

X COMPRESSORI

Le caratteristiche geometriche ed i principi di funzionamento delle macchine operatrici per fluidi comprimibili, altrimenti detti compressori, sono simili a quelli delle pompe descritte nei paragrafi precedenti e, perciò, non ci dilungheremo nella descrizione di tali macchine, limitandoci ad evidenziarne alcuni aspetti particolari dipendenti essenzialmente dalla natura del fluido elaborato.

X-1 Compressori volumetrici alternativi.

In analogia con le pompe dello stesso tipo, i compressori alternativi, a semplice o doppio effetto, sono macchine destinate ad elaborare portate relativamente basse e a fornire i più elevati rapporti di compressione per stadio e funzionanti a basso regime di rotazione ($\cong 1000$ g/l' e velocità medie dello stantuffo di circa $7 \div 8$ m/s per i compressori veloci, di piccole dimensioni ed elevato rapporto di compressione, $100 \div 200$ g/l' e velocità medie di circa 2 m/s per i compressori lenti, di grandi dimensioni e basso rapporto di compressione).

Per quanto concerne le principali differenze rispetto alle pompe, possiamo schematicamente elencare:

- Necessaria presenza di valvole d'aspirazione e di scarico azionate automaticamente secondo la particolare fase di lavoro del pistone. A motivo della comprimibilità del fluido, le valvole d'aspirazione e quelle di mandata saranno contemporaneamente chiuse per un intervallo di tempo più o meno esteso in funzione del rapporto di compressione desiderato.
- Maggiori sollecitazioni termiche che impongono, non volendo utilizzare leghe speciali, l'adozione di sistemi di raffreddamento e/o della compressione inter-refrigerata.
- Maggiori problemi nella realizzazione di tenute efficaci a causa della minor viscosità dei gas rispetto ai liquidi.
- Influenza dello spazio morto sulle prestazioni della macchina: si va da rapporti di compressione per stadio dell'ordine di $9 \div 10$ per i compressori di piccole dimensioni sino a scendere anche a $\cong 2$ per quelli lenti di grandi dimensioni.

Una maggior comprensione dell'ultima notazione può derivare dall'analisi della figura X-1 a), in cui è riportato l'andamento delle pressioni all'interno del cilindro in funzione del volume spazzato, o generato, dal pistone durante la propria corsa.

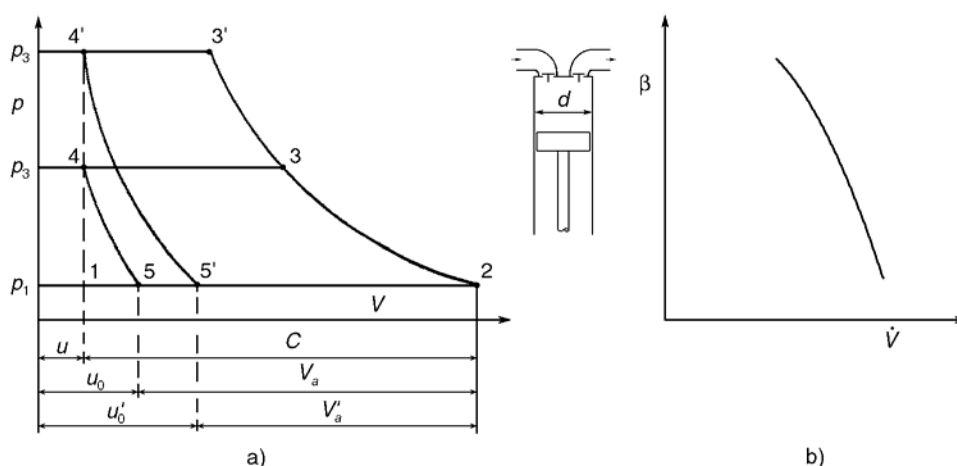


Fig. X-1

Partendo dal punto morto inferiore (fine aspirazione), possiamo distinguere:

- Una fase di compressione 2-3, effettuata con valvole d'aspirazione e di mandata chiuse, dalla pressione p_2 alla pressione di scarico p_3 . La trasformazione 2-3 sarà genericamente una politropica con indice compreso tra 1 (isoterma) e $k = \frac{c_p}{c_v}$ (isoentropica).
- Una fase d'espulsione 3-4, effettuata con valvola di scarico aperta e valvola d'aspirazione chiusa, che, nel caso d'efflusso ideale, è rappresentabile mediante un'isobara. Si può osservare che, a fine corsa del pistone (punto morto superiore), rimane un volume residuo, indicato con u in figura e detto spazio nocivo o spazio morto, che dipende dalle ineliminabili tolleranze di lavorazione, dal numero delle valvole, dalla loro geometria e dalla loro disposizione. Indicando, quindi, con V_c il volume interno del cilindro e con $C = \pi \frac{d^2}{4} c$ (d = diametro d'alesaggio, c = corsa del pistone) il volume spazzato (o generato) dal pistone durante la propria corsa, altrimenti detto cilindrata, sarà $V_c = C + u$.
- Una corsa d'aspirazione 0-2, effettuata con valvola di mandata chiusa e valvola d'aspirazione aperta, rappresentabile mediante un'isobara nel caso di flusso ideale. Si può osservare che durante questa corsa, il gas contenuto nello spazio morto alla pressione p_3 espande, pressoché adiabaticamente, sino alla pressione d'aspirazione p_1 , occupando un volume $u_0 > u$ detto spazio morto espanso. Il volume di gas aspirato dall'esterno sarà, perciò, solo una frazione della cilindrata, e precisamente $V_a = V_c - u_0$.

