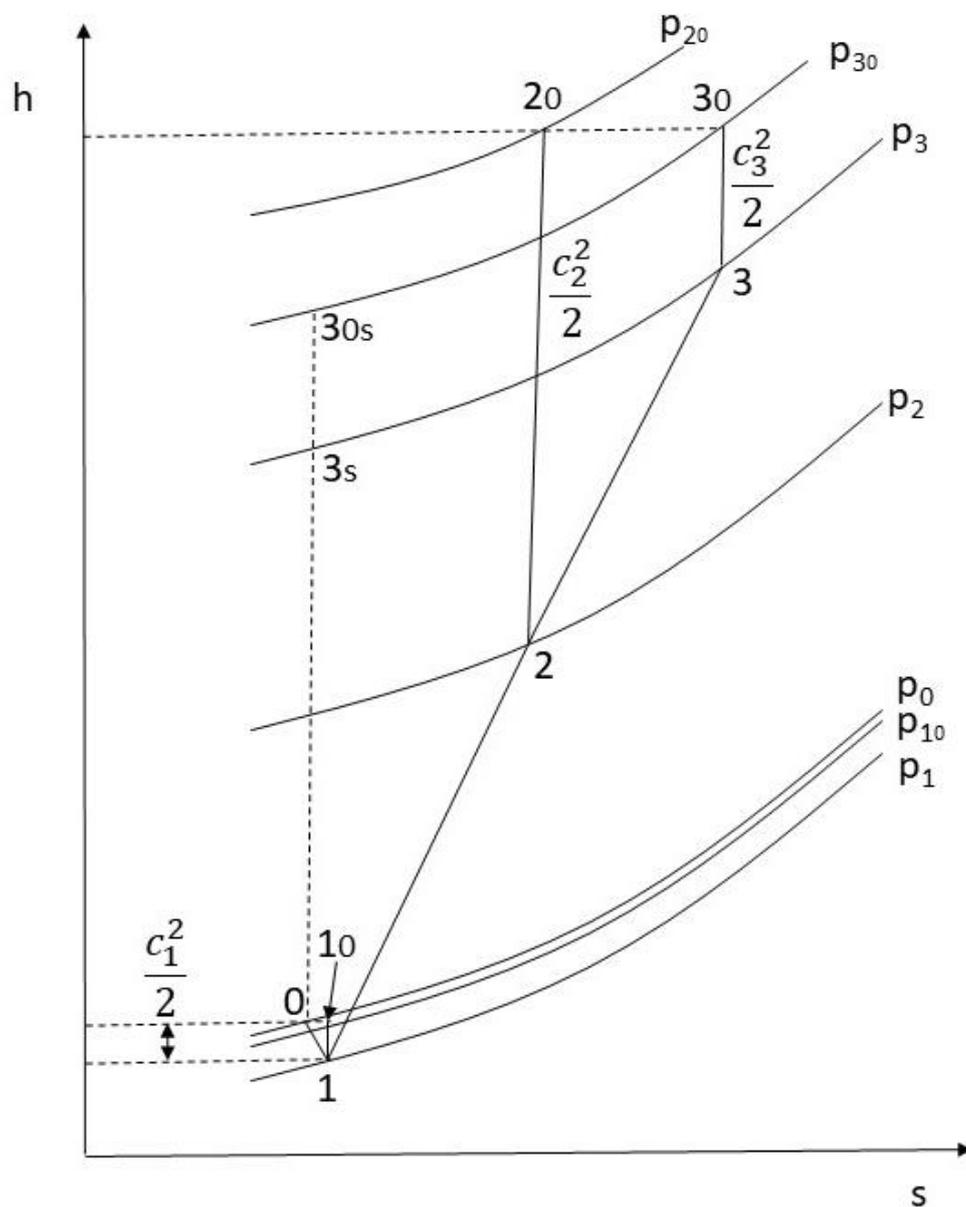


I COMPRESSORI

Compressori dinamici (turbocompressori)

Lo sviluppo dei compressori dinamici ha avuto inizio verso fine '800, inizio '900. I primi ad essere progettati e utilizzati con un certo successo sono stati i compressori centrifughi. Nei compressori assiali, ottenuti invertendo il flusso di turbine a vapore dello stesso tipo, si verificavano grossi problemi di instabilità, studiati e risolti solo a partire dagli anni '50 del secolo scorso, parallelamente allo sviluppo della turbina a gas come macchina per la propulsione aeronautica. Ciò è stato possibile grazie a studi fluidodinamici sia sperimentali, sui profili e sulle schiere di pale, che teorici, grazie allo sviluppo dei primi calcolatori che hanno permesso di risolvere per via numerica le equazioni di Navier-Stokes che regolano il moto dei fluidi. Oggi, sia i compressori assiali che quelli centrifughi sono molto diffusi in una molteplicità di applicazioni.



Uno stadio di turbocompressore, sia esso radiale o assiale, è composto dalla girante, che aumenta la pressione e la velocità del fluido, e dal diffusore, che trasforma parte dell'energia cinetica in ulteriore energia di pressione.

Le entità di queste trasformazioni sono diverse tra compressori assiali e centrifughi e, più in generale, da macchina a macchina, ma le considerazioni termodinamiche di base sono comuni.

Si fa l'ipotesi, comune nello studio delle turbomacchine, che il processo di compressione in uno stadio di compressore dinamico sia adiabatico. Esso può essere convenientemente rappresentato su un diagramma h - s . Dal diagramma si osserva che:

- il punto 0 indica le condizioni di ristagno del fluido nell'ambiente di aspirazione;
- il punto 1 si riferisce alle condizioni statiche all'ingresso nella girante: rispetto al punto 0 il fluido ha acquisito una certa velocità a spese della sua pressione. Dato che il processo avviene senza scambio di lavoro tecnico e di calore, per il primo principio della termodinamica l'entalpia del punto 1_0 , che si ottiene sommando all'entalpia h_1 del punto 1 l'energia cinetica in ingresso $c_1^2/2$, è la stessa del punto 0 . Il punto 1_0 si trova sull'isobara p_{1_0} , inferiore alla p_0 a causa del modesto incremento di entropia associato alla accelerazione del flusso;
- il punto 2 si riferisce alle condizioni statiche all'uscita della girante, e all'ingresso del diffusore. La pressione è aumentata da p_1 a p_2 e l'energia cinetica da $c_1^2/2$ a $c_2^2/2$, in proporzioni dipendenti dal grado di reazione. Naturalmente, a causa delle irreversibilità nella girante, sarà $s_2 > s_1$. Sommando all'entalpia h_2 l'energia cinetica $c_2^2/2$ si individuano le condizioni di ristagno 2_0 , e l'isobara p_{2_0} ;
- il punto 3 si riferisce alle condizioni statiche all'uscita del diffusore. L'energia cinetica si è ridotta da $c_2^2/2$ a $c_3^2/2$, il cui valore è in genere molto vicino a quello di $c_1^2/2$. Sommando all'entalpia h_3 l'energia cinetica $c_3^2/2$ si individuano le condizioni di ristagno 3_0 , e l'isobara p_{3_0} . L'entalpia del punto 3_0 è eguale a quella del punto 2_0 , sempre in ottemperanza al primo principio della termodinamica, mentre p_{3_0} è minore di p_{2_0} a causa delle dissipazioni di energia nel diffusore.

L'energia trasferita all'unità di massa di fluido è:

$$L_u = h_{2_0} - h_{1_0} = h_{3_0} - h_0 = \Delta h_0$$

e coincide naturalmente con il lavoro euleriano:

$$L_u = \Delta h_0 = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}$$

Si possono definire due rendimenti isoentropici, a seconda che si consideri quale effetto utile della trasformazione il raggiungimento del valore finale della pressione statica oppure di quella di ristagno.

Ancora con riferimento al diagramma termodinamico, si definiranno quindi:

- il rendimento isoentropico “total to static”: $\eta_{is,ts} = \frac{h_{3s} - h_0}{h_{3_0} - h_0}$
- il rendimento isoentropico “total to total”: $\eta_{is,tt} = \frac{h_{3_0s} - h_0}{h_{3_0} - h_0}$

I valori del rendimento “total to static” saranno ovviamente inferiori rispetto a quelli del “total to total” in quanto si trascura il contributo dell'energia cinetica.

Il grado di reazione influenza non solo la progettazione complessiva di uno stadio di compressore ma anche il rendimento isoentropico complessivo dello stadio stesso.

Indichiamo con η_G e η_D i rendimenti isentropici della girante e del diffusore. Se ϵ è il grado di reazione del compressore, il lavoro isentropico L_{is} è ottenibile come differenza tra il lavoro euleriano e la somma delle dissipazioni di energia nei due componenti dello stadio, cioè:

$$L_{is} = L_u - [(1 - \eta_G) \cdot L_u + (1 - \eta_D) \cdot (1 - \epsilon) \cdot L_u] = L_u \cdot [\epsilon \cdot (1 - \eta_D) + \eta_D + \eta_G - 1]$$

per cui il rendimento isentropico dello stadio è:

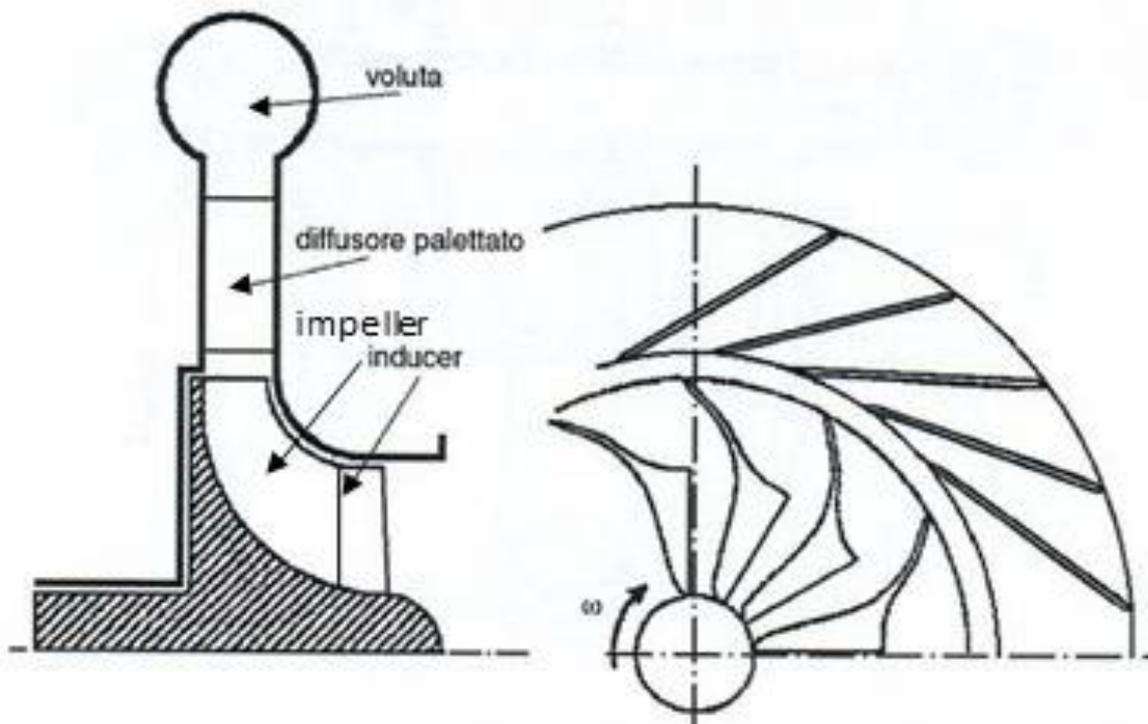
$$\eta_{is,tt} = \epsilon \cdot (1 - \eta_D) + \eta_D + \eta_G - 1$$

Il rendimento isentropico aumenta quindi linearmente con il grado di reazione, a parità di valore dei rendimenti di girante e diffusore. Quest'ultima condizione non è però realistica: analizzando il carico aerodinamico sui due componenti al variare di ϵ si giunge alla conclusione che gradi di reazione troppo alti fanno diminuire η_G mentre gradi di reazione troppo bassi penalizzano η_D . In pratica, il grado di reazione cui corrisponde il massimo rendimento è compreso tra 0.5 e 0.65, con i valori minori più frequenti nei compressori assiali e quelli maggiori riscontrabili nei centrifughi.

Compressori centrifughi

In un compressore centrifugo monostadio il rapporto di compressione β varia tra 2 e 4 nelle applicazioni usuali, ma in casi particolarmente spinti, abbastanza recenti, è stato raggiunto il valore 10. Per ottenere rapporti di compressione più elevati si realizzano macchine con più stadi in serie.

Una applicazione specifica la troviamo nei turbocompressori a gas di scarico per la sovralimentazione dei motori alternativi a combustione interna.



Per macchine ben progettate, il rendimento isoentropico *total to total* varia nel campo $0.82 < \eta_{tt} < 0.86$, con i valori più alti nel caso di rapporti di compressione più contenuti.

Per quanto riguarda la velocità periferica della girante, u_2 , oggi si arriva a valori compresi tra i 600 e i 700 m/s. La corrispondente velocità angolare può anche superare i 200000 rpm.

