$ , posti in diretta comunicazione colle capacità  $V$  e  $C$  rispettivamente. Nel recipiente  $A$  (*assorbitore*) la soluzione acquosa è mantenuta a bassa temperatura, perchè assorba l'ammoniaca contenuta in  $V$  (*vaporizzatore*). Nel recipiente  $G$  (*generatore*) penetra la soluzione ricca preparata in  $A$ , e viene riscaldata in modo che l'ammoniaca assorbita sia di nuovo messa in libertà, e passi in  $C$  (*condensatore*) colla pressione

$p_0$ .



Però il passaggio della soluzione ricca dall'assorbitore al generatore, e il ritorno della soluzione impoverita nell'assorbitore, non si può affidare alle azioni idrostatiche prodotte dalla differente densità della soluzione; poichè la soluzione povera è specificamente più pesante, sebbene la sua temperatura sia più elevata, e provocherebbe quindi il moto inverso. Se infatti si ponessero in comunicazione i due recipienti A e G, collocandoli (fig. 2) ad una differenza di livello corrispondente alla differenza di pressione  $p_0 - p$ , che regna in essi, il tubo  $d$ , destinato a raccogliere presso gli strati superiori la soluzione ricca formata in A per versarla in G, sarebbe pieno di un liquido specificamente più leggero di quello contenuto nel tubo  $a$ , che deve invece ricondurre la soluzione povera da G in A, comunicandole un moto discendente.

Vediamo perciò negli apparecchi pratici, dal più antico, dovuto a *F. Carré* (Parigi, 1861), ai più recenti, di *Habermann* (Berlino) e della *Henry Vogt Machine Company*, applicata una pompa di circolazione P, la quale aspira la soluzione ricca dall'assorbitore A e la spinge al generatore G, come appare dallo schema della fig. 3, che rappresenta un impianto frigorifico ad assorbimento,

inoltre, la convenienza di limitare la spesa di calore nell'apparecchio che riscalda il vaso G, e la spesa del refrigerante nel serpentino che circola in A, suggerì l'idea di un terzo recipiente R, che possiamo chiamare il *ricuperatore*, nel quale la soluzione calda, che da G passa in A attraverso alla tubatura rappresentata nello schema, cede parte del suo calore alla soluzione fredda, che segue il cammino inverso per opera della pompa di circolazione.

Intanto è chiaro che il procedimento descritto costituisce un meccanismo fisico equivalente ad un'ordinaria macchina termica. Esiste infatti un recipiente ad alta pressione, il generatore, nel quale si fa una spesa di calore, ed un altro a pressione bassa, l'assorbitore, in cui si sottrae calore per mezzo di un refrigerante naturale.

Lo stesso calore e lo stesso refrigerante si potrebbero usare in una motrice per comandare il cilindro compressore di un'ordinaria macchina frigorifica. Viene dunque spontanea la domanda: Quale dei due sistemi è teoricamente il più perfetto: quello a compressore, o quello ad assorbimento?

I risultati pratici permettono di concludere favorevolmente al primo; solo per la fabbricazione del ghiaccio la macchina ad assorbimento può stare a confronto degli ordinari impianti frigorifici. Già colle antiche macchine Carré i costruttori Vaas e Littmann ottenevano una produzione di 100 kg. di ghiaccio con una spesa di carbone variabile da 6 a 30 kg., secondo la potenza del-

l'impianto (\*); e i nuovi apparecchi più razionali hanno un rendimento assai migliore proporzionato al progresso raggiunto nelle motrici che si accoppiano ad ogni macchina frigorifica a compressore per fornire l'energia meccanica necessaria.

Ma questi dati non hanno un valore assoluto, nè un significato preciso, poichè dipendono da troppi elementi di varia importanza: solo un'analisi teorica del fenomeno potrebbe guidare in modo sicuro ad una conclusione, e dare un criterio sull'efficacia di alcuni ripieghi recenti. Un tale studio fu tentato, con grossolana approssimazione, fino dal 1892 dall'ing. Belani (\*\*); un anno dopo il prof. Schöttler (\*\*\*) suggeriva alcune correzioni nello svolgimento dei calcoli; ma sgraziatamente la mancanza di dati sperimentali e di leggi precise sul fenomeno dell'assorbimento non permisero di procedere più oltre.

Gli unici principii enunciati, con sicurezza a questo proposito sono i seguenti:

1° Per ogni valore della pressione e della temperatura è costante la quantità, di un determinato gas che si discioglie nell'unità di peso di un dato liquido;

2° Rimanendo costante la temperatura, il peso di gas disciolto cresce proporzionalmente alla pressione (\*\*\*\*).

Per ciò che riguarda il calore sviluppato nell'assorbimento regna tuttora molta incertezza (\*\*\*\*\*), quindi l'ingegnere tedesco, autore dello studio citato, si limitò a supporto indipendente dalla pressione e dalla temperatura a cui ha luogo.

In tale ipotesi, scritta l'espressione della quantità di calore spesa nel generatore e di quella sottratta nell'assorbitore, e posta l'uguaglianza fra il calore ceduto dalla soluzione povera e quello acquistato dalla soluzione ricca nel ricuperatore, si può giungere alla conclusione seguente: In una macchina ad assorbimento la spesa di calore e il consumo di refrigerante crescono proporzionalmente a due fattori:

1° Il peso di soluzione povera nella quale viene a sciogliersi ogni chilogramma di ammoniaca;

2° Il salto di temperatura col quale detta soluzione compie il suo ciclo.

Aumentando uno di questi fattori, decresce naturalmente l'altro, poichè la quantità di interme-

(\*) UGO FISCHER. — *Studien über die industrielle Verwertung von Kälte*. — « Der Civilingenieur ». — 1892.

(\*\*) A. BELANI. — *Absorption-Kaltermaschinen*. — « Zeit. des Vereines deutscher Ingenieure » — 1892, pag. 711.

(\*\*\*) R. SCHÖTTLER. — *Zur Theorie der Absorption-Kaltermaschinen*. — *Ibid.* — 1893, pag. 185.

(\*\*\*\*) R. BUNSEN. — *Gasometrische Methoden*.

(\*\*\*\*\*) I risultati pubblicati da STROMBECH, relativamente all'ammoniaca sul « Chem. Centralblatt, 1891 », differiscono troppo da altri già noti, per meritare una fiducia assoluta.

diario che si può ottenere da un determinato peso di soluzione è tanto maggiore quanto più forte è la differenza fra le temperature d'assorbimento e di emissione.

Esisterà dunque un valore pel quale il rendimento dell'apparecchio è massimo, e, sebbene manchino i dati sperimentali necessari a precisarlo, il confronto delle macchine costruite prova la convenienza di limitare il peso di liquido inerte da riscaldare, aumentando il salto di temperatura. Così, mentre nelle antiche macchine Carré la densità della soluzione aumentava in media da 0,895 nell'assorbitore a 0,910 nel generatore, indicando uno sviluppo di ammoniaca poco superiore al 6 % in peso della soluzione, nelle macchine più recenti di Habermarm la densità varia fra limiti più ampi, da 0,873 a 0,939, e vi corrisponde uno sviluppo di ammoniaca pari al 22 % del peso totale.