Dal confronto tra le due diverse compressioni 2-3 e 2-3' e le successive espansioni, è immediato rendersi conto che lo spazio morto espanso e quindi il volume di gas aspirato ad ogni giro dipendono, oltre che dalla grandezza costruttiva u , anche dal rapporto di compressione e dall'esponente della politropica 2-3: più precisamente, all'aumentare del rapporto di compressione β diminuisce la portata aspirata dal compressore secondo la legge rappresentata qualitativamente in fig. X-1 b).

A titolo d'esempio e per rendersi quantitativamente conto dell'effetto dello spazio morto sulle prestazioni della macchina, vogliamo calcolare il rapporto di compressione corrispondente ad una corsa utile del pistone pari ai 3/4 della corsa, ($V_a = 0.75C$), uno spazio morto pari al 5% della cilindrata ed un indice della politropica m pari a 1.3 (per semplicità assumeremo lo stesso indice per la compressione e l'espansione).

Per quanto sopra esposto, si ricava:

$$\frac{u_0}{u} = \frac{C + u - V_a}{u} = \frac{C + .05C - .75C}{.05C} = 6$$

e, supponendo flussi ideali, dalla legge delle politropiche $pV^k = \text{cost}$:

$$\beta = \left(\frac{u_0}{u} \right)^m = 6^{1.3} = 10.27$$

Il valore effettivo del rapporto di compressione β , a pari volume d'aria aspirato, sarà in realtà minore di quello calcolato nell'esempio in quanto si dovrà tenere conto di molteplici fattori che elenchiamo sinteticamente:

- efficacia delle tenute, quantificata mediante il rendimento volumetrico η_v , che dipende, per date caratteristiche costruttive della macchina, dal rapporto di compressione β .
- Pressione interna p_3 maggiore della pressione esterna d'utilizzo per effetto delle perdite localizzate e distribuite alle valvole di scarico e nelle tubazioni; per le stesse ragioni, la pressione alla fine dell'aspirazione p_2 sarà minore della pressione esterna p_1 . Conseguenza di tali perdite sarà che $\beta_c > \beta_e$ e che densità del gas all'interno del compressore, a fine aspirazione, sarà minore della densità esterna con conseguente diminuzione, a pari volume aspirato, della massa aspirata dal compressore ad ogni ciclo.

- Riscaldamento dei gas entranti per effetto del contatto con le pareti calde del cilindro. Tale aumento di temperatura comporterà un'ulteriore riduzione di densità rispetto a quella sopra descritta e relativa alla sola riduzione della pressione d'aspirazione.

Tenendo conto dei diversi fattori sinteticamente descritti, la portata aspirata da un compressore volumetrico alternativo di note caratteristiche geometriche sarà data dalla relazione:

$$\dot{m} = \rho_1 \eta_v \frac{V_a}{C} \frac{T_1}{T_2} \pi \frac{d^2}{4} cnz = \rho_1 \eta_v \lambda \pi \frac{d^2}{4} cnz \quad (\text{X-1})$$

dove si è indicato con:

- ρ_1 la densità del gas aspirato riferita alle condizioni esterne
- η_v il rendimento volumetrico del compressore
- V_a il volume d'aria effettivamente aspirato
- T_1 la temperatura del gas aspirato riferita alle condizioni esterne
- T_2 la temperatura interna del gas a fine corsa d'aspirazione
- $\lambda = \frac{V_a}{C} \frac{T_1}{T_2}$ il coefficiente di riempimento
- c la corsa dello stantuffo
- n la velocità di rotazione espressa in giri/unità di tempo
- z il numero degli stadi

Alcuni autori conglobano in un unico coefficiente il rendimento volumetrico ed il coefficiente di riempimento; si è preferito mantenerli distinti per evidenziare la diversa natura delle cause che li determinano.

In fig. X-2 è riportato il coefficiente di riempimento di compressori volumetrici mono-stadio in funzione del rapporto di compressione e dello spazio morto: si può osservare come corse utili elevate (superiori al 90% della corsa dello stantuffo) sono possibili per lavorazioni accurate, numero delle valvole contenuto ($u \cong 2\%$ della cilindrata) e rapporti di compressione $\beta \leq 6$, mentre, a pari corsa utile, il rapporto di compressione scende drasticamente a 2 e anche meno per valori elevati dello spazio morto.