La struttura generale di un compressore centrifugo ricorda quella di una pompa centrifuga. Le differenze principali sono:

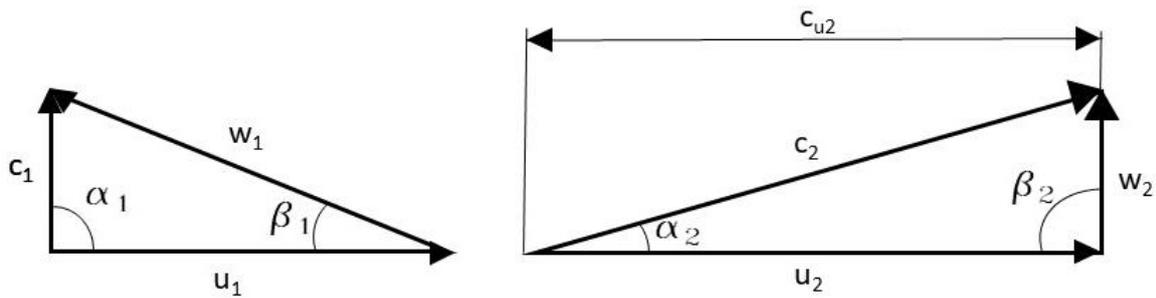
- il bordo d'ingresso delle pale è più avanzato verso l'aspirazione e con sviluppo radiale, al fine di migliorare le capacità aspiranti della macchina, mentre in una pompa è inclinato;
- manca la corona di ricoprimento perché, con le altissime velocità periferiche tipiche dei compressori, genererebbe un campo di forze centrifughe insostenibile per la struttura della macchina;
- spesso non tutte le pale rotoriche hanno la stessa lunghezza: pale con il bordo d'ingresso in corrispondenza alla sezione di aspirazione si alternano a pale più corte, col bordo d'ingresso arretrato. La porzione di girante dove il numero delle pale è dimezzato è detta *introduttore*, o *inducer*, mentre la porzione successiva, a sviluppo quasi esclusivamente radiale, è detta *impeller*. Tale soluzione è adottata perché lo scambio di energia avviene quasi interamente nella parte radiale mentre in quella assiale, nella zona di aspirazione, un numero eccessivo di pale provocherebbe solo un inutile eccesso di ostruzione della sezione d'ingresso;
- le pale in generale sono molto sottili e leggere;
- il diffusore a valle della girante potrà essere palettato o non palettato. Sarà comunque sempre presente una porzione non palettata tra l'uscita dalla girante e l'eventuale bordo d'ingresso delle pale del diffusore, più sviluppata radialmente che in una pompa. Ciò è dovuto al fatto che la corrente uscente dalla girante sarà spesso supersonica e con forti disuniformità in direzione soprattutto tangenziale, e deve essere opportunamente rallentata a valori subsonici e uniformata per evitare eccessive dissipazioni di energia all'entrata del diffusore palettato.

Generalmente le pale dei compressori sono rovesce, con un'inclinazione contenuta. Questa scelta progettuale è relativamente moderna: fino agli anni '80-'90 del secolo scorso le pale erano radiali perché queste, sottoposte ad un campo di forze centrifughe, sono soggette ad uno sforzo monoassiale di trazione, più facilmente affrontabile sia dal punto di vista del calcolo strutturale che della effettiva resistenza meccanica del manufatto. Successivamente, grazie allo sviluppo delle metodologie di calcolo e delle tecnologie realizzative, che garantiscono una elevata omogeneità delle sollecitazioni e della resistenza dei materiali, è stato possibile adottare anche pale rovesce, che risultano sollecitate da sforzi triassiali.

A chiarimento di alcune delle osservazioni precedenti, consideriamo come riferimento un compressore con pale radiali, supponendo inoltre che non ci sia scorrimento della corrente rispetto alla pala, per cui $\beta_2 = \beta_{2p} = 90^\circ$ e $c_{u2} = u_2$. In assenza anche di prerotazione in ingresso, cioè assumendo $c_{u1} = 0$, si ricava immediatamente che:

$$L_u = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} = u_2^2$$

cioè, il lavoro scambiato aumenta con legge quadratica con la velocità periferica della girante, da cui i valori particolarmente elevati raggiunti da essa e dalle forze centrifughe.



È interessante anche valutare il grado di reazione. Ricordando che:

$$\epsilon = 1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2L_u}$$

e che:

$$c_2^2 - c_1^2 = c_{m2}^2 + c_{u2}^2 - c_{m1}^2 - c_{u1}^2$$

ed essendo nel caso considerato $c_{u1} = 0$ e $c_{m1} = c_{m2}$, per cui $c_2^2 - c_1^2 = c_{u2}^2$, si ottiene che,

$$\epsilon = 1 - \frac{c_{u2}^2}{2L_u} = 1 - \frac{u_2^2}{2u_2^2} = \frac{1}{2}$$

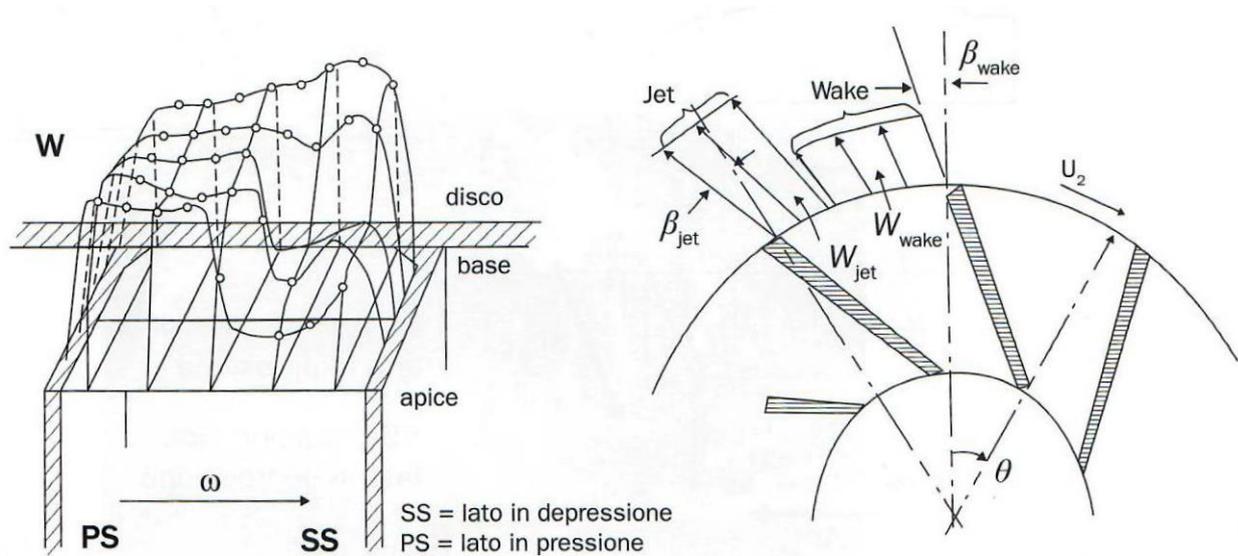
Il lavoro trasmesso dal compressore al fluido è speso per aumentare in parti uguali l'energia di pressione e l'energia cinetica. Passando dal caso limite di riferimento a un compressore reale, il valore effettivo del grado di reazione non cambia in maniera sostanziale.

Poiché la velocità periferica può arrivare anche a 700 m/s, e assumendo come riferimento la velocità del suono nell'aria ambiente, che è di circa 330 m/s, si potrebbe pensare che la corrente in uscita dalla girante possa essere fortemente supersonica. Ricordiamo però che la velocità del suono è $a = \sqrt{kRT}$, per cui cresce con la temperatura. Questa aumenta, tra ingresso e uscita della girante, anche di alcune centinaia di gradi, per cui la corrente in uscita sarà spesso supersonica, ma con numeri di Mach relativamente contenuti, pari a circa 1.2 – 1.3.

Il passaggio dalle pale radiali a quelle rovesce, facendo diminuire c_{u2} rispetto a u_2 , consente di ridurre in numero di Mach a parità di diametro girante e di velocità angolare, ma ha anche come effetto negativo la riduzione del lavoro scambiato. La tendenza moderna della progettazione è di ottenere il rapporto di compressione voluto forzando la velocità periferica u_2 in modo da compensare la perdita di lavoro dovuta alla pala rovescia, abbassando il più possibile il valore del numero di Mach.

Ancora a chiarimento delle osservazioni precedenti, osserviamo che in una turbomacchina operatrice le forze aerodinamiche sulle pale creano un momento resistente che è uguale e contrario a quello motore applicato sull'asse.

Il lato convesso della pala dovrà quindi essere in sovrappressione rispetto al lato concavo, e supponendo che l'energia del fluido ad un certo valore del raggio sia uniforme in direzione circonferenziale, si conclude che la velocità del fluido dovrebbe essere minore in prossimità del lato convesso e maggiore in prossimità di quello concavo.



L'analisi puntuale del flusso all'uscita della girante mostra però, generalmente, una situazione diversa: in prossimità del lato concavo delle pale si individua una zona di flusso disordinato, altamente turbolento e con velocità medie ridotte, detta scia (*wake*) mentre in prossimità del lato convesso si individua una zona di flusso ben strutturato e con velocità media elevata, detta getto (*jet*). Questa struttura del flusso è dovuta al distacco dei filetti fluidi dal lato concavo all'interno del canale palare, causato dalla elevata decelerazione del flusso relativo, e risulta mitigata, ma non assente, se le pale sono rovesce anziché radiali.

In un compressore assiale questo provocherebbe lo stallo e il malfunzionamento della macchina. Nei compressori radiali, invece, il campo delle forze centrifughe, parallelo al flusso, fornisce energia sia alla porzione non stallata che a quella stallata del flusso. Questo spiega perché si è riusciti a produrre compressori centrifughi con un funzionamento perlomeno dignitoso con largo anticipo rispetto ai compressori assiali.

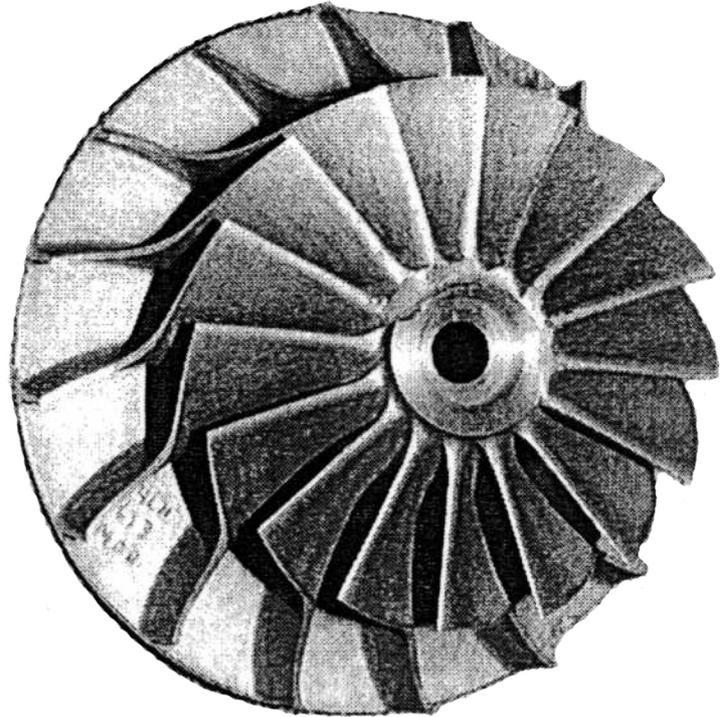
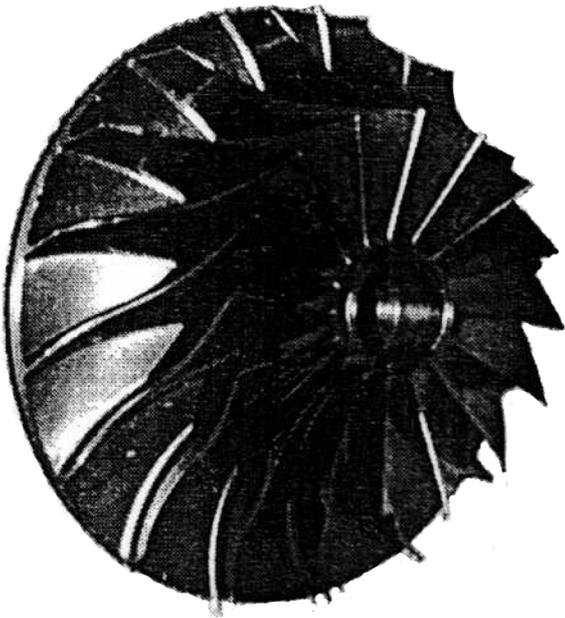
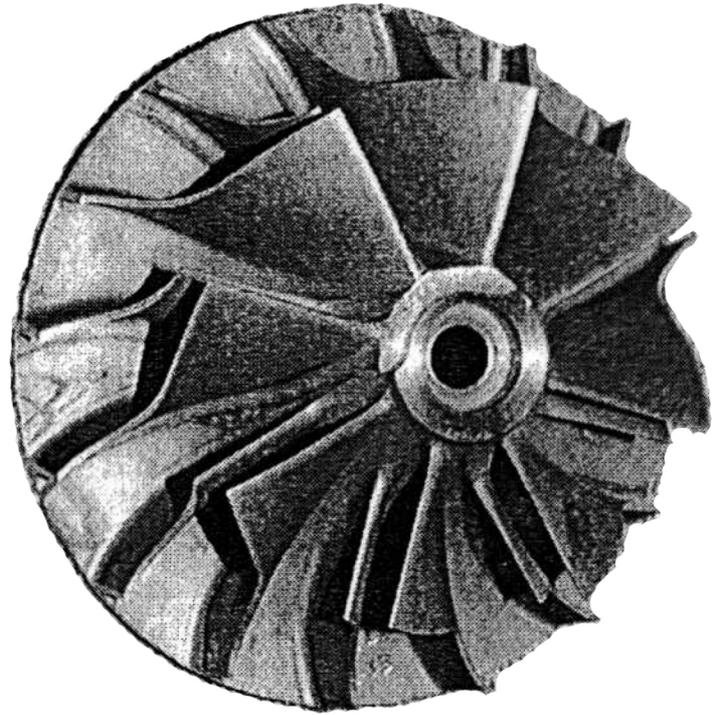
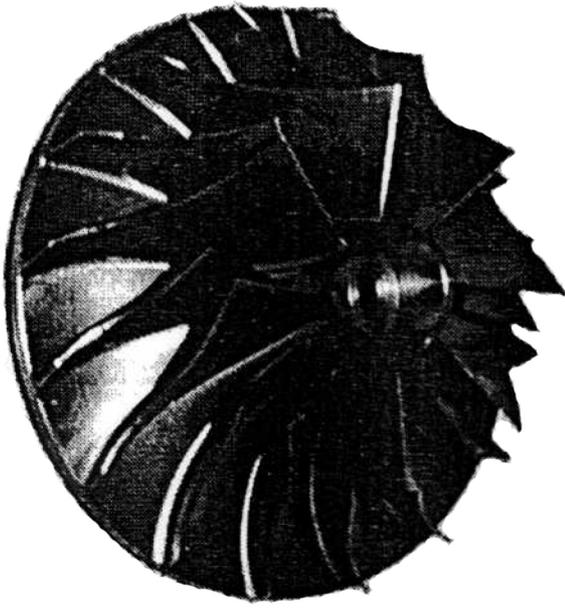
Compressori assiali