Però l'uso di temperature più elevate nel generatore non produrrebbe l'effetto desiderato, se la pressione che vi regna fosse troppo alta, come risulta dalla seconda legge enunciata. È quindi indispensabile svolgere l'ammoniaca allo stato di vapore fortemente surriscaldato con 90° o 100° C. di surriscaldamento; e, per risparmiare un esagerato consumo di refrigerante nel condensatore, si può raffreddarla utilmente per mezzo della soluzione ricca che giunge dall'assorbitore, prima di introdurla nel condensatore.

Così modificata, la macchina ad assorbimento ha potuto riacquistare l'importanza perduta, soprattutto nella fabbricazione del ghiaccio. In questo campo essa presenta infatti un vantaggio speciale, poichè il vapore adoperato pel funzionamento della macchina non è insozzato, come succede negli apparecchi a compressione, dal lubrificante introdotto nel cilindro motore. Questo vapore si può quindi utilizzare assai più facilmente nella preparazione dell'acqua distillata, che costituisce il mezzo più efficace per produrre ghiaccio affatto trasparente, mentre la depurazione del vapore di scarico nelle macchine frigorifiche ordinarie riesce assai difficilmente perfetta.

A ciò si aggiunga che il vapore introdotto nelle macchine ad assorbimento opera soltanto come sorgente termica, cedendo il suo calore di vaporizzazione; conviene dunque ottenerlo a bassa pressione, il che importa un dispendio minore per il costo e per la sorveglianza della caldaia.

3. — CICLO PERFETTO E CICLO PRATICO. — Il massimo rendimento di un apparecchio frigorifico corrisponde, come si è detto, al ciclo di Carnot, pel quale si ha, facendo uso dei simboli definiti a pag. 5, qualunque sia l'intermediario scelto,

$$Q = AL \frac{T}{T_0 - T};$$

cosicchè per una spesa di lavoro pari ad un cavallo-ora l'effetto frigorifero massimo è espresso da:

$$E_m = 635,3 \frac{T}{T_0 - T};$$

dunque l'effetto frigorifico corrispondente alla spesa di un determinato lavoro L, è tanto minore quanto più grande è il salto di temperatura creato dalla macchina, come risulta anche dalla seguente tabella:

TABELLA I.

$E_m$  = effetto frigorifico della macchina perfetta per ogni cavallo-ora.

| Se T =           | 273—10 | 273—20 | 273—30 | 273—200 |
|------------------|--------|--------|--------|---------|
| $T_0 = 273 + 10$ | 8354   | 5358   | 3859   | 221     |
| $T_0 = 273 + 20$ | 5570   | 4018   | 3088   | 211     |

Le temperature di raffreddamento registrate nelle prime tre colonne corrispondono ai valori comunemente raggiunti negli impianti frigorifici; invece la temperatura di — 200° C. è quella alla quale ha luogo la liquefazione dell'aria nelle recenti macchine del tipo Linde. L'enorme sproporzione fra i valori dell'effetto frigorifico ottenibile, resa anche più grave in pratica pel fatto che questi ultimi apparecchi sono soggetti a perdite di rendimento maggiori delle ordinarie macchine frigorifiche, dimostra che l'aria liquida non potrà mai essere utilizzata nella produzione industriale del freddo, almeno come agente diretto.

In ogni caso poi gli effetti frigorifici praticamente ottenibili sono notevolmente minori di quelli calcolati nella precedente tabella. E ciò per un complesso di cause che danneggiano il rendimento; alcune di esse non differiscono da quelle che si riscontrano nelle altre macchine termiche; altre invece dipendono dal modo di funzionare dell'apparecchio speciale, attraverso a cui nella maggior parte dei casi pratici si compie l'espansione dell'intermediario. Il passaggio dal recipiente ad alta in quello a bassa pressione dovrebbe avvenire per mezzo di un cilindro E (fig.1) capace di raccogliere il lavoro di espansione; ma d'ordinario lo si sostituisce con un semplice robinetto di strozzamento, sia per semplificare il meccanismo, risparmiando il lavoro consumato per attrito in questo cilindro, sia perchè la regolazione è più facile nelle macchine fornite di robinetto, che in quelle a cilindro di espansione. In vero, nel primo caso si può modificare a volontà il peso di intermediario che passa nel recipiente a bassa pressione, mentre nel secondo caso esso è costante (se lo stato fisico del corpo nel recipiente ad alta pressione non varia); a meno che non si ricorra a disposizioni assai



complicate per variare il grado d'introduzione, come quelle tentate da Windhausen nelle sue macchine ad anidride carbonica.

Attraverso al robinetto si compie un'espansione non invertibile, che è causa di una perdita di effetto utile, calcolata per le macchine frigorifiche a vapore in tutti i trattati che si occupano di questo argomento.

Si può anche considerare il fenomeno senza fare alcuna ipotesi sulla natura dell'intermediario, osservando che il lavoro esterno sviluppato in questa trasformazione è l'atto sulla pressione costante  $p$  dell'ambiente in cui l'intermediario si scarica, ed è quindi rappresentato dall'area rettangolare compresa fra l'asse dei volumi  $0v$  e il tratto di evoluzione  $F'A$  corrispondente al valore finale del volume specifico (fig. 4). In un'espansione invertibile, fatta colla stessa legge d'introduzione di calore, il lavoro esterno sarebbe rappresentato dall'area  $D'DFv_1O$ ; quindi la differenza fra le due aree suddette, cioè la porzione tratteggiata nella figura, è il lavoro perduto  $L_p$ .

Quest'energia meccanica non raccolta all'esterno produce la forza viva di massa corrispondente alla velocità di efflusso, la quale si spegne, trasformandosi in un'equivalente quantità di calore  $q = A L_p$ , che rappresenta la diminuzione dell'effetto frigorifico.

Così lo stato finale dell'espansione non invertibile si deduce da quello che si verificherebbe in un ciclo completo, immaginando di comunicare all'intermediario la quantità di calore  $q$  equivalente al lavoro perduto. Come caso particolare, se si ammette che l'espansione sia adiabatica (il che è verosimile, data la velocità colla quale si compie), si può scrivere l'uguaglianza fra le energie totali corrispondenti agli stati fisici estremi  $D$  ed  $M$ , e quindi porre:

$$(1) \quad U_0 + A p_0 v_0 = U' + A p v' (*)$$

E per un gas perfetto, ricorrendo alle equazioni caratteristiche:

$$p v = RT \quad dU = c_v dT,$$

si deduce che la temperatura finale deve essere uguale alla temperatura iniziale. Cioè in una macchina funzionante con un intermediario che segua rigorosamente le leggi di Mariotte e di Gay-Lussac, la soppressione del cilindro di espansione annullerebbe l'effetto frigorifico.