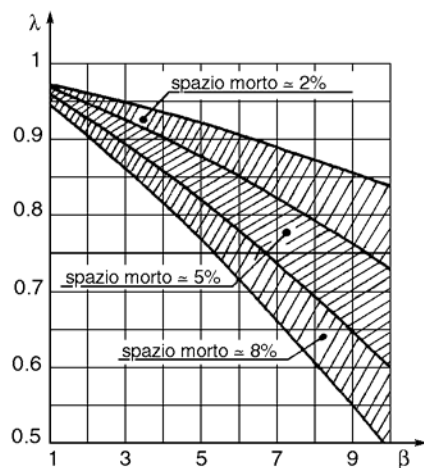


Fig. X-2

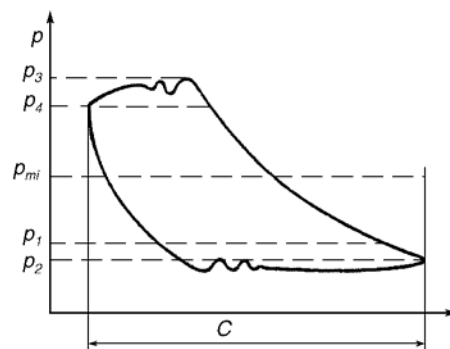


Fig. X-3

In fig X-3 è illustrato il ciclo reale di un compressore alternativo in cui, oltre ai fattori più sopra descritti, sono evidenziate le oscillazioni delle pressioni dovute all'inerzia delle valvole. Conseguenze di tali pulsazioni sono:

- aumento della potenza assorbita dal compressore a causa delle maggiori pressioni che si oppongono al moto del fluido

- vibrazioni della macchina che possono danneggiare alcune parti della stessa o alcuni componenti dell'impianto.

Nella figura è riportata anche la pressione media indicata p_{mi} , definita, analogamente a quanto si vedrà nei motori alternativi a combustione interna, come:

$$p_{mi} = \frac{L_{ci}}{C}$$

dove L_{ci} è il lavoro di compressione indicato pari al lavoro reale di compressione per unità di cilindrata e per ciclo di compressione; tale lavoro è uguale all'area del ciclo rappresentato in fig. X-3. Pressione media indicata e lavoro indicato devono il loro nome al particolare strumento utilizzato per rilevare sperimentalmente l'andamento delle pressioni all'interno del cilindro, detto per l'appunto indicatore.

In funzione della pressione media indicata, la potenza indicata assorbita da un compressore mono-stadio potrà essere espressa mediante la relazione:

$$W_i = L_{ci}nz = p_{mi}Cnz = p_{mi}\left(\pi \frac{d^2}{4}\right)cnz = p_{mi}\left(\pi \frac{d^2}{4}\right)\frac{v_m}{2}z \quad (X-2)$$

dove con n si è indicata la velocità di rotazione in g/1', con z il numero degli effetti e con $v_m = \frac{2cn}{60}$ la velocità media dello stantuffo. Indicando, inoltre, con η_m il rendimento meccanico del compressore, la potenza assorbita all'asse sarà data da:

$$W_a = \frac{W_i}{\eta_m} \quad (X-3)$$

Nella pratica è spesso utilizzato anche un rendimento indicato definito come:

$$\eta_i = \frac{W'_{is}}{W_i} \quad (X-4)$$

dove W'_{is} rappresenta la potenza teorica isoterma assorbita dal compressore. Il rendimento indicato mette in evidenza le perdite rispetto al ciclo teorico sinteticamente descritte nel presente paragrafo. Concludiamo queste brevi note sui compressori alternativi osservando che, contrariamente alle corrispondenti pompe, essi sono i più utilizzati nella pratica industriale e che il loro campo d'applicazione è estremamente vasto, estendendosi dal gonfiaggio degli pneumatici ai compressori per i servizi di miniera da 700 kW e oltre. Possono essere utilizzati anche come a pompe a vuoto.

X-2) Compressori volumetrici rotativi.

Abbiamo osservato nel paragrafo precedente come i compressori volumetrici alternati siano i più diffusi nell'uso industriale; d'altra parte possiedono alcune caratteristiche negative, comuni d'altra parte a tutte le macchine alternative:

- azionamento mediante un meccanismo biella-manovella
- irregolarità periodica della coppia resistente che rende necessario l'utilizzo di un volano
- effetti d'inerzia degli organi mobili
- vibrazioni che si trasmettono alle fondazioni

Le velocità di rotazione relativamente basse al fine di limitare gli effetti delle inerzie e la presenza di volani anche di grandi dimensioni comportano macchine di grandi dimensioni e pesi.