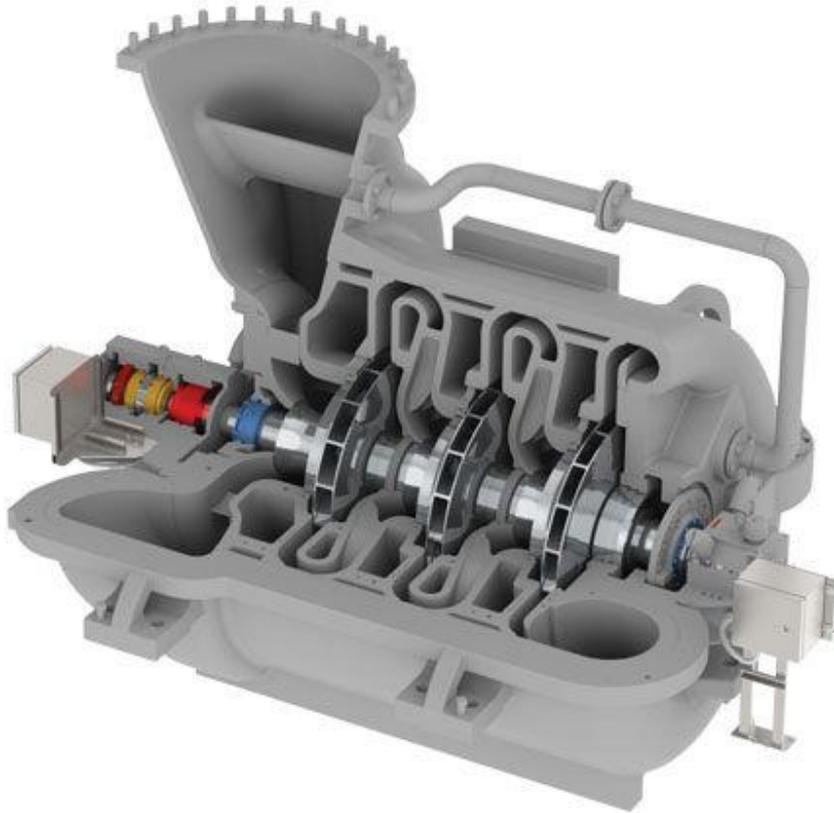
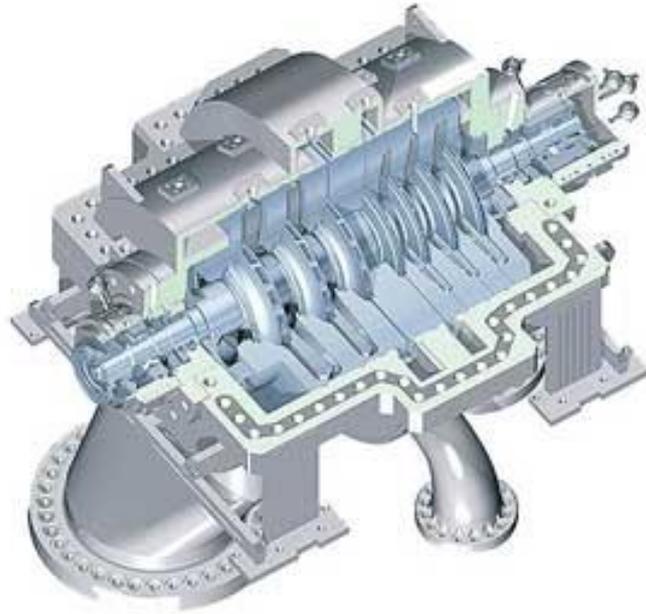
Il rapporto di compressione che è in grado di generare uno stadio di compressore assiale arriva oggi a 1.4, mentre nei primi esemplari non superava 1.2. Solitamente, quindi, i compressori assiali sono macchine pluristadio con stadi in serie.

Una applicazione tipica di queste macchine la si trova nelle turbine a gas, aeronautiche o terrestri, dove il rapporto di compressione complessivo può arrivare fino a $20 \div 30$ e più.

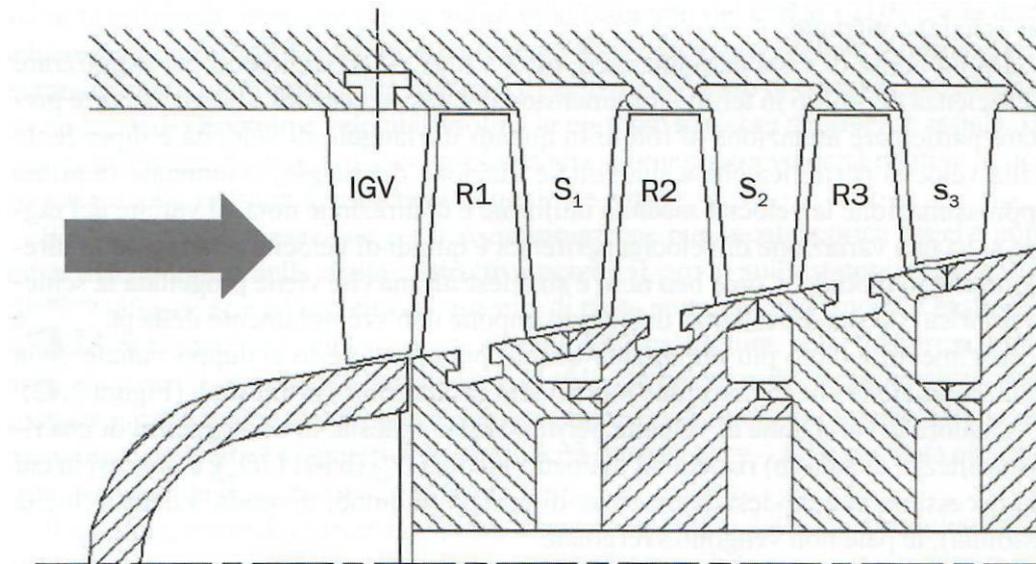
Il rapporto tra diametro al mozzo e diametro massimo della girante varia tra 0.6 e 0.85: il mozzo ha un ingombro importante e quindi lo sviluppo radiale delle pale è limitato, rispetto ai casi delle pompe e dei ventilatori assiali.

La macchina è quindi composta da una sequenza di elementi statorici e rotorici alternati. Man mano che si procede nella direzione del flusso si riduce la differenza tra diametro al mozzo e diametro esterno, per mantenere pressoché costante la velocità meridiana all'aumentare della densità del fluido compresso.





Il primo elemento del compressore è solitamente uno statore, detto IG (acronimo di Inlet Guide Vane), che imprime alla corrente un valore di $c_{u1} \neq 0$ per poter dimensionare il resto della macchina con il principio dello stadio ripetuto.



La geometria delle pale, non essendo possibile assegnare ad α_l un valore tipico predefinito e associare quindi la forma della pala al solo valore di β_2 , come nel caso delle macchine centrifughe, è più convenientemente associabile al valore del grado di reazione, distinguendo i tre casi particolari ma particolarmente significativi di $\epsilon = 1$, $\epsilon = 0$ e $\epsilon = 0.5$.

– Caso $\epsilon = 1$:

$$1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2L_u} = 1 \Rightarrow c_2 = c_1$$

cioè i moduli delle velocità assolute sono uguali (non, ovviamente, le direzioni). Dato che per ipotesi è anche $c_{m1} = c_{m2}$, ne deriva che gli angoli α_1 e α_2 sono uguali in modulo: la linea media della pala statorica è simmetrica.

– Caso $\epsilon = 0$:

$$\frac{u_2^2 - u_1^2 - w_2^2 + w_1^2}{2L_u} = 0 \Rightarrow \frac{w_1^2 - w_2^2}{2L_u} = 0 \Rightarrow w_1 = w_2$$

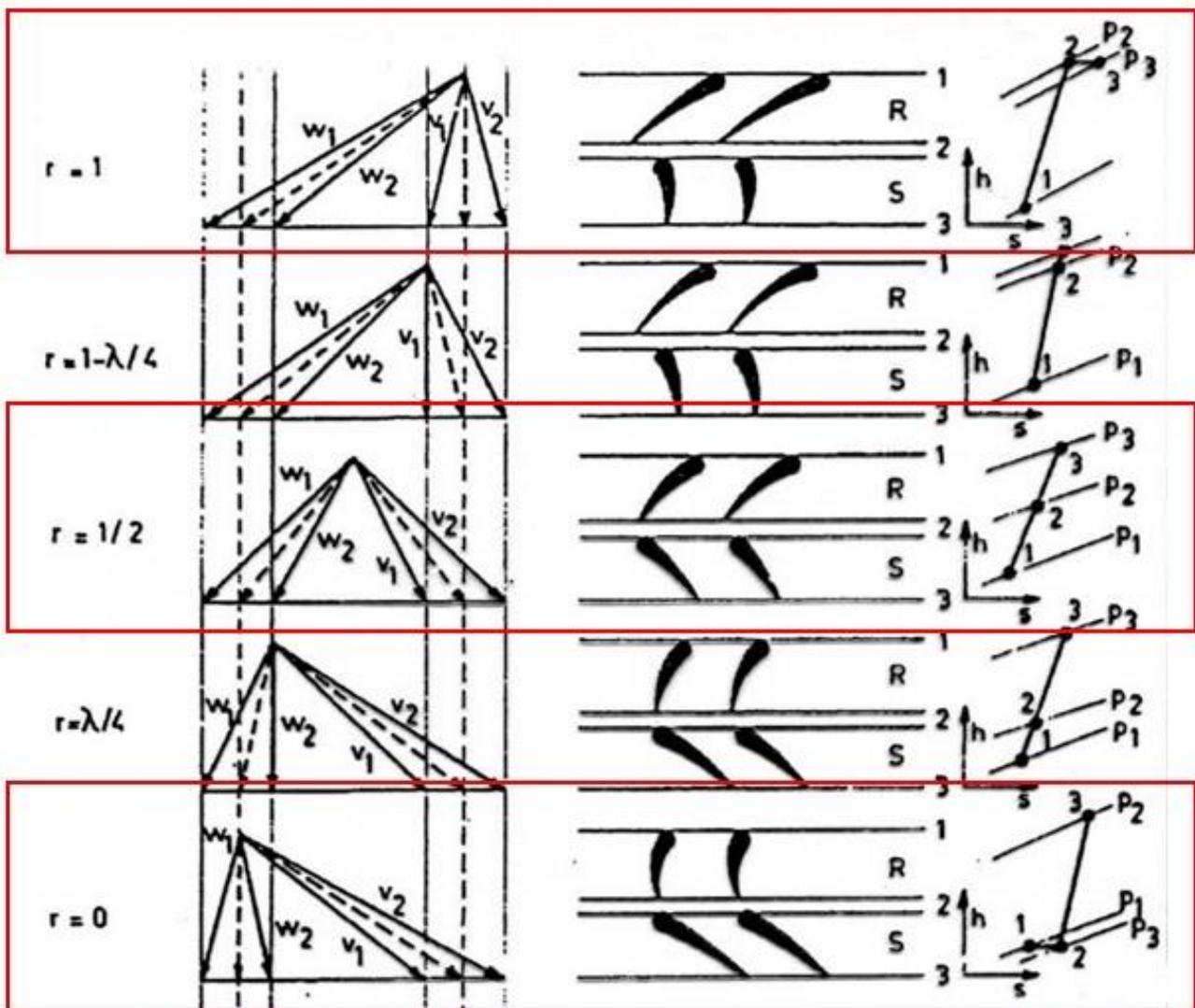
dove il termine relativo alle velocità periferiche si annulla essendo la macchina assiale. Procedendo come nel caso precedente, si ottiene che questa volta sono gli angoli β_1 e β_2 ad essere uguali in modulo, ed è la linea media della pala rotorica ad essere simmetrica.