4. — MACCHINE FRIGORIFICHE A VAPORE. — Nel caso di vapori saturi, le perdite causate dalla sostituzione del robinetto sono invece tollerabili, e variano colle proprietà fisiche del corpo e colle temperature estreme del ciclo. Per istituire quindi

(\*) I simboli adottati ormai con uniformità in tutti i trattati non hanno bisogno di spiegazioni.

un confronto fra i diversi tipi di macchine bisogna dedurre i valori numerici di queste perdite poi differenti intermediari adoperati e per condizioni differenti di funzionamento. Supponendo il titolo del vapore prima dell'espansione uguale a zero, il lavoro perduto  $L_p$  si può esprimere in funzione delle temperature estreme e del calore specifico medio del liquido  $c_m$ . Per ogni chilogramma di intermediaria si ha:

$$L_p = \frac{c_m}{A} \left[ T_0 - T - T \log_n \frac{T_0}{T} \right] + (p_0 - p) \sigma;$$

e, riferendolo al lavoro corrispondente in un ciclo perfetto:

$$L = \frac{r_0}{A T_0} (T_0 - T),$$

dedotto nell'ipotesi comunemente verificata che il titolo alla fine della compressione sia uguale all'unità, si ottiene:

$$(2) \quad \eta_p = \frac{L_p}{L} = \frac{c_m T_0}{r_0} \left[ 1 - \frac{T}{T_0 - T} \log_n \frac{T_0}{T} \right] + \frac{(p_0 - p) \sigma}{r_0 (T_0 - T) A T_0}.$$

Con questa formola si calcolarono i valori registrati nella tabella seguente. Essi esprimono il per cento di aumento di lavoro che una macchina già costruita richiederebbe, qualora si sopprimesse il cilindro di espansione e lo si sostituisse col robinetto di strozzamento. I calcoli furono eseguiti per le temperature supposte nella Tabella I e per i vapori di ammoniaca, di anidride solforosa e di anidride carbonica, che sono ormai gli unici adottati in pratica.

TABELLA II.  
Valori di 100  $\eta_p$ .

| Per T =          | 273—10 | 273—20 | 273—30 | Vapore          |
|------------------|--------|--------|--------|-----------------|
| $T_0 = 273 + 10$ | 3,95   | 5,41   | 6,78   | NH <sub>3</sub> |
|                  | 4,66   | 6,35   | 7,65   | SO <sub>2</sub> |
|                  | 37,59  | 41,09  | 43,00  | CO <sub>2</sub> |
| $T_0 = 273 + 20$ | 6,18   | 7,71   | 9,15   | NH <sub>3</sub> |
|                  | 7,91   | 9,66   | 11,08  | SO <sub>2</sub> |
|                  | 68,06  | 72,35  | 74,80  | CO <sub>2</sub> |

Dal confronto di questi numeri appare la ben nota superiorità dell'ammoniaca, che deve a questa sua proprietà in buona parte il favore ottenuto nelle applicazioni; in modo poco meno vantaggioso si comporta l'anidride solforosa, che però sotto altri punti di vista presenta, rispetto all'ammoniaca, parecchi inconvenienti che ne sconsigliano l'uso. Basti rammentare che la tensione del suo vapore saturo nell'interno di una macchina frigorifica discende, dopo la fase d'espansione, notevolmente al di sotto della pressione atmosferica; ed è quindi facile che dall'esterno s'introduca dell'aria, peggiorando gravemente il rendimento dell'apparecchio.

Assai più grave è la perdita a cui da luogo l'anidride carbonica, che, pel suo modo di comportarsi, sta fra i vapori ed i gas; cosicchè alcuni costruttori hanno creduto opportuno di ripristinare il cilindro di espansione. Vedremo però che altre considerazioni diminuiscono l'importanza di questo differente comportamento.

Dalla Tabella II risulta pure che l'entità della perdita cresce più rapidamente per un aumento di  $T_0$  che per una diminuzione di  $T$ . Così per  $T_0 - T = 30^\circ \text{C}$ , impiegando ammoniaca,  $\eta_p = 5,41$  per cento, se  $T_0 = 10^\circ \text{C}$ .; invece  $\eta_p = 6,18$  per cento, se  $T_0 = 20^\circ \text{C}$ .

Di maggior interesse è il confronto fra gli effetti frigorifici  $E$  ottenibili in una macchina teorica a funzionamento incompleto e per ogni cavallo-ora speso. Per dedurre questi valori, avendo già calcolati i rapporti  $\eta_p = \frac{L_p}{L}$ , basta rammentare che la perdita di effetto frigorifico prodotta dall'espansione non invertibile è l'equivalente termico del lavoro perduto, quindi per ogni kgm. speso, invece dell'effetto frigorifico massimo  $\frac{E_m}{270000}$  si ottiene:

$$\frac{1}{1 + \eta_p} \left[ \frac{E_m}{270000} - A \eta \right],$$

e per ogni cavallo-ora:

$$E = \frac{E_m - 635,3 \eta_p}{1 + \eta_p},$$

ove  $E_m$  è dato dalla Tabella I.

TABELLA III.  
Effetto frigorifero  $E$   
nel funzionamento incompleto per cavallo-ora.

| Per $T =$        | 273—10 | 273—20 | 273—30 | Vapore          |
|------------------|--------|--------|--------|-----------------|
| $T_0 = 273 + 10$ | 8012   | 5051   | 3574   | NH <sub>3</sub> |
|                  | 7954   | 5000   | 3540   | SO <sub>2</sub> |
|                  | 5898   | 3613   | 2494   | CO <sub>2</sub> |
| $T_0 = 273 + 20$ | 5209   | 3685   | 2776   | NH <sub>3</sub> |
|                  | 5115   | 3608   | 2717   | SO <sub>2</sub> |
|                  | 3057   | 2005   | 1495   | CO <sub>2</sub> |

Ne risulta che il diverso comportamento dell'ammoniaca e dell'anidride carbonica si accentua coll'innalzarsi della temperatura  $T_0$ ; ed in fatti per un determinato salto costante  $T_0 - T$  l'effetto frigorifico nelle macchine ad ammoniaca decresce coll'abbassarsi simultaneo delle due temperature, mentre per l'anidride carbonica, almeno nei limiti ai quali corrisponde la tabella, aumenta.

Così, supposta una differenza  $T_0 - T = 30^\circ$ , se  $T_0 = 273 + 20$  e  $T = 273 - 10$ ,  $E = 3057$  frigorie per ogni cavallo-ora speso in una macchina ad anidride carbonica; invece se  $T_0 = 273 + 10$  e  $T = 273 - 20$ ,  $E = 3613$ .

Si può dunque concludere che l'anidride carbonica è più adatta alla produzione del freddo a basse temperature, e che per essa è importantissimo poter disporre di un refrigerante efficace ed abbondante. La causa di queste sue proprietà sta nel fatto che, elevando anche di poco la temperatura  $T_0$ , il vapore si avvicina troppo al suo stato critico, che Andrews ed Amagat trovarono compreso fra i  $31$  ed i  $32^\circ \text{C}$ . Ora, in prossimità di questo stato, il calore di vaporizzazione va rapidamente diminuendo e quindi aumenta la perdita, come risulta dall'espressione (2) di  $\eta_p$ .