Questi inconvenienti, uniti agli effetti dello spazio morto, possono far preferire l'uso dei compressori volumetrici rotativi nelle applicazioni che non richiedono pressioni eccessivamente elevate. I compressori volumetrici rotativi possono, inoltre, elaborare portate maggiori di quelli alternativi (anche superiori a 10 m³/s) e, nelle applicazioni come pompe a vuoto, realizzare gradi di vuoto elevati grazie anche alla pratica assenza di spazio morto.

Come le precedenti, sono macchine molto simili alle analoghe pompe e, quindi, rinviamo al corrispondente paragrafo per la descrizione delle caratteristiche costruttive. Ci limiteremo ad osservare che sono distinti in due grandi classi:

- *compressori con camera a volume variabile*, che effettuano una compressione progressiva in un volume chiuso che diminuisce in modo graduale, realizzando in tal modo un ciclo simile a quello dei compressori alternativi
- *compressori con camera a volume costante*, che trasportano un volume chiuso da un ambiente a bassa pressione ad un ambiente a pressione più elevata, senza variazione del volume in cui il gas è contenuto. In tal modo il gas è messo alternativamente in comunicazione con gli ambienti a pressione diversa senza che vi sia un aumento progressivo della pressione interna alla camera: il cambiamento di pressione è pressoché istantaneo con un ciclo di forma sensibilmente rettangolare e lavoro assorbito maggiore che nel caso precedente.

Compressori del primo tipo sono, ad esempio, i compressori a palette scorrevoli, quelli ad anello liquido, i compressori a vite e quelli ad ingranaggi elicoidali, ecc.: del secondo tipo sono tipicamente i compressori ad ingranaggi a denti dritti e i compressori a lobi (tipo Roots).

Tra i vantaggi dei compressori volumetrici rotativi ci limitiamo a segnalare:

- ridotto peso e ingombro grazie anche alla possibilità di elevate velocità di rotazione
- possibilità di accoppiamento diretto col motore elettrico
- pratica assenza di vibrazioni e, di conseguenza, fondazioni di costo limitato
- ridotto rumore d'esercizio
- assenza di valvole
- ridotta manutenzione.

Di contro, come già detto, è la limitata pressione che queste macchine sono in grado di fornire (all'incirca 25 bar per compressori in serie).

X-3 Compressori centrifughi.

Le prestazioni dei compressori centrifughi si collocano in un campo intermedio tra i compressori volumetrici rotativi e quelli assiali e, a motivo della loro versatilità, trovano larga applicazione nei più svariati settori industriali: dalle piccole portate dei turbocompressori per la sovra-alimentazione nei motori alternativi a combustione interna alle grandi portate dei compressori utilizzati nei gasdotti o nell'industria della raffinazione di prodotti petroliferi.

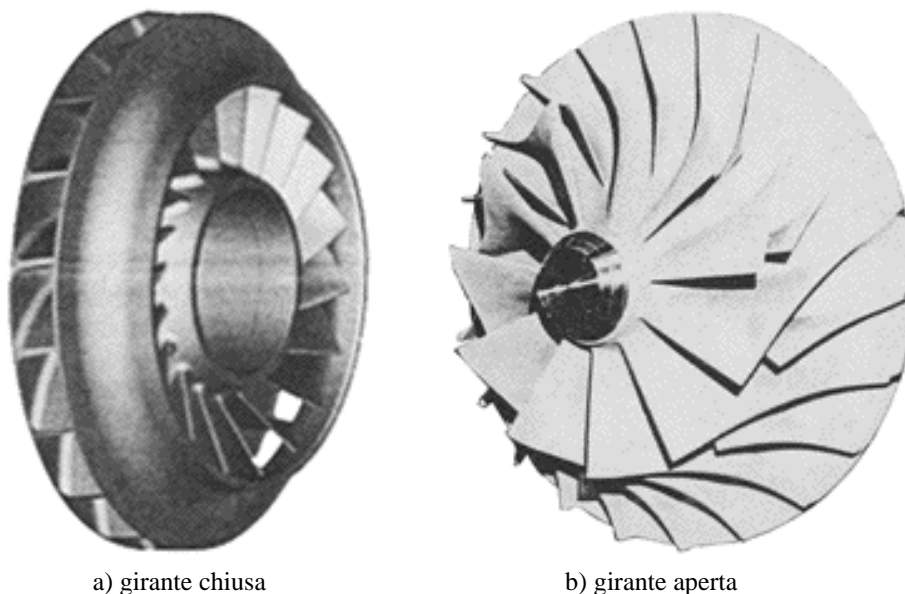


Fig. X-4

Tipicamente, un compressore centrifugo è costituito da una girante che può essere chiusa, fig. X-4 a), o aperta, fig. X-4 b), a cui è, solitamente, affacciato un diffusore palettato: l'insieme della girante e del diffusore è denominato stadio.