– Caso $\epsilon = 0.5$:

$$1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2L_u} = 0.5 \Rightarrow c_2^2 - c_1^2 = L_u$$

$$\frac{u_2^2 - u_1^2 - w_2^2 + w_1^2}{2L_u} = 0.5 \Rightarrow w_1^2 - w_2^2 = L_u$$

dove il termine relativo alle velocità periferiche si annulla essendo la macchina assiale. Si è ottenuto quindi: $L_u = c_2^2 - c_1^2 = w_1^2 - w_2^2$, ossia che i moduli delle velocità assolute e relative si scambiano i valori nei triangoli di velocità di ingresso e di uscita. Ricordando di nuovo che si impone $c_{m1} = c_{m2}$, si ottiene in questo caso $\alpha_1 = \beta_2$ e $\alpha_2 = \beta_1$. Rotore e statore hanno quindi lo stesso profilo, solo calettato diversamente. Questa soluzione è particolarmente interessante sia perché ripartire al 50% l'incremento di energia tra componente cinetica e di pressione è una scelta intuitivamente equilibrata, sia perché avere pale tutte uguali per statore e rotore rappresenta un evidente vantaggio economico.



Al termine di questa analisi bisogna però considerare che i triangoli di velocità, e quindi anche il grado di reazione, variano lungo lo sviluppo radiale della pala, complicando la progettazione della macchina.

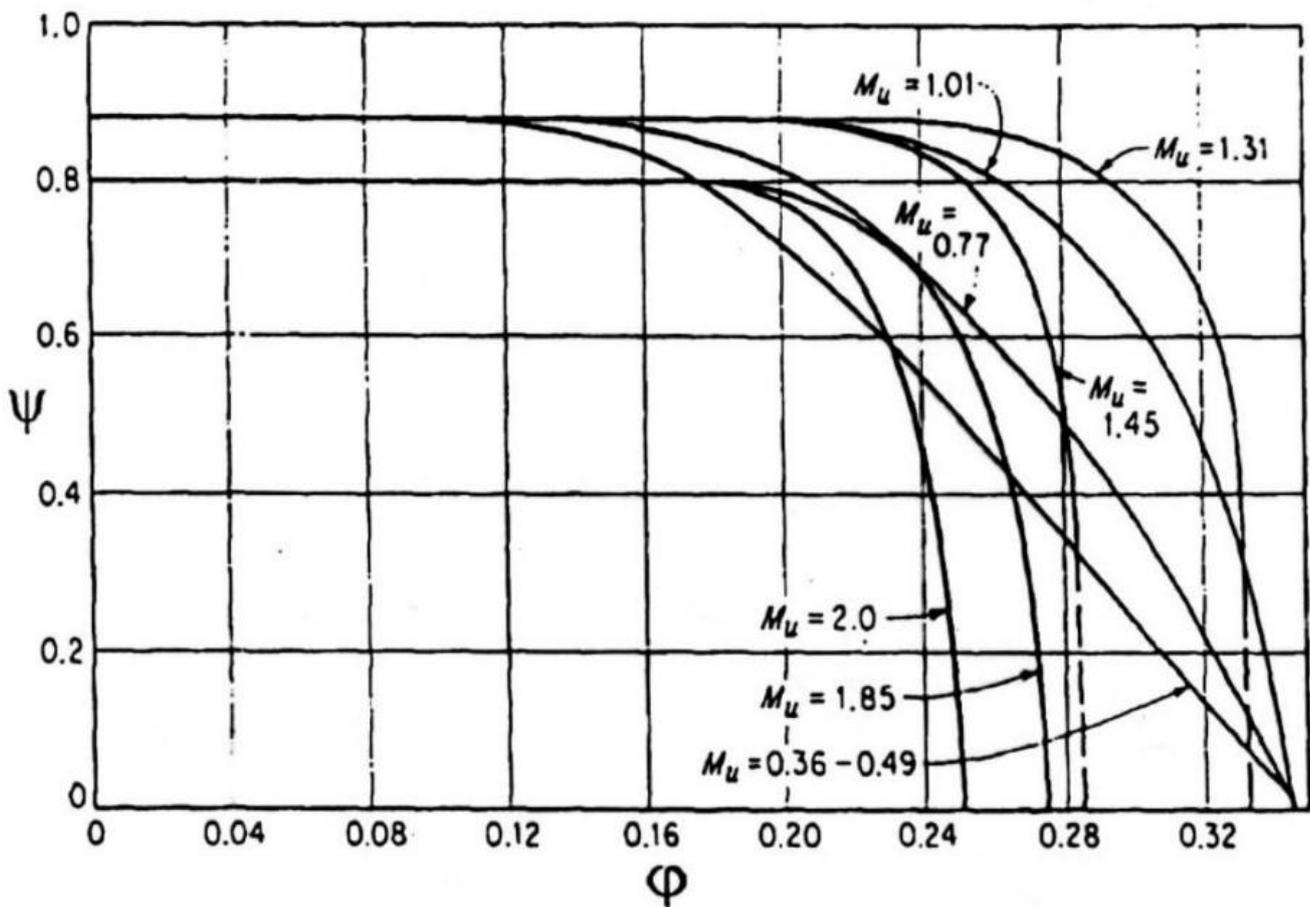
La soluzione del flusso lungo lo sviluppo della pala dal mozzo alla periferia, e la relativa conformazione dei profili, costituisce il classico problema detto "dell'equilibrio radiale" delle turbomacchine assiali: la forza centrifuga agente ortogonalmente al flusso è equilibrata dal gradiente

di pressione in direzione radiale, e tale gradiente può essere ottenuto con diverse distribuzioni radiali di velocità corrispondenti a diverse categorie di “vortici”. Tra questi, il vortice libero è la soluzione più nota, ma non l’unica adottata nella progettazione dei compressori assiali.

Curve caratteristiche dei compressori dinamici e limiti funzionali

Essendo macchine termiche, il legame funzionale più semplice per la descrizione delle prestazioni di famiglie di compressori dinamici geometricamente simili, operanti con flusso turbolento pienamente sviluppato, è $\psi = f(\varphi, Ma)$.

Un esempio di rappresentazione grafica di tale funzionale è riportato in figura, dove le curve sono date per alcuni valori costanti del numero di Mach periferico $M_u = \omega \frac{D}{2a}$.



Finché il numero di Mach è abbastanza basso, c’è un’unica curva di andamento simile a quello di una macchina operatrice idraulica.

All’aumentare di M_u e per φ sufficientemente grandi, la curva caratteristica diventa pressoché verticale a causa del verificarsi del blocco sonico della portata in qualche sezione della macchina.

Le curve si intersecano tra di loro dando alla rappresentazione grafica un aspetto piuttosto caotico. Nella letteratura tecnico-scientifica tale rappresentazione è poco diffusa.

Si usano più frequentemente rappresentazioni in funzione di parametri derivati da quelli ottenuti con la teoria della similitudine, che mantengono il solo fondamentale requisito di essere indipendenti dalle

condizioni di prova, perdendo però di generalità nei riguardi delle dimensioni della macchina, a parità di geometria, e delle proprietà del fluido trattato.

Le curve di funzionamento così ottenute varranno quindi solamente per uno specifico compressore di determinate dimensioni e operante su un determinato fluido.

Andiamo quindi a manipolare le espressioni dei gruppi adimensionali:

– numero di Mach:

ricordando l'espressione della velocità del suono $a = \sqrt{kRT}$ si ottiene:

$$Ma = \frac{\omega D}{a_{01}} = \frac{\omega D}{\sqrt{kRT_{01}}}$$

da cui otteniamo anche che il prodotto ωD che compare nelle cifre di flusso e di pressione si può esprimere come:

$$\omega D = Ma \cdot \sqrt{kRT_{01}}$$

– cifra di flusso:

ricordando che $\rho_{01} = \frac{p_{01}}{RT_{01}}$ e l'espressione di ωD si ottiene:

$$\varphi = \frac{\dot{m}}{\rho_{01} \omega D^3} = \frac{\dot{m}}{\frac{p_{01}}{RT_{01}} \cdot Ma \cdot \sqrt{kRT_{01}} D^2} = \sqrt{\frac{RT_{01}}{k}} \frac{\dot{m}}{Ma \cdot D^2 \cdot p_{01}}$$

– cifra di pressione:

ricordando l'espressione del lavoro isentropico di un gas ideale e l'espressione di ωD si ottiene:

$$\psi = \frac{L_u}{\omega^2 D^2} = \frac{\frac{k}{k-1} RT_{01} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{Ma^2 \cdot kRT_{01}} = \frac{1}{k-1} \frac{\left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{Ma^2}$$

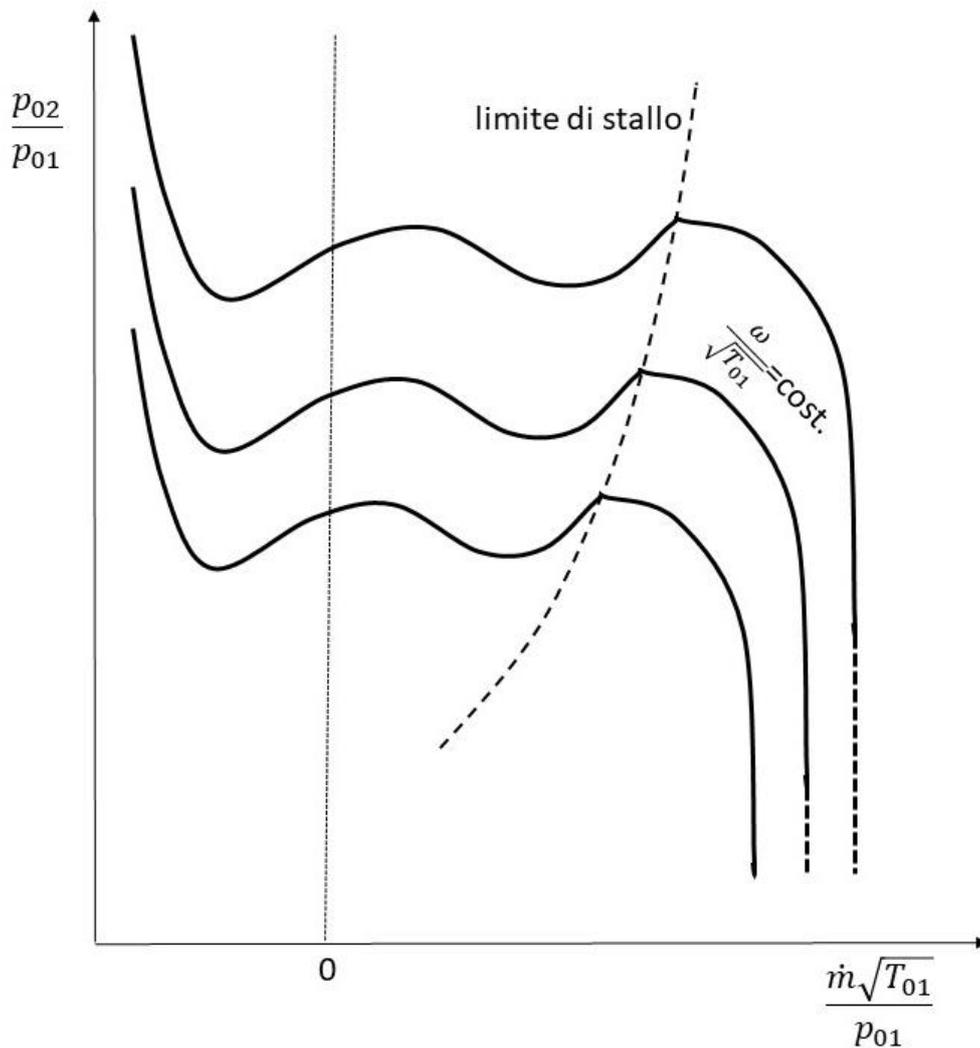
Riducendo ora la generalità delle cifre nel senso indicato in precedenza, e decidendo di continuare a rappresentare una famiglia di curve per un certo numero di valori del numero di Mach, per ognuna di esse i termini D , k , R e Ma sono costanti, per cui:

- $Ma \propto \frac{\omega}{\sqrt{T_{01}}}$
- $\varphi \propto \frac{\dot{m} \sqrt{T_{01}}}{p_{01}}$
- $\psi = f\left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right) = f(\beta)$

La relazione $\psi = f(\varphi, Ma)$ diventa quindi, limitatamente a un dato compressore operante su un dato fluido:

$$\beta = \frac{p_{02}}{p_{01}} = f\left(\frac{\dot{m} \sqrt{T_{01}}}{p_{01}}, \frac{\omega}{\sqrt{T_{01}}}\right)$$

La relativa rappresentazione grafica è illustrata in figura.