Dalle formule anzi risulterebbe che, raggiunta nel condensatore una temperatura poco lontana dalla temperatura critica, l'effetto frigorifico di ogni macchina sarebbe ridotto a zero.

$$\text{Infatti per } \eta_p = \frac{T}{T_0 - T} \text{ si ha } E_m - 635,3 \eta_p = 0;$$

e questo valore di  $\eta_p$  si raggiunge senza dubbio prima che  $T_0$  uguagli la temperatura critica, poichè in tali condizioni il calore di vaporizzazione  $r_0$  si annulla, e quindi  $\eta_p$  diviene infinitamente grande. Questa deduzione può sembrare in contraddizione coi risultati sperimentali, poichè si è verificato che le macchine ad anidride carbonica, per le quali la temperatura critica è vicina alla temperatura comunemente raggiunta nei condensatori degli apparecchi frigorifici, funzionano abbastanza vantaggiosamente anche in queste condizioni.

Non bisogna però dimenticare che, deducendo l'espressione (2) di  $\eta_p$ , si è supposto che il vapore giunga nel condensatore saturo e secco, e ne esca allo stato liquido senza cambiare temperatura.

Allora è chiaro che, data la forma del campo di un vapore saturo qualsiasi (fig. 5), il tratto di isoterma  $BD$ , lungo il quale avviene la sua condensazione totale, va decrescendo in lunghezza coll'aumentare della temperatura.

Accostandosi allo stato critico  $S$ , il punto  $D$  che rappresenta lo stato fisico prima dell'espansione non invertibile verrà a così poca distanza dalla linea  $AB$  di compressione adiabatica, che lo stato finale  $F$  del fluido dopo l'efflusso coinciderà con  $A$ , e quindi l'effetto frigorifico sarà completamente annullato.

Ma effettivamente le cose procedono in modo affatto diverso.

Poniamo pure che in condizioni normali il vapore entri nel condensatore allo stato saturo e secco, e quindi, supposta la compressione adiabatica, il suo titolo finale nel vaporizzatore valga:

$$(3) \quad x' = \frac{T}{r'} \left( c_m \log_n \frac{T_0}{T} + \frac{r_0}{T_0} \right).$$

Appena la temperatura  $T_0$  si eleverà, e quindi il punto che rappresenta lo stato finale  $F$  del vapore dopo l'efflusso, a cui corrisponde un titolo  $x$ , si sposterà verso destra, il calore assorbito dai



corpi esterni nel refrigerante farà aumentare il valore del titolo  $x'$ , e per conseguenza l'intermediario entrerà nel condensatore allo stato di vapore surriscaldato con una temperatura  $\theta_0 > T_0$ .

È facile rendersi un conto preciso delle conseguenze di questo nuovo regime, nel quale supporremo sempre che il titolo del vapore prima dell'espansione sia uguale a zero. In tale ipotesi si ha :

*effetto frigorifico per ogni Kg. di intermediario :*

$$Q' = r (x' - x),$$

ove  $x$  è il titolo finale dell'espansione non invertibile, e vale:

$$x = \frac{q_0 - q + r_0 + A \sigma (p_0 - p)}{r};$$

*lavoro corrispondente al funzionamento incompleto :*

$$AL = q_0 + r_0 + A P_0 \sigma + C_p (\theta_0 - T_0) - [q - r x' + A p \sigma];$$

*equazione della compressione adiabatica*, che si svolge in parte nel campo del vapore saturo, in parte in quello del vapore surriscaldato :

$$\tau_0 + \frac{r_0}{T_0} + c_p \log_n \frac{\theta_0}{T_0} = \tau + \frac{r x'}{T};$$

ove le  $\tau$  indicano i valori dell'entropia del liquido.

Cosicchè, deducendo dalla precedente uguaglianza il valore di  $r x'$ , e sostituendolo nelle espressioni di  $Q'$  e di  $AL$ , si ottiene :

$$(4) \quad \frac{Q'}{AL} = \frac{\log_n \theta_0 - Z}{Z + \frac{r_0}{c_p T} + \frac{\theta_0 - T_0}{T} - \log_n \theta_0},$$

se per semplicità di notazione poniamo :

$$(5) \quad Z = \frac{1}{T c_p} \left\{ q_0 - q + A \sigma (p_0 - p) - T \left[ \tau_0 - \tau + \frac{r_0}{T_0} - c_p \log_n T_0 \right] \right\},$$

che è una quantità indipendente dalla temperatura di surriscaldamento.

La (4) ci permette di studiare la legge con cui varia l'effetto utile per l'unità di lavoro speso in un apparecchio frigorifico, quando il vapore si surriscalda nel compressore. Derivando l'espressione di  $\frac{Q'}{AL}$  rispetto a  $\theta_0$  si ottiene una frazione

il cui denominatore è una quantità certamente positiva e il cui numeratore  $N$  vale :

$$N = 1 + \frac{1}{\theta_0} \left( \frac{r_0}{c_p} - T_0 \right) - \log_n \theta_0 + Z.$$

» Questo polinomio per le temperature comunemente ammesse nelle macchine frigorifere è in ge-

nerale negativo (\*), il che significa che la funzione che esprime l'effetto utile dell'apparecchio decresce coll'aumentare di  $\theta_0$ , cioè che il surriscaldamento del vapore durante la compressione è svantaggioso. Però nel caso di apparecchi ad anidride carbonica è facile riconoscere che, per le temperature usuali di condensazione, il valore di  $N$  è positivo, in seguito, crescendo  $\theta_0$ , ben presto si annulla per cambiare

di segno, cosicchè il valore di  $\frac{Q'}{AL}$  prima cres-

cente, incomincia a diminuire, tuttavia l'aumento per valori praticamente ammissibili di  $\theta_0$  può prevalere sulla diminuzione che lo segue. È questa la ragione del risultato ottenuto dal professore Bertoldo nel suo magistrale compendio di termodinamica applicata, in cui, svolgendo un esempio numerico, constata che il rendimento di una macchina frigorifica ad anidride carbonica aumenta di qualche poco se l'intermediario, invece di raggiungere lo stato di vapor saturo e secco alla fine della compressione, lo raggiunge nell'istante in cui la compressione principia.

Ma l'importanza vera di questo regime si rivela a temperature più elevate; poichè, grazie ad esso, una macchina ad anidride carbonica non riesce inattiva, anche se la pressione nel suo condensatore sale fino in prossimità allo stato critico. In tal caso il valore di  $Z$  aumenta considerevolmente, poichè crescono i suoi termini positivi e diminuisce

il termine negativo  $r_0/T_0$ ; quindi il valore di  $N$  è notevolmente maggiore di zero e il rendimento dell'apparecchio aumenta colla temperatura di surriscaldamento.

Allora non possono più meravigliarci i risultati ottenuti dal Linde (\*\*\*) in una serie di esperienze fatte nel 1895 su di una macchina ad anidride carbonica, dalla quale egli, mantenendo costantemente nel vaporizzatore una temperatura di  $-7,5^\circ \text{C}$ . e facendo salire la temperatura finale del condensatore prima a  $21,5^\circ \text{C}$ . poi a  $35^\circ \text{C}$ . ottenne rispettivamente 2750 e 1100 frigorie per cavallo-ora.