Prima di essere scaricato dalla macchina, il fluido sarà inoltre, normalmente, raccolto in un diffusore a voluta come schematicamente rappresentato in fig. X-5.

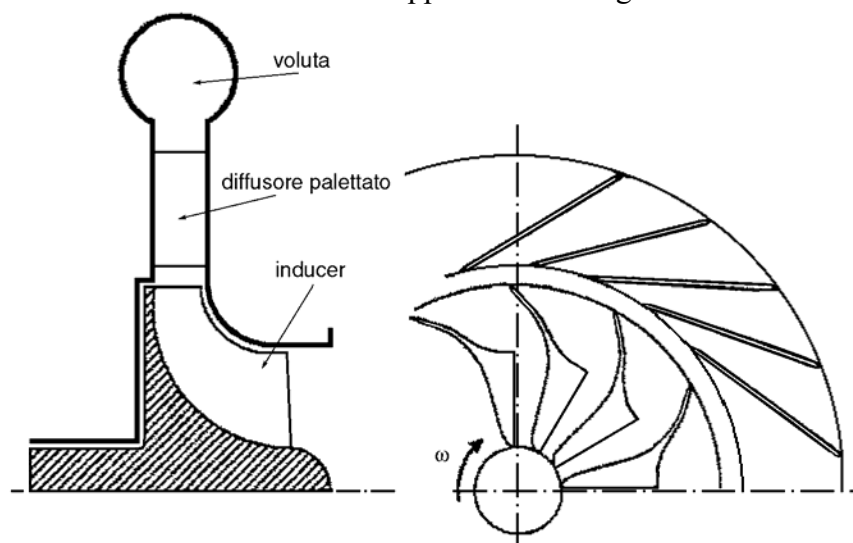


Fig. X-4

Le giranti aperte, ad elevato rapporto di compressione, sono in genere utilizzate nei compressori per uso aeronautico, mentre quelle chiuse sono preferite per i compressori industriali pluristadio in quanto consentono di limitare le perdite per trafilamento. Le pale della girante possono essere essenzialmente incurvate solo nel piano radiale, fig. X-4 a), oppure in entrambe le direzioni radiale ed assiale fig. X-4 b). A causa delle notevoli forze centrifughe a cui sono sottoposte le pale della girante, l'angolo di scarico β_{2g} è relativamente elevato e compreso tra $50^\circ \div 60^\circ$ e 90° , con un grado di reazione r che varia da 0.5, per $\beta_2 \cong 90^\circ$, a 0.7 per pale rivolte all'indietro.

Nelle giranti molto caricate è, inoltre, presente una parte a flusso praticamente assiale (inducer), rappresentato schematicamente in fig. X-5, che ha lo scopo di incanalare il fluido alla parte radiale con le minori dissipazioni.

Per pale molto inclinate nella direzione tangenziale all'ingresso girante, la riduzione dell'area di passaggio utile, può risultare eccessiva: per ridurre, in tal caso, l'effetto di *bloccaggio* senza ridurre il numero delle pale, all'introduzione di pale *splitter*, estese solo alla parte radiale della girante, come si può osservare dalla fig. X-4 b).

I compressori centrifughi sono talvolta dotati, anche se meno frequentemente di quelli assiali, di un distributore, costituito da una palettatura stazionaria all'ingresso della girante, che ha il compito di fornire al fluido una componente tangenziale alla velocità assoluta d'ingresso. Una prenotazione positiva ($\alpha_1 < 90^\circ$, e quindi $v_{t1} = v_1 \cos \alpha_1$ orientata come u_1) consente una riduzione della velocità relativa w_1 quando tale velocità è troppo elevata con conseguenti possibili effetti d'onda d'urto, mentre una prenotazione negativa consente di accrescere il rapporto di compressione dello stadio. Un distributore a pale orientabili potrà consentire, quindi, una regolazione efficiente nelle diverse condizioni operative facendo in modo che l'angolo cinematico β_{1f} risulti sempre pressoché uguale all'angolo costruttivo β_{1g} .

In fig. X-6 è rappresentato un compressore a 6 stadi ed un'interrefrigerazione intermedia che, come già noto dalla teoria generale, permette di ridurre il lavoro di compressione, aumentare il rendimento isoentropico e contenere l'aumento di temperatura entro limiti che consentano l'utilizzo di materiali non particolarmente pregiati.