Le curve hanno un aspetto più regolare, rispetto alla rappresentazione di partenza. Sono evidenti alcune peculiarità funzionali dei compressori dinamici:

- le portate possono essere anche negative, cioè fluire dalla sezione di mandata a quella di aspirazione attraversando la macchina con verso opposto a quello normale;
- alle alte portate, ad esclusione dei casi con i valori più bassi di $\omega/\sqrt{T_{01}}$, le curve diventano verticali a causa del raggiungimento delle condizioni di blocco sonico, detto anche ingolfamento (*choking*);
- il rapporto di compressione massimo è ottenuto con portate intermedie. Il campo di funzionamento del compressore deve essere compreso tra queste portate e quelle massime di ingolfamento, dove il rapporto di compressione è una funzione decrescente della portata;
- alle portate inferiori a quelle di massimo rapporto di compressione si verifica l'insorgenza dello stallo rotante. Questo può a sua volta, come effetto della interazione compressore-impianto, innescare un altro e più dannoso fenomeno di instabilità, detto pompaggio.

Individuando per ogni valore di $\omega/\sqrt{T_{01}}$ la condizione di stallo, si traccia una linea interpolante detta limite di stallo del compressore.

L'obiettivo della regolazione è, fatta salva la verifica in fase di progetto che la portata massima richiesta dall'utilizzatore non superi quella di ingolfamento, far funzionare il compressore con un certo margine sulla condizione di stallo e con buoni rendimenti. Sfortunatamente (ma ovviamente, se si ricordano gli andamenti dei coefficienti di portanza e di resistenza delle schiere di pale in funzione dell'angolo di incidenza), le condizioni di funzionamento col rendimento più alto saranno sempre pericolosamente vicine al limite di stallo.

Il pompaggio

Il pompaggio è un'instabilità di funzionamento connessa alla comprimibilità del fluido operativo. Un impianto di compressione è concettualmente costituito da un compressore, da una capacità, detta plenum, che rappresenta il volume complessivo dell'impianto a valle del compressore e da una valvola di regolazione del flusso.

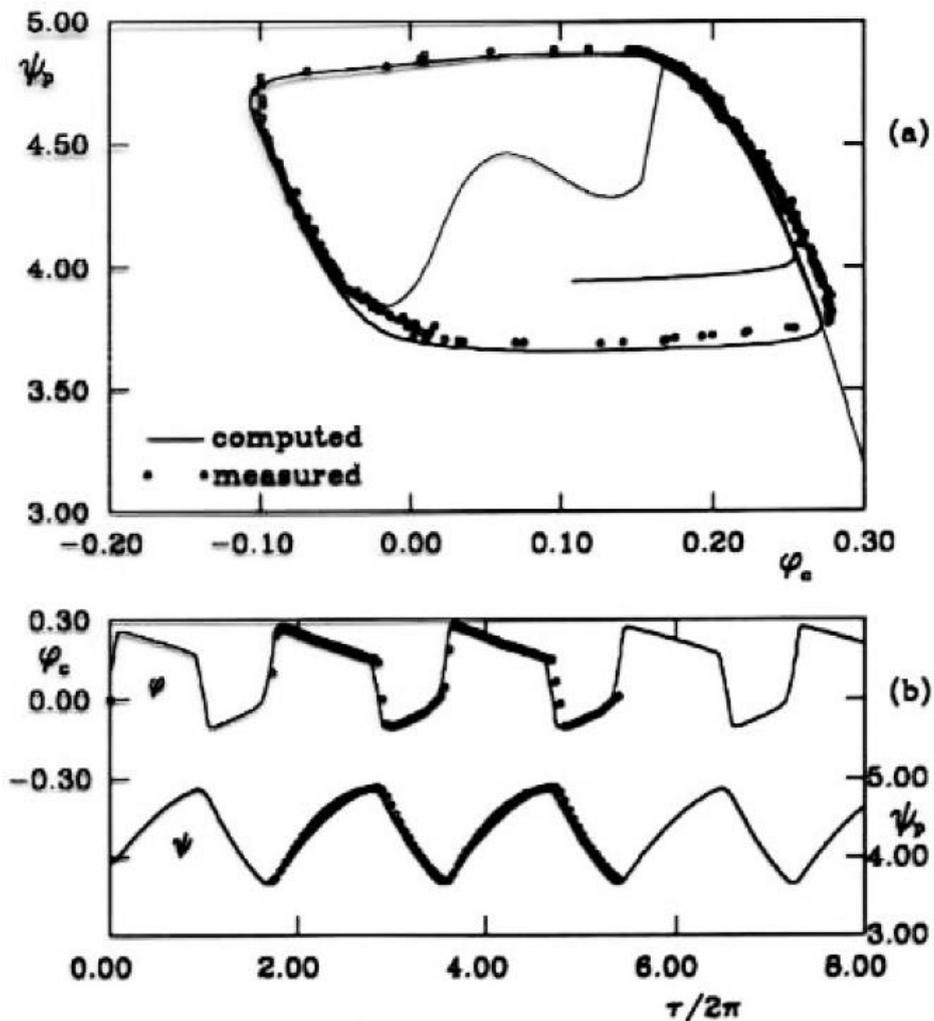


Quest'ultima può essere intesa anche in senso lato, come ad esempio la turbina in un turbogas o nel turbosovralimentatore di un motore alternativo a combustione interna. Senza pretesa di analizzare analiticamente il fenomeno, indichiamo con \dot{m}_c la portata in massa che esce dal compressore e con \dot{m}_v quella che transita attraverso la valvola. In condizioni di funzionamento stabili è sempre $\dot{m}_c = \dot{m}_v$.

Se intervengono delle perturbazioni instazionarie che modificano il flusso, tale eguaglianza può anche non essere soddisfatta istante per istante perché, a causa della comprimibilità, la continuità del flusso può essere rispettata mediante l'accumulo o la riduzione momentanei di massa nel plenum.

Se la caratteristica resistente dell'impianto interseca quella del compressore in punti con portata inferiore al limite di stallo, le perturbazioni del flusso dovute ad esso potranno innescare il meccanismo di riempimento e svuotamento ciclico del plenum in cui consiste il pompaggio.

Anziché rimanere fisso al punto di intersezione delle due caratteristiche, quando la pressione è più bassa il punto di funzionamento si sposta lentamente lungo la caratteristica stabile, riempiendo il plenum e incrementandone la pressione fino ad arrivare al punto di stallo. In queste condizioni il compressore non può più aumentare la pressione per cui il punto di funzionamento si sposta rapidamente sulla caratteristica a portata negativa. Il plenum inizia quindi lentamente a svuotarsi seguendo la curva caratteristica negativa, nel senso che una frazione del fluido accumulato defluisce in senso inverso attraverso il compressore. Questo infatti, essendo dinamico, non ha una barriera fisica che separa gli ambienti a monte e a valle del compressore, per cui il senso del flusso è determinato solo da equilibri di forze. Quando viene raggiunta nuovamente la pressione mediamente più bassa dalla quale si era iniziata la descrizione, il punto di funzionamento si sposta rapidamente sulla caratteristica stabile iniziando un nuovo ciclo di pompaggio.



La frequenza tipica del pompaggio è bassa, nell'ordine di 1 Hz, ma l'energia coinvolta è così elevata da poter risultare distruttiva per l'impianto.

Il pompaggio può essere anche descritto analiticamente mediante la definizione di opportune cifre adimensionali, che permettono in particolare di prevederne le possibilità di insorgenza e l'intensità energetica.

In linea di massima si può dire che il pompaggio è favorito da compressori ad alte prestazioni e volumi di plenum elevati.

Poiché il pompaggio è una condizione di funzionamento non ammissibile, e l'estensione delle curve caratteristiche a portate inferiori a quelle di stallo interessa solo nel campo della ricerca sulle macchine e sui controlli, normalmente i costruttori forniscono le curve di funzionamento limitatamente al campo operativo stabile.

Condizioni di riferimento standard, grandezze corrette e ridotte

Può essere comodo riferire le prestazioni a delle condizioni di riferimento standard, come quelle indicate dalle normative.

Indicando con il pedice “s” le grandezze relative alle condizioni operative standard, con il pedice “c” quelle corrette e senza pedice quelle rilevate o da calcolare in condizioni reali, si potranno riscrivere i gruppi prima definiti nel modo seguente:

$$\triangleright \beta = \frac{p_{02}}{p_{01}} = \frac{p_{02,c}}{p_{01,s}} \Rightarrow p_{02,c} = p_{02} \frac{p_{01,s}}{p_{01}}$$

$$\triangleright \frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{p_{01}} = \frac{\dot{m}_c\sqrt{T_{01,s}}}{p_{01,s}} \Rightarrow \dot{m}_c = \dot{m} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{01,s}}} \frac{p_{01,s}}{p_{01}}$$

$$\triangleright \frac{\omega}{\sqrt{T_{01}}} = \frac{\omega_c}{\sqrt{T_{01,s}}} \Rightarrow \omega_c = \omega \sqrt{\frac{T_{01,s}}{T_{01}}}$$

Volendo riferirsi alla portata volumetrica \dot{V} anziché a quella massica, si può scrivere, ricordando la legge dei gas perfetti nella forma $p/\rho = RT$:

$$\triangleright \dot{V}_c \cdot \rho_{01,s} = \dot{V} \cdot \rho_{01} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{01,s}}} \frac{p_{01,s}}{p_{01}} \Rightarrow \dot{V}_c = \dot{V} \frac{\rho_{01}}{\rho_{01,s}} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{01,s}}} \frac{p_{01,s}}{p_{01}} = \dot{V} \sqrt{\frac{T_{01,s}}{T_{01}}}$$

Definendo ora le pressioni e le temperature ridotte:

$$\delta = \frac{p_{01}}{p_{01,s}} \quad \theta = \frac{T_{01}}{T_{01,s}}$$

le relazioni precedenti diventano, con scrittura più sintetica:

$$\triangleright p_{02,c} = \frac{p_{02}}{\delta}$$

$$\triangleright \dot{m}_c = \dot{m} \frac{\sqrt{\theta}}{\delta}$$

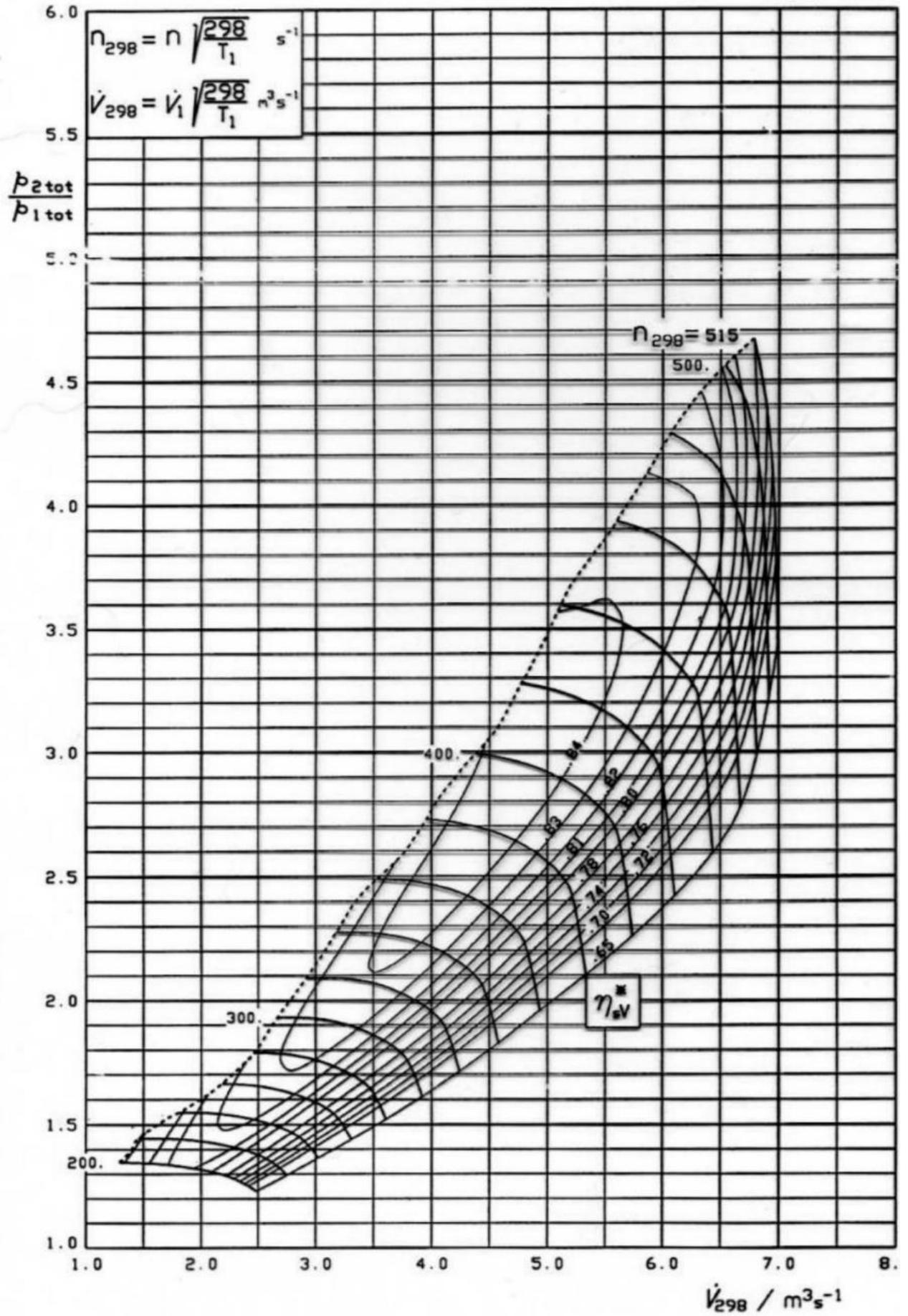
$$\triangleright \dot{V}_c = \frac{\dot{V}}{\sqrt{\theta}}$$

$$\triangleright \omega_c = \frac{\omega}{\sqrt{\theta}}$$

Le curve caratteristiche riportate in figura sono rappresentate in accordo con le notazioni ora introdotte