Probabilmente però in questi risultati si devono anche ricercare gli effetti di un modo singolare

(\*) In particolare, supposto  $T_0 = 273 + 20$  e  $T = 273 - 10$ , si ha, per l'ammoniaca:

$$N = \frac{295,45}{\theta_0} - \log_n \theta_0 + 4,685,$$

quantità che per  $\theta_0$  appena superiore a  $T_0$  è negativa; per l'anidride carbonica invece:

$$N = -\frac{119}{\theta_0} - \log_n \theta_0 + 6,132,$$

che si mantiene positiva finchè  $\theta_0 < 273 + 27$ , poi cambia di segno.

(\*\*) C. LINDE. — *Zur Theorie der Kohlensäuremaschine.* — « Zeit. des Vereines deutscher Ingenieure ». — 1894, pag. 124; 1895, pag. 161.

di comportarsi dei vapori in prossimità dello stato critico per ciò che riguarda il calore del liquido.

Le ricerche di Amagat raccolte e commentate dal Mollier rivelano per l'anidride carbonica fortissime variazioni del volume specifico e del calore del liquido in prossimità dello stato critico; cosicchè, scomparso il calore di vaporizzazione del corpo, pare che una parte del calore del liquido venga a farne le veci, comportandosi come un calore corrispondente al lavoro interno ed al lavoro esterno di dilatazione.

Queste considerazioni provano che la macchina ad anidride carbonica è più conveniente anche dal punto di vista termodinamico di quanto anni fa si credeva; ed è quindi lodevole l'indirizzo dei costruttori d'oggi, che concentrano i loro sforzi per crearne dei tipi adatti alle applicazioni, anche adottando il funzionamento incompleto con semplice robinetto di espansione.

Sotto tutti gli altri aspetti questo vapore presenta poi singolarissimi vantaggi, sia perchè inattivo sui metalli e sui lubrificanti, sia perchè una sua fuga all'esterno non presenta il minimo pericolo. Ma il suo pregio essenziale consiste nel piccolo volume richiesto pel cilindro compressore, dal quale dipende l'ottimo rendimento pratico degli apparecchi ad anidride carbonica. Infatti, diminuendo le dimensioni del cilindro, riesce minore il lavoro consumato per attriti, il quale, come è noto, trasformandosi in calore, porta un duplice danno in un apparecchio frigorifico.

La Tabella IV pone a confronto i volumi di aspirazione del compressore di una macchina teoricamente perfetta per produrre 1000 frigorie:

I valori registrati furono dedotti, supponendo al solito che il vapore entri nel condensatore allo stato saturo e secco e ne esca perfettamente liquefatto senza cambiare temperatura. Si calcolò il volume  $ux' + a$  corrispondente ad ogni Kg. di intermediario, rammentando il valore (3) del titolo  $x'$  all'inizio della compressione.

D'altra parte l'effetto frigorifico prodotto in ogni ciclo e per ogni Kg. di intermediario vale:

$$E(1 + \eta_p) \left[ \frac{r_0}{A T_0} (T_0 - T) \right];$$

270000

quindi il volume teorico corrispondente all'assorbimento di 1000 calorie viene espresso da:

$$(6) \quad V = \frac{(ux' + a) 270000 \cdot 1000}{E(1 + \eta_p) \left[ \frac{r_0}{A T_0} (T_0 - T) \right]}$$

TABELLA IV.

Volume in  $m^3$  aspirato dal compressore per ogni 1000 frigorie.

| Per T =          | 273-10 | 273-20 | 273-30 | Vapore          |
|------------------|--------|--------|--------|-----------------|
| $T_0 = 273 + 10$ | 1436   | 2186   | 3453   | NH <sub>3</sub> |
|                  | 3842   | 5975   | 9651   | SO <sub>2</sub> |
|                  | 0,306  | 0,551  | 0,645  | CO <sub>2</sub> |
| $T_0 = 273 + 20$ | 1500   | 2290   | 3624   | NH <sub>3</sub> |
|                  | 4091   | 0,377  | 10339  | SO <sub>2</sub> |
|                  | 0,419  | 0,620  | 0,923  | CO <sub>2</sub> |

Dalla precedente tabella risulta che l'anidride carbonica richiede un volume 4 volte più piccolo dell'ammoniaca e 10 volte minore dell'anidride solforosa a parità di effetto frigorifico.

Riesce pure confermata l'importanza, anche sotto questo punto di vista, di una temperatura possibilmente bassa per l'acqua che serve da refrigerante nel condensatore di una macchina ad anidride carbonica.

5. — MACCHINE FRIGORIFICHE AD ARIA. — Alle brevi considerazioni svolte a proposito delle macchine frigorifiche a vapore devono fare riscontro alcuni cenni sulle macchine ad aria, che disposizioni recenti hanno ricondotto in onore.

L'uso dell'aria come intermediario presentava nei primordi delle applicazioni delle macchine frigorifiche la soluzione seducente di poter introdurre direttamente nelle camere da raffreddare il fluido che aveva funzionato nell'interno dell'apparecchio.

In tal caso la macchina si comportava come *aperta*; poichè non tutta l'aria uscente dalle camere raffreddate poteva essere aspirata nuovamente dall'apparecchio, dovendosi provvedere ad un rinnovamento parziale con aria presa direttamente nell'atmosfera per mantenere le sostanze alimentari in buono stato di conservazione.

Di qui una perdita di rendimento dovuta all'aumento di temperatura che si verifica fra l'uscita dell'aria dalle camere raffreddate e l'entrata nel cilindro compressore, e un'altra perdita anche più grave cagionata dalla presenza di vapor acqueo nell'aria aspirata dall'esterno.

L'ing. De Marchena in uno studio analitico delle macchine ad aria, che credo il più completo di quanti furono fatti sull'argomento<sup>(\*)</sup>, calcolò queste perdite, deducendo delle tabelle numeriche per ipotesi differenti di temperatura e di rapporto di espansione. Ma in fatto tali perdite non sono esclusive delle macchine ad aria aperte, poichè in qualsiasi impianto per il raffreddamento di camere in cui si conservano sostanze alimentari è indispensabile il rinnovamento parziale dell'aria,

(\*) E. DE MARCHENA. — *Machines frigorifiques à air*. — « Encyclopédie des Aide-mémoire ».



e quindi avverranno fuori della macchina quegli stessi fenomeni che l'autore ha analizzato all'interno delle macchine aperte come causa di un minore effetto utile.

I difetti che hanno fatto abbandonare in modo assoluto questi apparecchi consistono piuttosto nell'ostruzione degli orifici del cilindro di espansione, prodotta dal depositarsi dell'umidità dell'aria sotto forma di brina in conseguenza del raffreddamento, e soprattutto nel volume del compressore enormemente più grande a parità di effetto frigorifico di quello richiesto in una macchina frigorifica a vapore.

Entrambi questi inconvenienti sono evitati nelle recenti macchine ad aria chiuse, che pel loro comportamento e per molti particolari costruttivi non differiscono in fondo da una macchina ad anidride carbonica, nella quale, ben inteso, sia conservato il cilindro di espansione. La diminuzione del volume è ottenuta elevando la pressione minima del ciclo notevolmente al disopra della pressione atmosferica.

Si comprende che, conservando inalterate le temperature e quindi il rapporto di espansione dell'apparecchio, non debbano modificarsi per un dato peso di intermediario il lavoro speso e l'effetto frigorifico prodotto, mentre i volumi diminuiranno proporzionalmente all'aumento di pressione secondo la legge di Mariotte.