Il gas entra nella macchina attraverso l'ingresso (1), è compresso nella prima girante (a) e, dopo aver attraversato il diffusore palettato (b), è convogliato in direzione assiale alla seconda girante mediante il gomito (c) ed i condotti palettati centripeti (d). Dopo ulteriore compressione nel secondo stadio, il gas è raccolto e scaricato dalla macchina mediante la chiocciola (e) ed inviato ad un refrigeratore (tipicamente, uno scambiatore di calore a fasci tuberi, aria-gas o acqua-gas a seconda della quantità di calore da asportare), dove è riportato all'incirca alla temperatura iniziale. Il gas rientra nella macchina attraverso (2) e attraversa successivamente quattro stadi di compressione, le cui giranti sono calettate in verso opposto alle prime due allo scopo di realizzare un parziale bilanciamento delle spinte assiali. Il gas compresso esce definitivamente dalla macchina attraverso il condotto (3). L'insieme degli stadi tra una refrigerazione e l'altra è detto generalmente gruppo.

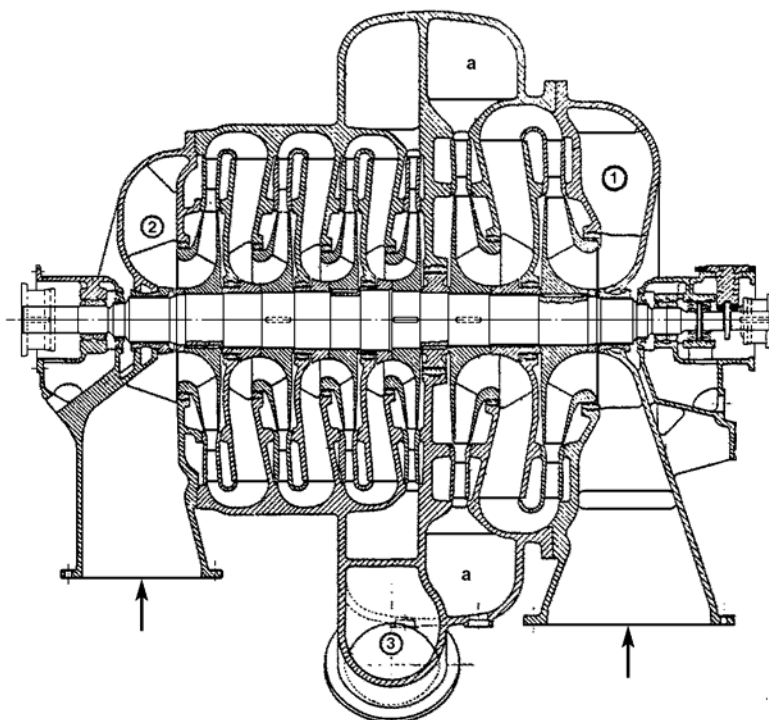


Fig. X-6

In fig. X-7 è riportato un diagramma per la scelta dei compressori a flusso continuo, centrifughi ed assiali, dalla cui osservazione possono essere dedotte alcune considerazioni che riportiamo di seguito in modo schematico:

- a causa degli effetti legati alla comprimibilità del fluido, la zona di ottimo rendimento per i compressori centrifughi è limitata a rapporti di compressione relativamente bassi, compresi all'incirca tra 1.15 e 1.45; questo comporta frequentemente, nella pratica industriale, l'utilizzo di compressori pluristadio
- è presente, sia per i compressori centrifughi che per gli assiali, una zona separata, relativa a stadi ad elevato rapporto di compressione (maggiore di 3 per gli stadi centrifughi), indicata nel diagramma come zona limite. Tale zona è relativa a quegli stadi in cui la velocità del fluido è superiore a quella del suono (stadi supersonici). Ragioni legate alla stabilità di funzionamento, al rendimento ed ai costi di produzione, limitano, per ora, l'utilizzo di tali giranti molto caricate a quelle applicazioni, essenzialmente di tipo aeronautico, in cui, su quelle indicate, prevalgono ragioni legate all'ingombro ed al peso delle macchine