Si può osservare che, mentre alle basse velocità non si verifica l’ingolfamento, a quelle più elevate la portata limite dapprima cresce all’aumentare dei giri per poi assestarsi su un valore massimo comune.

Ricordando che l’ingolfamento consiste nel blocco sonico della portata, e che il valore di blocco dipende dall’energia posseduta dal fluido a monte del dispositivo ingolfato, si può dedurre che nel primo caso, alle velocità relativamente più basse, è il diffusore a ingolfarsi poiché un incremento della velocità di rotazione implica un aumento dell’energia fornita al fluido a monte di esso, mentre nel secondo è la girante ad ingolfarsi, infatti le condizioni a monte di questa sono costanti e indipendenti dalla velocità di rotazione.

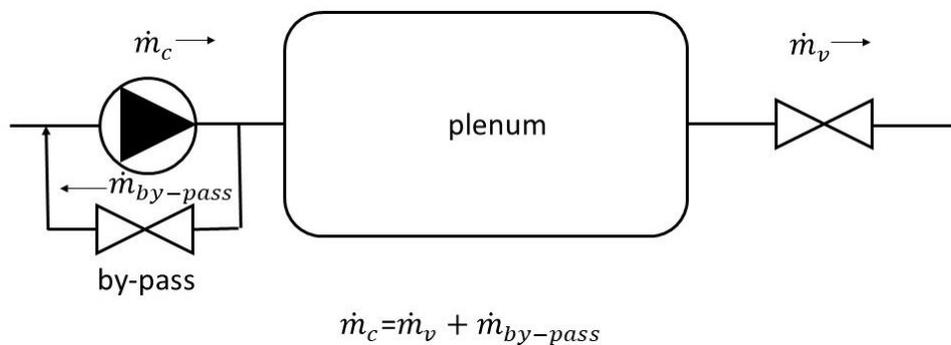


Regolazione dei compressori dinamici

La regolazione dei compressori dinamici può essere realizzata con i criteri base già introdotti nel caso delle pompe e dei ventilatori. Si ricordi a questo proposito che nelle valvole di regolazione il flusso è soggetto al un processo dissipativo isoentalpico detto laminazione.

Nel caso sia prevista la variazione della geometria della palettatura, si interviene sull'inclinazione delle pale statoriche, come ad esempio nei compressori assiali dei turbogas.

Per impedire poi al compressore di lavorare in condizioni troppo vicine a quelle di stallo anche quando non sia possibile evitarle riducendo la velocità di rotazione della macchina e/o quando sia richiesto di lavorare con portate inferiori al limite, ad esempio nei transitori o in situazioni di emergenza, si adotta un bypass con riflusso alla zona di aspirazione.



A valle del compressore, e prima del plenum, si realizzato un circuito di ritorno a monte della aspirazione, nel quale il flusso è controllato da una valvola asservita al sistema di regolazione. Normalmente la valvola è chiusa, ma in condizioni di emergenza si apre per cui il compressore opera con una portata superiore a quella inviata al plenum di una quantità pari alla portata di by-pass.

Compressori volumetrici

I compressori volumetrici sono più adatti dei compressori dinamici a realizzare elevati rapporti di compressione con portate di fluido ridotte.

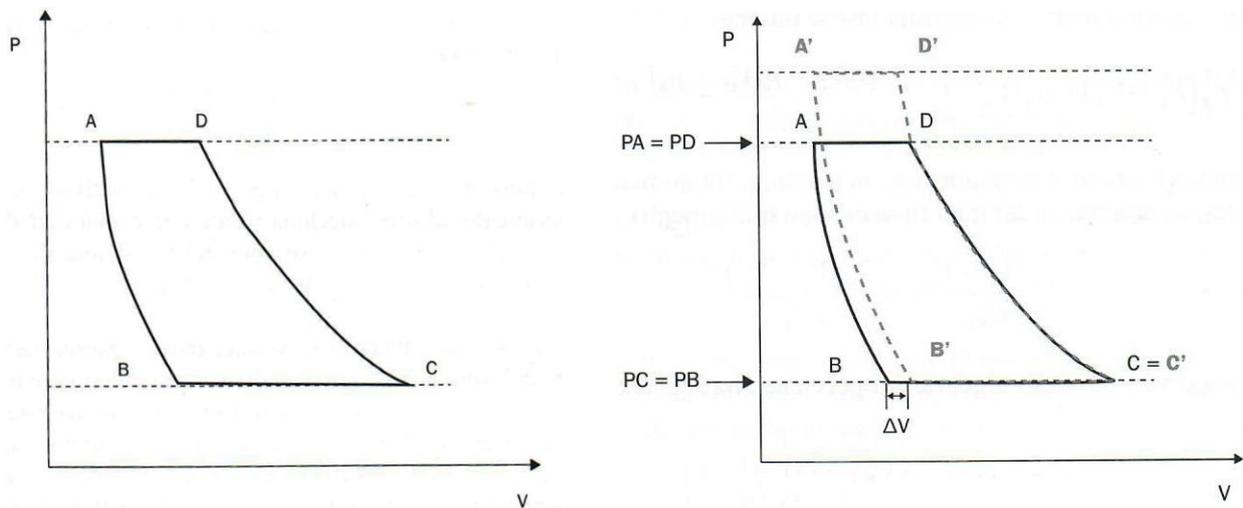
Possono essere alternativi o rotativi: il principio generale di funzionamento è simile, ma con alcune particolarità. Queste saranno messe in evidenza descrivendo prima, con maggior dettaglio, il compressore alternativo a stantuffo e poi, in maniera più sintetica, alcuni tipi di compressori rotativi.

Compressori alternativi a stantuffo

Sono stati i primi compressori a venire sviluppati. Lo schema di una macchina monocilindrica a semplice effetto è simile a quello di una pompa dello stesso tipo. Il moto alterno dello stantuffo è tipicamente realizzato con un meccanismo biella e manovella. Le valvole sono solitamente automatiche ma, a differenza del caso delle pompe, grazie alla comprimibilità del fluido trattato, la valvola di aspirazione può anche essere comandata per regolare la portata, come sarà illustrato più avanti. La pressione di mandata può essere dell'ordine di grandezza delle centinaia di bar.

I compressori alternativi possono essere macchine di dimensioni e potenze elevate, installate in diversi tipi di impianti di processo, ma sono anche utilizzati per piccole applicazioni a bassa portata e pressioni non necessariamente estreme, come ad esempio nel caso dei piccoli compressori da officina.

Analogamente al caso delle pompe alternative a stantuffo, il ciclo si rappresenta sul piano P-V, ed è limitato sull'asse delle ascisse dai volumi ai punti morti, la cui differenza dà la cilindrata del compressore, V , e sull'asse delle ordinate dalle pressioni in fase di aspirazione, p_1 , e di mandata, p_2 .



Un parametro geometrico importante, in aggiunta a quelli già introdotti nella trattazione delle pompe alternative, è il grado di spazio morto:

$$\mu = \frac{V_{min}}{V}$$

dove V_{min} è il volume dello spazio morto, cioè il volume interno al cilindro quando lo stantuffo è al punto morto superiore. Questo volume influenza pesantemente il funzionamento del compressore, mentre risultava praticamente ininfluenza nel caso della pompa.

La forma del ciclo ideale si differenzia infatti nettamente da quello della pompa, a causa della comprimibilità del fluido: la fase di compressione, C-D, e quella di espansione del gas rimasto intrappolato nello spazio morto, A-B, non sono più isocore ma isoentropiche.

Come si osserva in figura, il volume dello spazio morto dovrà essere quanto più ridotto possibile, dato che la citata espansione del gas intrappolato riduce il volume aspirabile rispetto a quello della cilindrata. Aumentando la pressione di mandata aumenta la massa intrappolata e si riduce di conseguenza il volume aspirabile. Questo limite funzionale non era ovviamente presente nel caso delle pompe.

È opportuno allora introdurre il coefficiente di riempimento, λ_v . Con riferimento al ciclo ideale di figura, il coefficiente di riempimento ideale è:

$$\lambda_{v_{id}} = \frac{m_a}{\rho_1 V} = \frac{\rho_1 (V_C - V_B)}{\rho_1 V} = \frac{V_C - V_B}{V}$$

dove m_a è la massa aspirata.

E' ora conveniente correlare $\lambda_{v_{id}}$ a μ . I volumi V_C e V_B possono essere scritti come:

- $V_C = (1 + \mu)V$
- $V_B = \beta^{\frac{1}{k}} \mu V$, essendo: $p_2 (\mu V)^k = p_1 V_B^k \Rightarrow V_B^k = \frac{p_2}{p_1} (\mu V)^k = \beta (\mu V)^k$

per cui il coefficiente di riempimento ideale diventa:

$$\lambda_{v_{id}} = \frac{(1 + \mu)V - \beta^{\frac{1}{k}} \mu V}{V} = 1 - \mu \left(\beta^{\frac{1}{k}} - 1 \right)$$

Nel caso reale sarà opportuno definire il riempimento con riferimento alla massa mandata m_m , che potrà differire a causa dei trafilamenti da quella aspirata, m_a , e scrivere quindi:

$$\lambda_v = \frac{m_m}{\rho_1 V}$$

Il coefficiente di riempimento influenza il lavoro di compressione compiuto in un ciclo ideale ma non il lavoro unitario, riferito cioè a una portata in massa unitaria, e quindi non ha influenza sul rendimento di compressione. Il lavoro compiuto in un ciclo ideale è infatti:

$$L_{c_{id}} = - \oint p dV = \oint V dp \Rightarrow$$

$$L_{c_{id}} = \int_C^D V dp - \int_B^A V dp = \frac{k}{k-1} p_1 (V_C - V_B) \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{k}{k-1} p_1 \lambda_{v_{id}} V \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

ed è funzione di $\lambda_{v_{id}}$. La potenza interna ideale del compressore può essere calcolata in funzione di $L_{c_{id}}$ oppure del lavoro unitario ideale $L_{u_{id}}$:

$$P_{i_{id}} = L_{c_{id}} \frac{n}{60} i = \dot{m} L_{u_{id}} = \lambda_{v_{id}} \rho_1 i V \frac{n}{60} L_{u_{id}}$$

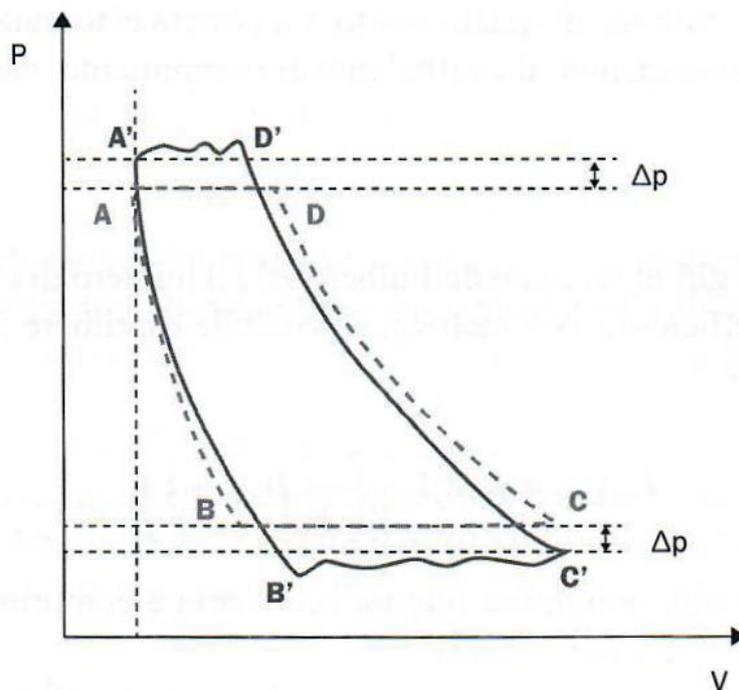
e inserendo la formulazione esplicita di $L_{c_{id}}$ appena trovata si ottiene:

$$\frac{k}{k-1} p_1 \lambda_{v_{id}} V \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{n}{60} i = \lambda_{v_{id}} \rho_1 i V \frac{n}{60} L_{u_{id}} \Rightarrow L_{u_{id}} = \frac{p_1}{\rho_1} \frac{k}{k-1} \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

dove n è la velocità di rotazione in giri/min e i è il numero di cicli che si realizza ad ogni giro (come illustrato più avanti, può essere superiore a uno). L'espressione di $L_{u_{id}}$ è quindi quella ben nota del lavoro isoentropico, e non dipende da $\lambda_{v_{id}}$.