Così nelle macchine frigorifiche *Allen* ad aria compressa costruite dalla Ditta H. B. Roelker di New York per la conservazione delle carni e per la fabbricazione del ghiaccio a bordo dei bastimenti (\*) la minima pressione del ciclo è mantenuta costantemente uguale a 5 atmosfere assolute per mezzo di una pompa a mano, la quale, introducendo aria in un serbatoio, supplisce alle inevitabili fughe dell'apparecchio. I volumi di aspirazione necessari a produrre un determinato effetto frigorifico risultano dunque, a parità di altre condizioni, 5 volte più piccoli che in una macchina aperta, e i valori numerici registrati nella Tabella V, dedotti nell'ipotesi che le temperature  $T_0$  e  $T$  dell'aria che entra nel cilindro di espansione e nel compressore corrispondano a  $-20^\circ\text{C}$ . ed a  $-20^\circ\text{C}$ ., dimostrano che la macchina ad aria così trasformata, è meno lontana dalla possibilità di un confronto colle macchine frigorifiche a vapore.

Ma la convenienza di limitare le dimensioni di ogni apparecchio, è oggidì sentita così vivamente dai costruttori che non si teme di ricorrere ad disposizioni talvolta, svantaggiose al rendimento termodinamico, pur di ridurre le proporzioni della macchina alle minime possibili. E nelle recenti

macchine ad aria abbiamo una conferma di questo indirizzo.

Si vuol qui accennare ad un'altra disposizione adottata nei tipi *Allen*, nei quali l'aria compressa, dopo essersi raffreddata fino alla temperatura  $T_0$ , entro al refrigeratore ad acqua, discende ancora sino ad una temperatura  $T_0' < T_0$ , attraversando un apparecchio ausiliario, nel quale circola in presenza dell'aria che ha già prodotto l'effetto frigorifico e si avvia al cilindro compressore.

L'idea è tutt'altro che recente. Senza parlare delle applicazioni più antiche, nelle quali si credeva erroneamente di aumentare con questo artificio l'effetto utile dell'apparecchio, basti citare i costruttori *Matthews* ed *Haslam*, che adottarono il refrigeratore ausiliario per produrvi la condensazione della maggior parte del vapor acqueo contenuto nell'aria, allo scopo di introdurla con un grado minore di umidità nel cilindro di espansione.

Ma in una macchina chiusa, nella quale il rinnovamento dell'aria avviene con estrema lentezza, l'umidità dell'aria viene eliminata al principio del funzionamento, e quindi il vantaggio di questa disposizione consiste esclusivamente nel minor volume che esso permette.

Paragoniamo perciò i cicli di due macchine, l'una senza (fig. 6.a) l'altra col refrigeratore ausiliario (fig. 6.b), entrambe costruite per un medesimo rapporto di espansione  $e = p/p_0$ , entrambe capaci di mantenere la temperatura  $T$  nelle camere fredde e fornite entrambe di un refrigeratore ad acqua che raffredda l'aria fino alla temperatura  $T_0$ . Nell'apparecchio ausiliario l'aria che va al cilindro di espansione discende da  $T_0$  a  $T_0'$ , mentre quella che si avvia al compressore si riscalda da  $T$  a  $T_1$  cosicché, se non avvengono trasmissioni di calore all'esterno, si avrà a regime:

$$T_0 - T' = T_1 - T = \Delta T.$$

Inoltre nelle due macchine sarà uguale il rapporto fra le temperature estreme della fase di espansione, poiché si vuol supporre che detta fase sia per entrambe un'evoluzione adiabatica compresa fra le stesse pressioni  $p_0$  e  $p$ ; porremo quindi:

per la prima

$$x = \frac{T'}{T_0},$$

e per la seconda

$$x = \frac{T_1}{T_0'}$$

Il valore di  $x$  si può esprimere per mezzo del rapporto di espansione  $e$  e del rapporto dei calori specifici dell'aria  $k = 1,41$  colla relazione:

$$x = e^{\frac{k-1}{k}}$$

5 (\*) Per la descrizione di questi apparecchi cfr. Louis M. SCHMIDT. — *Artificial Ice-making and Refrigeration*. — Londra, Sampson Low, 1000

Ciò premesso nella macchina chiusa senza refrigeratore ausiliario, si ha per ogni ciclo e per ogni Kg. di corpo intermediario:

Lavoro :

$$L = \frac{c_p}{A} (T - x T_0) \left( \frac{1}{x} - 1 \right);$$

Effetto frigorifico :

$$Q = c_p (T - x T);$$

Volume di aspirazione :

$$v = \frac{R T}{p};$$

quindi :

$$(7) \left\{ \begin{array}{l} \frac{Q}{L} = A \frac{x}{1-x} \\ \frac{v}{Q} = \frac{R T}{c_p (T - x T_0) p} \end{array} \right.$$

Nella macchina con refrigeratore ausiliario:

Lavoro :

$$L = \frac{c_p}{A} (T + \Delta T - x T_0 + x \Delta T) \left( \frac{1}{x} - 1 \right);$$

Effetto frigorifico:

$$Q = c_p (T - x T_0 + x \Delta T);$$

Volume di aspirazione :

$$v = \frac{R (T + \Delta T)}{p};$$

quindi :

$$(8) \left\{ \begin{array}{l} \frac{Q}{L} = A \frac{x}{1-x} \left[ 1 - \frac{\Delta T}{T - x T_0 + \Delta T (1+x)} \right] \\ \frac{v}{Q} = \frac{R (T + \Delta T)}{c_p (T - x T_0 + x \Delta T) p} \end{array} \right.$$

Dal confronto fra le (7) e le (8) appare immediatamente che dal punto di vista del rendimento la macchina con refrigeratore sussidiario è svantaggiata; invece essa permette a parità di effetto frigorifico un'economia di volume, quando sia:

$$x > \frac{T}{T + T_0}.$$

Questa condizione è soddisfatta certamente quando  $x > 0,5$ , cioè quando il rapporto di espansione  $e > 0,092$ , il che è certamente vero in tutti i casi pratici.

Per dare un criterio preciso sull'efficacia del sistema, si calcolò l'effetto frigorifico E per cavallo-ora, e il volume di aspirazione V per ogni 1000 frigorie prodotte in una macchina chiusa con pressione finale dell'espansione pari a 5 atmosfere effettive e con refrigeratore ausiliario. In esso, trattandosi di calcoli fatti a semplice scopo di confronto, si ammise un funzionamento ideale tale che la temperatura finale del fluido scaldante uguagli quella del fluido scaldato.

TABELLA V.