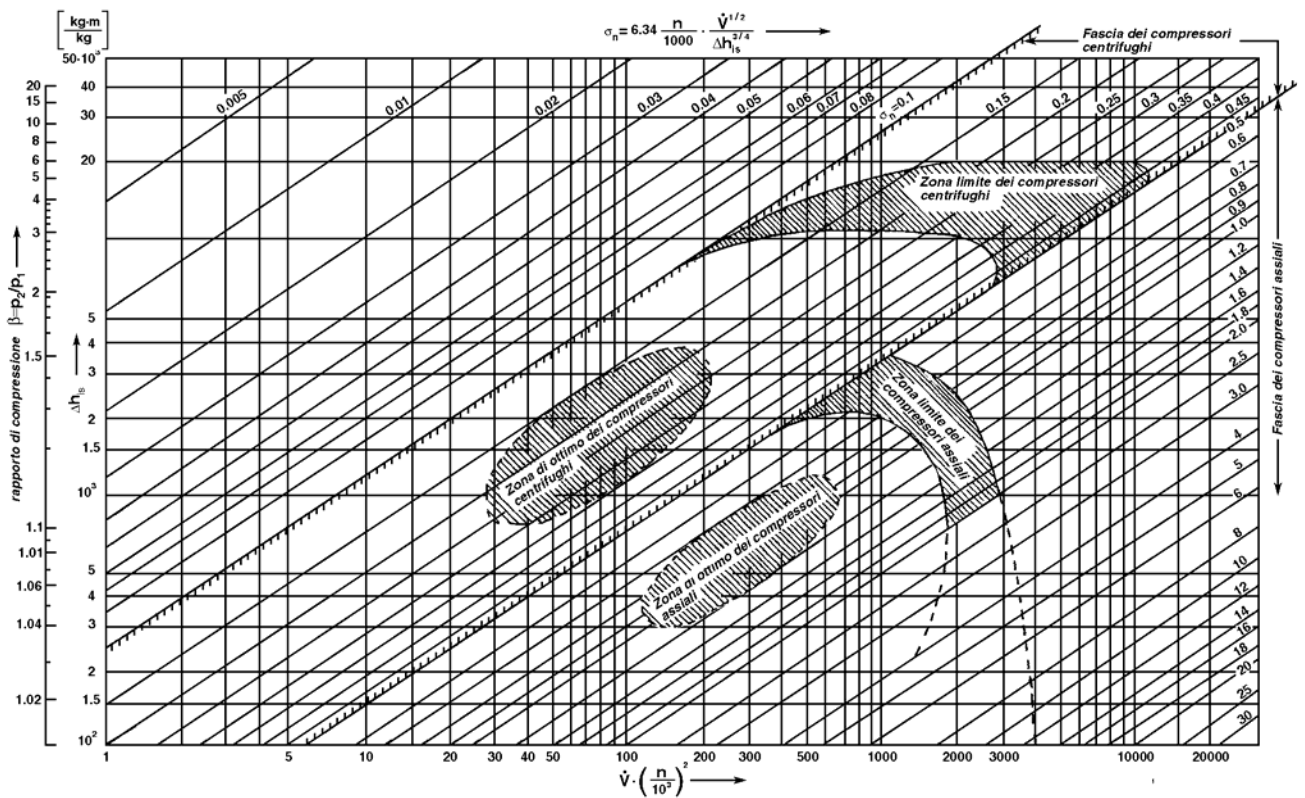


Fig. X-7

X-4) Compressori assiali.

Nella fig. X-8 è rappresentato un compressore assiale a 10 stadi, in cui si possono osservare le

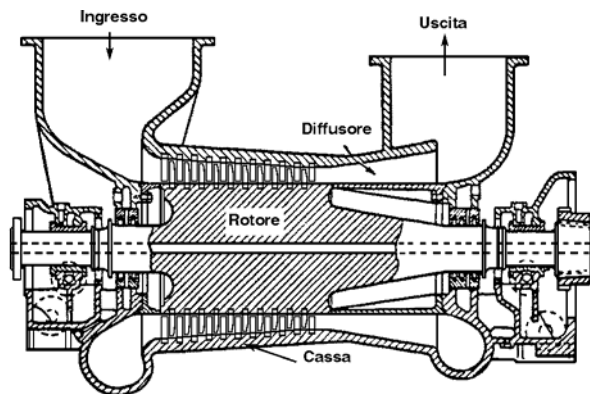


Fig. X-8

schiere di pale mobili, solidali con il tamburo rotante, alle quali sono alternativamente affacciate le schiere di pale fisse solidali con la cassa del compressore. Il gas, proveniente dal distributore a voluta, è convogliato ad un primo distributore palettato che impone alla corrente la direzione desiderata ed è quindi indirizzato verso la di pale mobili, in cui viene parzialmente accelerato e compresso; l'energia cinetica residua del gas è trasformata in pressione nella schiera fissa affacciata a quella mobile. Nel caso di condotto d'ingresso assiale, voluta e distributore palettato sono assenti. Con il procedere della compressione, la sezione di passaggio viene ridotta per tener conto della diminuzione di portata volumetrica dovuta all'aumento della densità del gas. Nel compressore riportato in fig. X-8, la diminuzione dell'area di passaggio è ottenuta riducendo l'altezza delle pale e mantenendo costante il diametro del tamburo; è possibile anche la soluzione che preveda diametro

interno della cassa costante ed aumento del diametro del tamburo (in tal caso il diametro medio del rotore è mantenuto costante).

Sezionando le pale con una superficie cilindrica in corrispondenza del diametro medio e sviluppando su un piano le sezioni così ottenute, si ottengono schiere piane di profili aerodinamici quali quelle schematicamente rappresentate in fig. X-9, in cui sono riportati i triangoli di velocità e le deflessioni imposte alla vena fluida.