Le differenze tra ciclo ideale e reale, detto anche ciclo indicato, sono in parte analoghe a quelle già osservate studiando le pompe:

- durante il riempimento, la pressione all'interno del cilindro è inferiore a quella nell'ambiente di aspirazione;
- durante lo svuotamento, la pressione all'interno del cilindro è superiore a quella nell'ambiente di mandata;
- la compressione e l'espansione non sono isoentropiche e neanche adiabatiche, perché usualmente vi sarà uno scambio termico, instazionario, con le pareti del cilindro.



L'area del ciclo rappresenta il lavoro assorbito: quella del ciclo indicato è superiore a quella del ciclo ideale. Si può definire come pressione media indicata, p_{mi} , quel valore di pressione che moltiplicato per la cilindrata fornisce l'area del ciclo indicato, cioè il lavoro di compressione reale L_c :

$$L_c = p_{mi} V \Rightarrow p_{mi} = \frac{L_c}{V}$$

La potenza interna effettiva del compressore, o potenza indicata, è quindi:

$$P_i = p_{mi} V \frac{n}{60} i$$

e il rendimento isentropico interno, o indicato, vale:

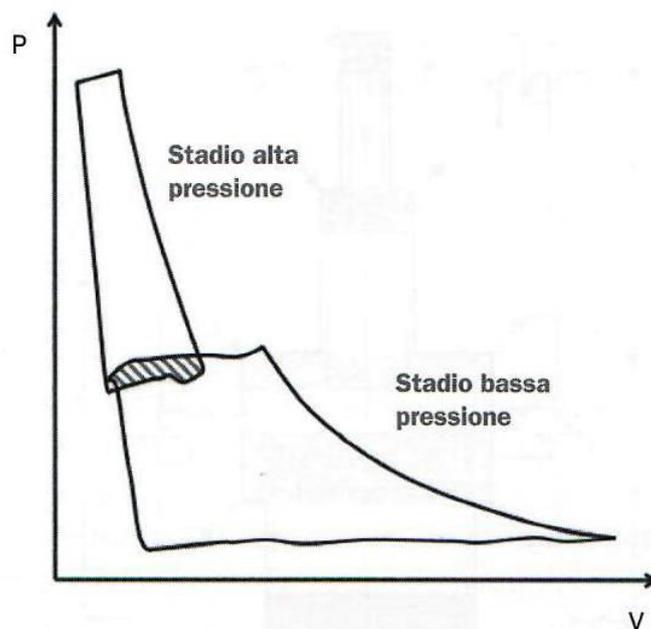
$$\eta_i = \frac{P_{i_{id}}}{P_i} = \frac{L_{c_{id}} \frac{n}{60} i}{p_{mi} V \frac{n}{60} i} = \frac{L_{c_{id}}}{p_{mi} V} = \frac{\dot{m} L_{i_{id}}}{p_{mi} V \frac{n}{60} i}$$

Analogamente potrebbe essere definito il rendimento isoterma, assumendo quale trasformazione reversibile di confronto con il processo reale quella a temperatura costante.

Indicativamente, il rendimento isentropico può essere pari a $0.65 \div 0.75$. Per trovare il rendimento totale, η_t , bisogna poi considerare il rendimento meccanico η_m .

Il rapporto volumetrico di compressione è usualmente ≤ 6 , mentre β può variare tra 6 e 10. Con rapporti di compressione più elevati, oltre alla riduzione della efficienza volumetrica, si avrebbero temperature di fine compressione troppo elevate, incompatibili con le caratteristiche fisiche reologiche dell'olio lubrificante.

Per realizzare i rapporti di compressione elevati, che caratterizzano le più tipiche applicazioni industriali di queste macchine, si utilizzano compressori alternativi a più stadi con refrigerazione intermedia. Si possono utilizzare più unità monostadio o a doppio effetto, con meccanismi biella-manovella distinti. È molto diffuso anche l'impegno di unità in cui, con un unico manovellismo, si aziona uno stantuffo "a gradino", cioè con sezioni di diverso diametro, che si riduce passando da uno stadio di compressione al successivo. La figura mostra il diagramma indicato per un processo di compressione a due stadi.



Le figure successive mostrano diverse architetture di compressori alternativi a più stadi in serie e/o in parallelo.

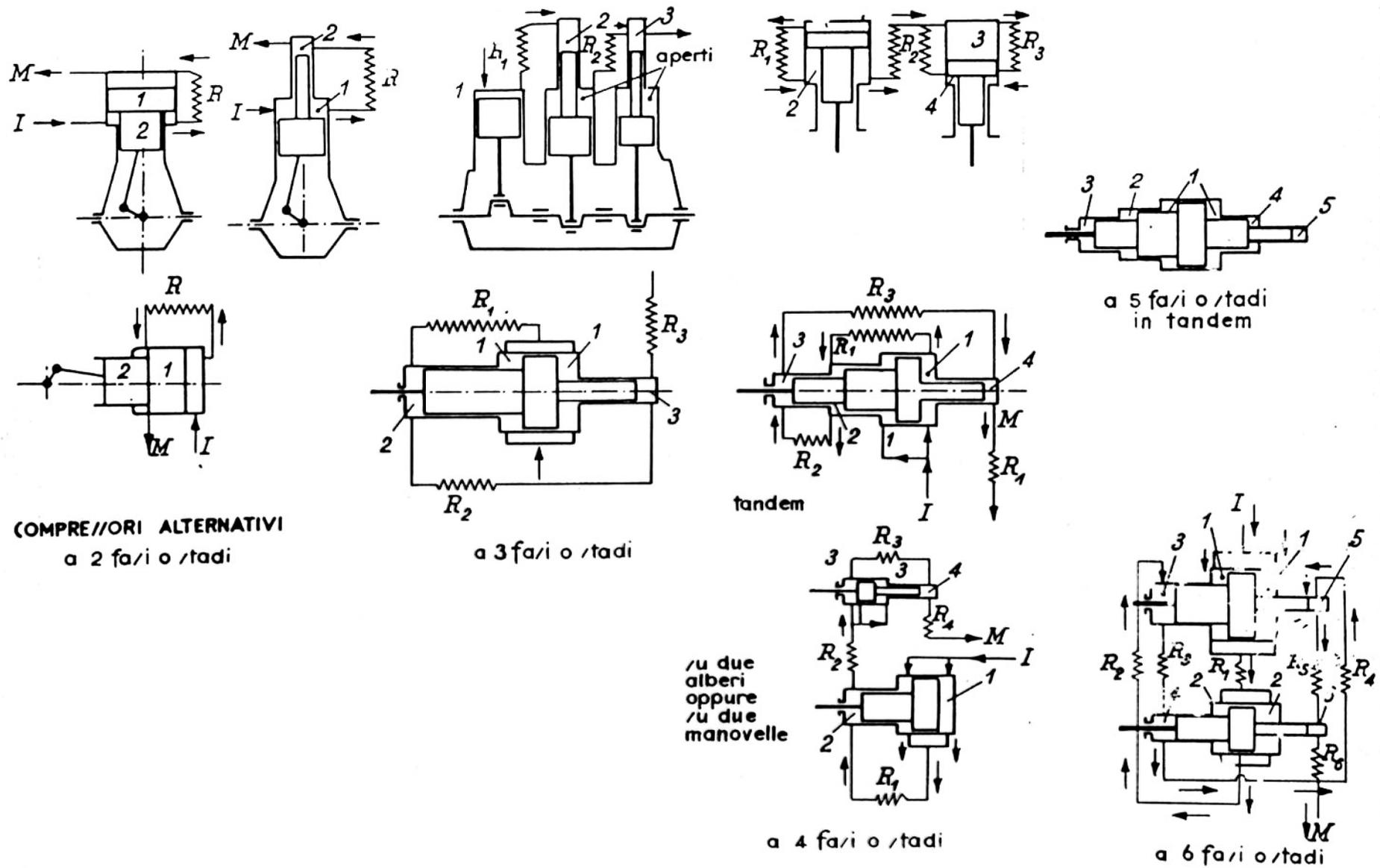
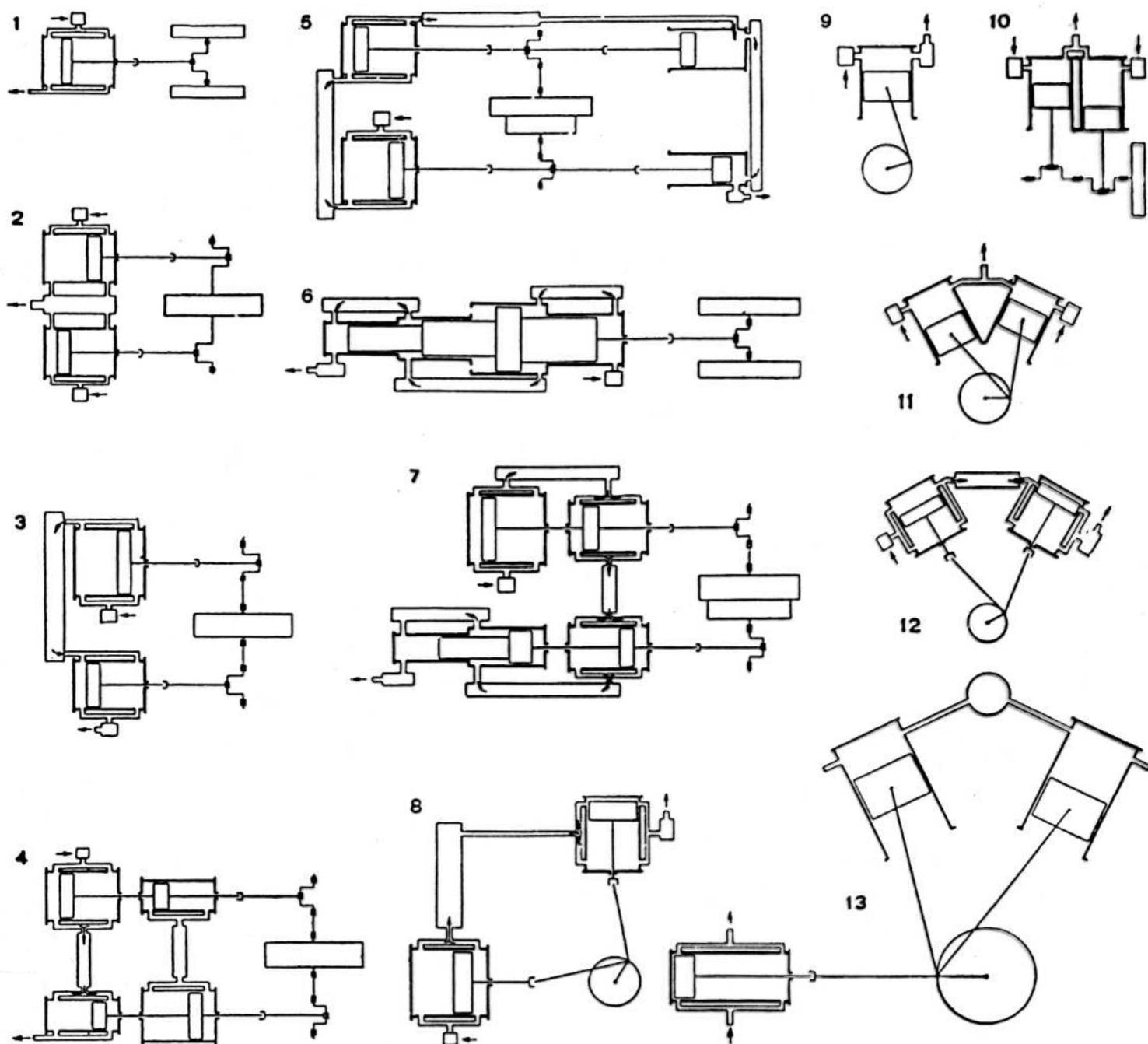


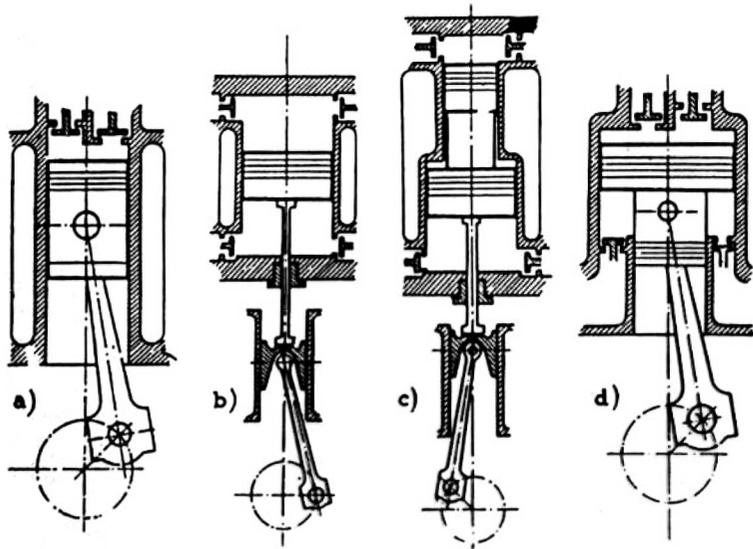
Fig. 227 - Rappresentazione schematica dei compressori alternativi a stantuffi a più stadi di compressione.