## Macchina chiusa ad aria.

| Rapporto di espansione e | Senza refrigeratore ausiliario |                                    | Con refrigeratore ausiliario |                                    |
|--------------------------|--------------------------------|------------------------------------|------------------------------|------------------------------------|
|                          | E frigorie per HP-ora          | V m <sup>3</sup> per 1000 frigorie | E frigorie per HP-ora        | V m <sup>3</sup> per 1000 frigorie |
| 1/2                      | 2842                           | 44,715                             | 1705                         | 21,858                             |
| 1/3                      | 1686                           | 15,016                             | 1236                         | 11,908                             |
| 1/4                      | 1274                           | 10,535                             | 993                          | 0,213                              |
| 1/5                      | 1003                           | 8,037                              | 857                          | 7,934                              |

I valori registrati nella Tabella V per quattro differenti rapporti di espansione paragonati a quelli iscritti nelle Tabelle III e IV pongono in chiaro due fatti importantissimi:

1° Il rendimento di una macchina frigorifica ad aria riesce assai, meno danneggiato dall'elevarsi della temperatura dell'acqua refrigerante di quanto succeda, in una macchina ad anidride carbonica; e quindi i costruttori hanno giustamente pensato a costruirne dei tipi appositi per la marina, ove detta temperatura nelle traversate dei mari equatoriali può facilmente raggiungere 40° C.

Infatti, in un apparecchio senza refrigeratore ausiliario il crescere di  $T_0$  influisce sul valore di  $\frac{Q}{L}$  unicamente in quanto esso impone un salto maggiore di pressione e quindi un valore alquanto più piccolo di  $e$ .

Così, supposto inizialmente  $e = 1/3$ , se  $T_0$  sale da 273 + 20° a 273 + 40°,  $e$  diventa 0,266, a cui corrisponde  $E = 1352$  con una perdita inferiore al 20 per 100, mentre il volume di aspirazione necessario per produrre un determinato numero di frigorie non cambia.

2° Il vantaggio presentato dalla macchina con refrigeratore ausiliario, per ciò che riguarda il risparmio di volume, va scomparendo coll'aumentare del salto di pressione, e decresce più rapidamente che le perdite di rendimento prodotte da questo medesimo apparecchio. Da ciò risulta la convenienza di non adottare rapporti di espansione troppo piccoli, e di limitarsi, come si fa nelle macchine Allen, ad un valore di  $e$  prossimo, ad 1/3.

Concludendo, le recenti innovazioni hanno ridato alle macchine frigorifiche ad aria l'importanza pratica che esse avevano perduto, ed è chiaro che se i costruttori non temeranno di adottarvi le pressioni raggiunte negli apparecchi ad anidride carbonica (il che corrisponderebbe per un rapporto di espansione uguale ad 1/3 a fissare la pressione finale dell'espansione a 20 atmosfere) i volumi di aspirazione calcolati diverranno 4 volte



più piccoli, saranno cioè assolutamente paragonabili a quelli delle macchine ad ammoniac.

#### 6.— MACCHINE PER LA LIQUEFAZIONE DELL'ARIA

— Gli apparecchi recenti per la liquefazione dell'aria stanno, per le loro proprietà termodinamiche, fra le macchine frigorifiche a vapore e quelle a gas, poichè l'intermediario svolge bensì in massima parte il suo ciclo al disopra della temperatura critica, ma deve raffreddarsi fino a discendere al disotto di essa, perché abbia luogo la condensazione.

La macchina di Linde (\*), che costituisce il tipo di questi apparecchi (fig. 7), si può considerare come formata di due macchine combinate insieme, una delle quali, che diremo *interna*, riceve alla pressione di 20 atmosfere l'aria compressa dal cilindro  $C_1$  e raffreddata nel serpentino  $s_1$  della macchina *esterna*, e le fa percorrere più volte il solito ciclo delle macchine frigorifiche con un rapporto di espansione uguale ad 1%.

Due disposizioni caratteristiche differenziano la macchina Linde dalle comuni macchine ad aria:

1. Il robinetto di strozzamento sostituito al cilindro di espansione tanto per la macchina interna, nella quale l'aria, attraverso all'orifizio regolabile  $a$  passa da 200 a 20 atmosfere di pressione, quanto per la macchina esterna in cui si effettua l'espansione finale nell'ambiente esterno attraverso alla luce  $b$ .

2. Il serpentino triplo S contenuto nella cassa A, costituito da tre tubi coassiali avvolti ad elica. Nel tubo interno discende l'aria che giunge dal refrigeratore  $g$  a pressione elevata e si dirige al robinetto di strozzamento  $a$  nell'intercapedine compresa fra il primo ed il secondo tubo risale l'aria, che ha già subita la prima espansione e si dirige al compressore  $C_2$ ; finalmente il terzo passaggio appartiene a quella che diciamo macchina esterna, ed è percorso ad intermittenze dall'aria effluente dal robinetto  $b$  e non condensata.

Per quanto riguarda la funzione dei robinetti di strozzamento è importantissimo tener presente la conclusione a cui si giunse alla fine del § 3, analizzando l'espansione non invertibile di un gas perfetto.

Lo spegnersi della velocità acquistata nell'efflusso riconduceva, si è detto, la temperatura del gas al valore che essa aveva prima dell'espansione.

Ora sarebbe questo appunto il caso delle macchine per la liquefazione dell'aria, poichè, poco a valle del robinetto, l'intermediario è costretto a riprendere una velocità corrispondente alla sezione del condotto che attraversa, e se questa sezione è

proporzionata al suo volume specifico detta velocità sarà uguale a quella da cui era animato prima dell'efflusso. Dunque, applicando il principio della conservazione dell'energia a due sezioni comprendenti la luce ristretta del robinetto, si giunge con tutto rigore alla (1); e se l'aria si comportasse come un gas perfetto, la temperatura finale dell'efflusso  $T'$  dovrebbe essere identica alla temperatura iniziale  $T_0$ . Quahd'anche poi le sezioni dei condotti non soddisfacessero alle condizioni enunciate, è chiaro che il risultato sarebbe praticamente lo stesso. Infatti, sviluppando l'equazione stabilita nel modo detto, e ritenendo, per abbondanza trascurabile la velocità di arrivo dell'aria si ottiene:

$$c_p(T_0 - T') = \frac{A W^2}{2g}$$

dalla quale si deduce che la velocità  $W$  nel secondo condotto dovrebbe essere di circa m 45, acciocché la temperatura diminuisse di un grado centigrado.

In altre parole l'abbassamento, di temperatura non potrebbe aver luogo che nell'immediata adiacenza dell'orifizio (se pure è lecito in una massa, le cui particelle sono animate delle enormi velocità che si calcolano per gli efflussi, fare una distinzione fra temperatura ed energia di movimento) e quindi non si potrebbe assolutamente spiegare il graduale raffreddamento constatato dai termometri elettrici nel secondo condotto.

Ma le conclusioni a cui si giunge sono ben diverse se si considera l'aria come un vapore surriscaldato, quale risulta già dalle prime esperienze di Joule e di Thomson. In essa il lavoro interno di espansione non è uguale a zero; piccolissimo per le temperature ordinarie, va crescendo rapidamente coll'abbassarsi della temperatura, cosicché nella macchina Linde un primo raffreddamento porta il fluido in condizioni tali da produrre nel ciclo successivo un effetto assai più rimarchevole.

Per svolgere sotto forma un po' precisa la discussione del fenomeno, basta rammentare la legge trovata da Hirn, secondo la quale i vapori surriscaldati, espandendosi adiabaticamente senza produrre lavoro esterno, seguono la legge iperbolica espressa dall'equazione  $p v = \text{costante}$ , ma diminuiscono di temperatura.