1. **Compressore orizzontale monofase a doppio effetto.**
2. **Compressore orizzontale monofase a doppio effetto tipo duplex.**
3. **Compressore orizzontale a due stadi a doppio effetto tipo duplex.**
4. **Compressore orizzontale a due stadi a doppio effetto tipo duplex con matrice a vapore a duplice espansione in tandem.**
5. **Compressore orizzontale a quattro stadi con cilindri in corpi duplex contrapposti.**
6. **Ipercompressore orizzontale a quattro stadi con stantuffi a gradino.**

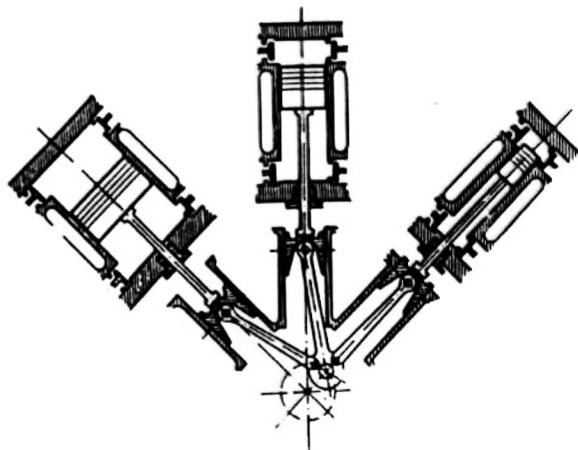
7. **Ipercompressore orizzontale a cinque stadi con due corpi (B.P. e A.P.) in duplex.**
8. **Compressore a due stadi a doppio effetto con cilindri ad angolo retto.**
9. **Compressore verticale monofase a semplice effetto.**
10. **Compressore verticale bicilindrico monofase a semplice effetto.**
11. **Compressore bicilindrico monofase con cilindri a "V" a semplice effetto.**
12. **Compressore a due stadi con cilindri a "V" a doppio effetto.**
13. **Motocompressore con cilindri motori a "V" e cilindri compressori orizzontali a doppio effetto.**

Fig. 192. — Disposizione schematica dei cilindri in vari tipi di compressori.

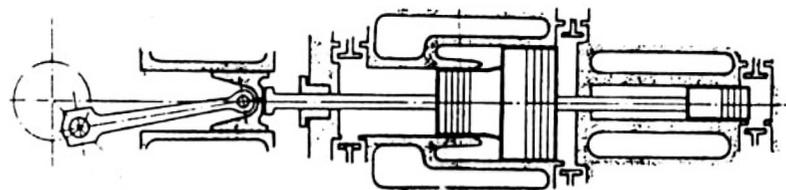


- Rappresentazioni schematiche di compressori alternativi a stantuffo ad asse verticale.

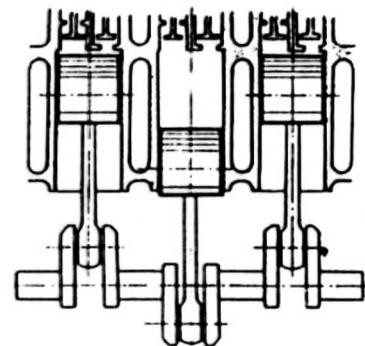
a) compressore funzionante a semplice effetto; b) compressore funzionante a doppio effetto; c) compressore ad effetti contrapposti, con stantuffo a gradini; d) compressore con stantuffo differenziale.



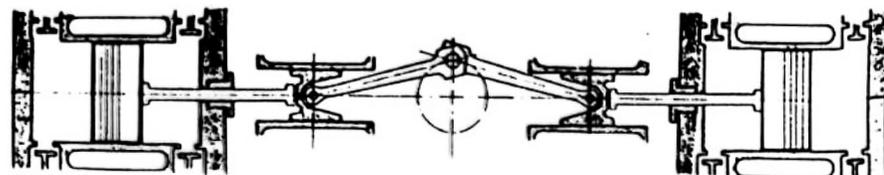
Raffigurazione schematica di compressore con cilindri di slocati a W.



Raffigurazione schematica di compressore con cilindri in tandem, ad asse orizzontale.



Raffigurazione schematica di compressore con cilindri in linea ad asse verticale.



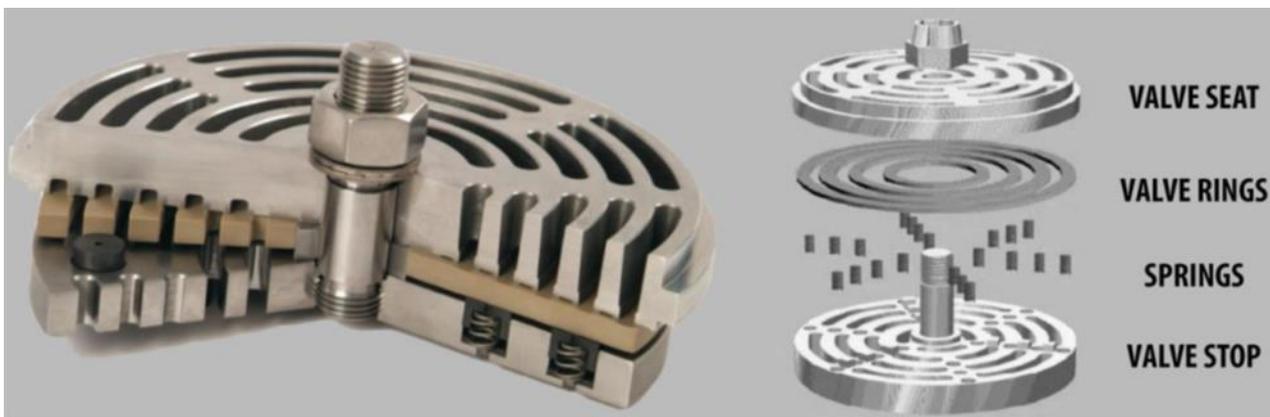
Raffigurazione schematica di compressore ad asse orizzontale con cilindri contrapposti.

Esistono diverse tipologie di valvole automatiche per compressori:

- a lamelle, usate per piccoli compressori a singolo effetto ed elevata velocità di rotazione;
- a fungo, usate nei compressori ad elevatissima pressione;
- ad anelli, per compressori di dimensioni medie e grandi.

Le valvole ad anelli rappresentano la tipologia di valvole più diffusa in ambito Oil & Gas. Sono composte dai seguenti elementi:

- la sede, di forma circolare, in cui sono ricavate le sezioni di passaggio per il flusso;
- l'otturatore, costituito da anelli in materiale plastico;
- le molle, che assicurano la tenuta dell'otturatore sulla sede;
- la contro-sede, dove l'otturatore si appoggia durante l'apertura della valvola e ne determina l'alzata.



Il principio di funzionamento delle valvole automatiche si basa sulla differenza di pressione tra valle e monte dell'otturatore.

Con riferimento alla valvola di scarico, l'otturatore si apre quando la forza applicata sulle superfici a contatto con il gas all'interno del cilindro, che sta superando la pressione dell'ambiente di mandata, vince il precarico imposto dalle molle.

Una volta che la pressione fra i due lati si bilancia la valvola è mantenuta aperta dalla spinta del gas sugli anelli.

La chiusura della valvola avviene quando la forza esercitata dal flusso non sovrasta più quella elastica delle molle di richiamo.

Le curve caratteristiche dei compressori alternativi a stantuffo si differenziano nettamente da quelle dei compressori dinamici.

Per quanto visto in precedenza, in assenza di dispositivi di variazione della fasatura delle valvole di aspirazione, la portata a rapporto di compressione costante è funzione lineare della velocità di rotazione, mentre a giri fissi e rapporto di compressione variabile essa cambia con la variazione del coefficiente di riempimento, cioè diminuisce all'aumentare della pressione di mandata.

Solitamente, lo scopo della regolazione nei compressori alternativi a stantuffo è mantenere costante la pressione all'utilizzatore al variare della portata richiesta.

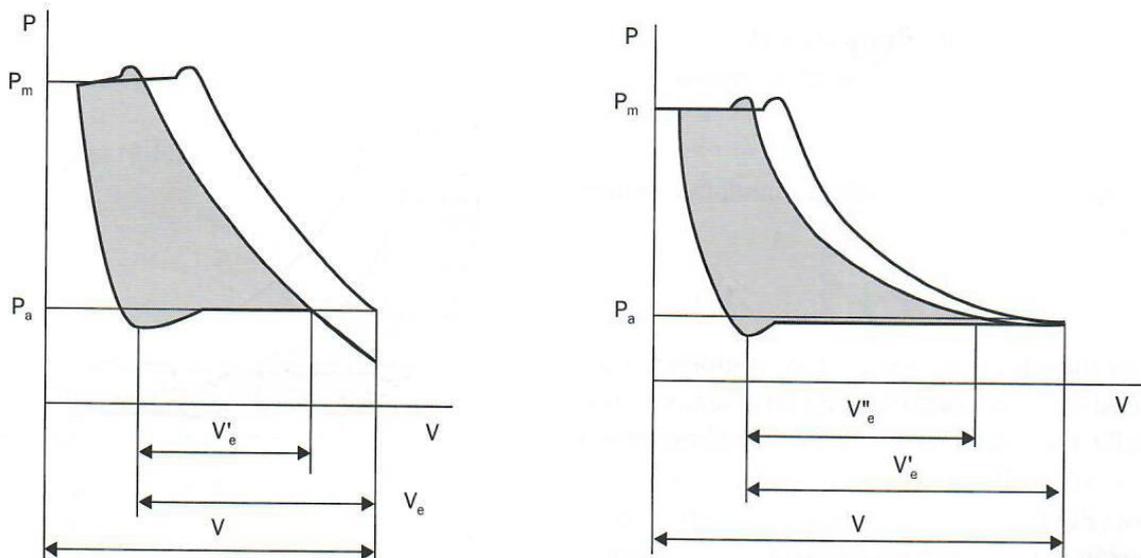
La portata si può regolare in diversi modi grazie alla maggiore flessibilità, rispetto al caso delle pompe dello stesso tipo, data dalla comprimibilità del fluido trattato. Le soluzioni possibili, nella ipotesi di funzionamento continuo del compressore, sono:

- variazione della velocità di rotazione del compressore;
- laminazione del fluido alla aspirazione o alla mandata;
- variazione della fasatura della valvola di aspirazione, se del tipo comandato.

Con la laminazione all'aspirazione, non adottabile nel caso delle pompe perché provocherebbe cavitazione, si riducono pressione e densità del gas aspirato.

La variazione della fasatura, anche questa impossibile nel caso delle pompe, consiste nell'anticipare o nel posticipare rispetto al PMI la chiusura della valvola di aspirazione:

- se si anticipa la chiusura, durante la parte finale della corsa dello stantuffo fino al PMI il gas espanderà per poi venire ricompresso nella parte iniziale della successiva corsa di compressione;
- se si ritarda la chiusura, nella parte iniziale della corsa di compressione una parte del gas aspirato sarà espulso e rifluirà nell'ambiente di aspirazione.



Dal punto di vista della regolazione le due soluzioni sono equivalenti.

Nelle applicazioni che consentono un funzionamento discontinuo del compressore, il criterio di regolazione più semplice è quello cosiddetto del “tutto o niente”.

Il gas compresso è inviato all'utenza scaricando un serbatoio attraverso un regolatore di pressione. Quando la sovrappressione nel serbatoio rispetto al valore impostato al regolatore scende a un valore soglia prefissato il compressore si avvia, fino a riportare la pressione nel serbatoio al valore massimo previsto.

Questo è il criterio di regolazione tipico nei piccoli compressori di officina.