Questo raffreddamento si può calcolare ricorrendo ad una delle equazioni di elasticità proposte per i vapori surriscaldati, che sono conseguenza della legge suddetta (\*), per esempio all'equazione di Hirn :

$$(9) \quad p v = RT - B v^n .$$

(\*) Gfr. G. BERTOLDO. — Opera citata. — Volume 1. — È bene però anche notare che, inversamente dalla (9), si può dedurre la legge di Hirn Hirn.

Cfr. L. LOMBARDI, — Sulla liquefazione, dell'aria. — « La Rivista Tecnica », 1901.

Introducendovi una volta le coordinate dello stato iniziale, un'altra volta quelle dello stato finale dell'espansione, e sottraendo membro a membro le due identità dedotte, si ottiene, grazie alla legge di Hirn :

$$T_0 - T' = \frac{B}{R v_0^n} (1 - e^n),$$

se con  $e$  si indica al solito il l'apporto d'espansione, che qui coincide col rapporto del volume iniziale al volume finale.

Accontentiamoci dell'approssimazione che si ha calcolando il volume specifico  $v_0$  dello stato iniziale come se si trattasse di un gas perfetto; l'errore sarà assai piccolo fino a che detto stato corrisponde a temperature non troppo inferiori allo zero centigrado.

In tal caso:

$$v_0^n = \left( \frac{R T_0}{p_0} \right)^n,$$

quindi :

$$T_0 - T' = \frac{B}{R^{n+1} T_0^n} (p_0^n - p^n),$$

che esprime l'abbassamento di temperatura di un vapore surriscaldato, il quale si espanda senza produrre lavoro esterno dalla pressione  $p_0$  alla pressione  $p$ . Se poniamo:

$$n = 1 \quad R = 29,270 \quad B = 6,249,$$

deduciamo :

$$(10) \quad T_0 - T' = 0,00729 \frac{1}{T_0} (p_0 - p),$$

che per  $T_0$  uguale a 273, cioè corrispondente alla temperatura del ghiaccio fondente, coincide colla noia formula empirica data da W. Thomson e Joule (\*):

$$(11) \quad T_0 - T' = 0,276 \left( \frac{273}{T_0} \right)^2 (N_0 - N),$$

ove  $N_0$  ed  $N$  indicano le pressioni iniziale e finale espresse in atmosfere. Per qualunque temperatura poi, tanto la (10) quanto la (11) concordano nell'indicare che per un dato salto di pressione il raffreddamento  $T_0 - T'$  ottenuto è tanto maggiore quanto più piccola è la temperatura iniziale  $T_0$ , e ciò corrisponde al fatto che per successive sottrazioni di calore ogni corpo aeriforme deve accostarsi allo stato di vapore, e quindi le leggi che ne reggono lo evoluzioni termiche devono modificarsi gradualmente, allontanandosi dalle leggi-limiti di Mariotte e di Gay-Lussac.

In questo enunciale è contenuta la spiegazione del funzionamento di una macchina per la liquefa-

zione dell'aria, nella quale vediamo adottati i due mezzi più efficaci per ottenere al più alto grado l'effetto voluto, e cioè :

1) Operare l'espansione fra pressioni elevate, poichè il raffreddamento, come risulta dalle (10)

e (11) non è proporzionale al rapporto  $p_0/p$ , ma alla differenza  $p_0 - p$ ; quindi il compressore preliminare che porta l'aria a 20 atmosfere non offre soltanto il vantaggio di permettere una seconda espansione nell'atto in cui si raccoglie l'aria liquefatta, ma migliora assai il modo di operare della macchina interna ;

2) Ottenere colla circolazione inversa dell'aria prima e dopo l'espansione nel serpentino triplo la sovrapposizione degli effetti prodotti nei cicli successivi. Secondo le forinole discusse, si deve infatti avere alla fine dell'efflusso una temperatura di 50° C sotto lo zero, se la temperatura iniziale dell'aria in arrivo dal refrigeratore  $g$  a miscela salata è appena inferiore a quella del ghiaccio fondente. Ma appena il getto d'aria così raffreddato, che percorre il secondo condotto, ha fatto discendere la temperatura delle pareti metalliche fino a poter operare efficacemente l'assorbimento di calore a spese dell'energia termica dell'aria in arrivo, la entità del raffreddamento cresce con rapida legge per le ragioni dette.

Succede, se è lecito questo confronto, come in una dinamo elettrica autoeccitatrice nel periodo di avviamento; la piccola quantità di magnetismo residuo nelle estremità polari provoca per induzione una primatennissimacorrente nell'indotto, la quale percorrendo le spirali eccitatrici, aumenta il flusso magnetico nelle estremità polari. E così l'effetto produce un incremento della causa, e ben presto si raggiunge quello stalo di regime che nella macchina elettrica è fissato sopra tutto dalla resistività magnetica e dalla resistenza ohmica dei metalli impiegati, e nella macchina Linde dal calore introdotto dall'esterno attraverso agli strati isolanti che fasciano l'apparecchio.

Questo tipo di macchina non può per altro offrire un refrigerante economico all'industria, come si è già osservato al § 3.

Alle conclusioni dedotte allora ragionando su di una macchina che svolgesse un ciclo perfetto, si dovrebbero aggiungere considerazioni relative al rendimento dell'apparecchio, le quali però non possono avere il desiderabile grado di sicurezza per mancanza di dati sperimentali sulle proprietà fisiche dell'aria a basse temperature. Tuttavia il Linde, in una recente Nota (\*), crede di poter con-

(\*) « Philos. Transaction of the Royal Society of London ». — 1862; — Da questa formula, seguendo cammino inverso, Planck e Zeuner dedussero un'equazione di elasticità per l'aria considerata come vapore surriscaldato. — Cfr G. ZEUNER. — *Technische Thermodynamik* — 2° ed., 1901.

(\*) CLINDE. — *Über die Anwendbarkeit flüssiger Luft in der Technik.* - « Zeit. des Vereines deutscher Ingenieure ». 1900, I, pag. 69.



eludere che la liquefazione di un Kg. di aria equivalga ad una spesa teorica di 190 frigorie, pari a 0,3 cavalli-ora, e ne deduce che nelle macchine attuali più potenti, non essendosi ancora superato il rendimento di 0,5 Kg. per ogni cavallo-ora, si deve al più fare assegnamento su di un coefficiente economico-pratico pari a 0,15. Il freddo prodotto da questi apparecchi costerebbe dunque da 40 a 50 volte più di quello ottenuto in una macchina frigorifica ordinaria; e la sua applicazione non può essere conveniente se non quando sia necessario raggiungere le bassissime temperature di cui essi sono capaci.

L'avvenire industriale delle macchine Linde e dei tipi congeneri di Tripler e di Hampson consiste piuttosto nella proprietà singolare dell'aria condensata di spogliarsi a preferenza dell'azoto e diventare sempre più ricca di ossigeno. Quindi, nel campo delle motrici termiche essa potrà al tempo stesso essere adottata come attivissimo comburente e come sorgente fredda a bassissima temperatura, elevando enormemente il coefficiente economico della trasformazione del calore in lavoro, se le gravissime difficoltà pratiche verranno superate dagli studi intrapresi.