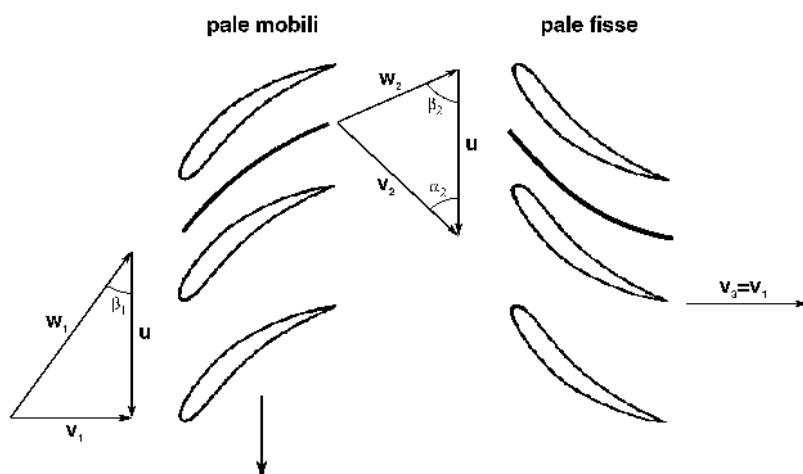


Fig. X-9

Come si può osservare dalla figura, il moto del fluido è solo mediamente parallelo all'asse di rotazione del compressore, subendo in realtà successive deflessioni a cavallo delle schiere rotoriche e statoriche. Onde evitare distacchi della vena fluida dalle superfici lambite ed eccessive dissipazioni, con conseguente caduta di rendimento, deflessioni e velocità del fluido saranno necessariamente limitati, con rapporti di compressione realizzabili per stadio limitati a $\beta_c = 1.1 \div 1.2$. I compressori assiali sono, quindi, generalmente macchine con notevole ingombro longitudinale e con contenuto ingombro radiale; a motivo delle minori deviazioni che il fluido subisce all'interno della macchina, i compressori assiali hanno, nelle condizioni di progetto, rendimenti di norma sensibilmente superiori a quelli dei centrifughi. Applicazioni tipiche sono gli impianti di turbina a gas, di liquefazione del gas naturale, la propulsione aeronautica, con portate che variano da qualche m^3/s a oltre $600 m^3/s$ e rapporti di compressione normalmente limitati a $16 \div 18$.

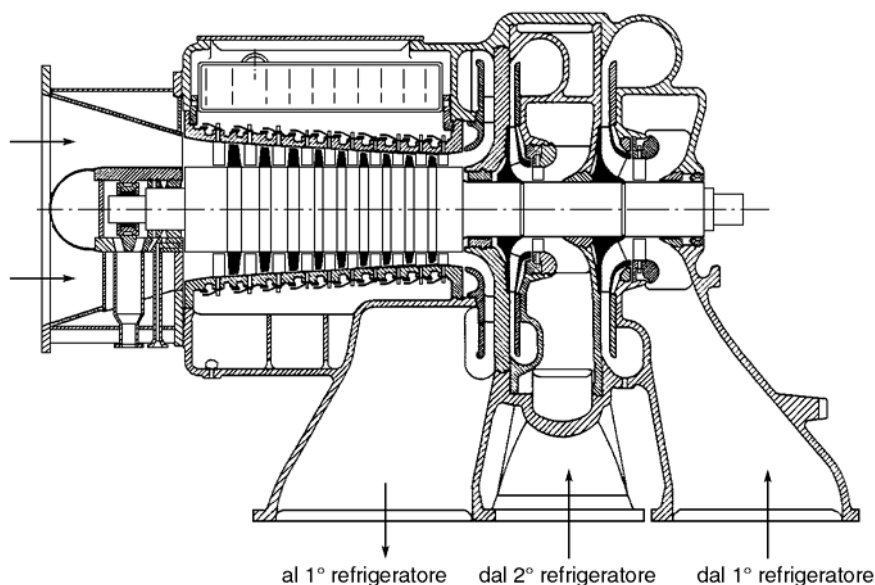


Fig. X-10

In fig. X-10 è riportato un compressore misto assial-centrifugo, realizzato al fine di sfruttare le caratteristiche dei diversi tipi di stadio (elevato rendimento per gli stadi assiali ed elevato rapporto di compressione per quelli centrifughi). Il compressore è costituito da 9 stadi assiali e 2 centrifughi e prevede due refrigerazioni intermedie: una tra il corpo degli stadi assiali a bassa pressione ed il primo stadio centrifugo e l'altra tra i due stadi centrifughi d'alta pressione (nella sezione riportata non sono visibili la mandata al 2° refrigeratore e lo scarico dal compressore). Nella figura si può, inoltre, osservare come le giranti centrifughe siano contrapposte a quelle assiali al fine di bilanciare le spinte assiali.

X-5) Caratteristiche interne.

In fig. X-11 sono riportate le caratteristiche di funzionamento di un compressore centrifugo e di un compressore assiale, riferite ambedue alle condizioni di progetto.

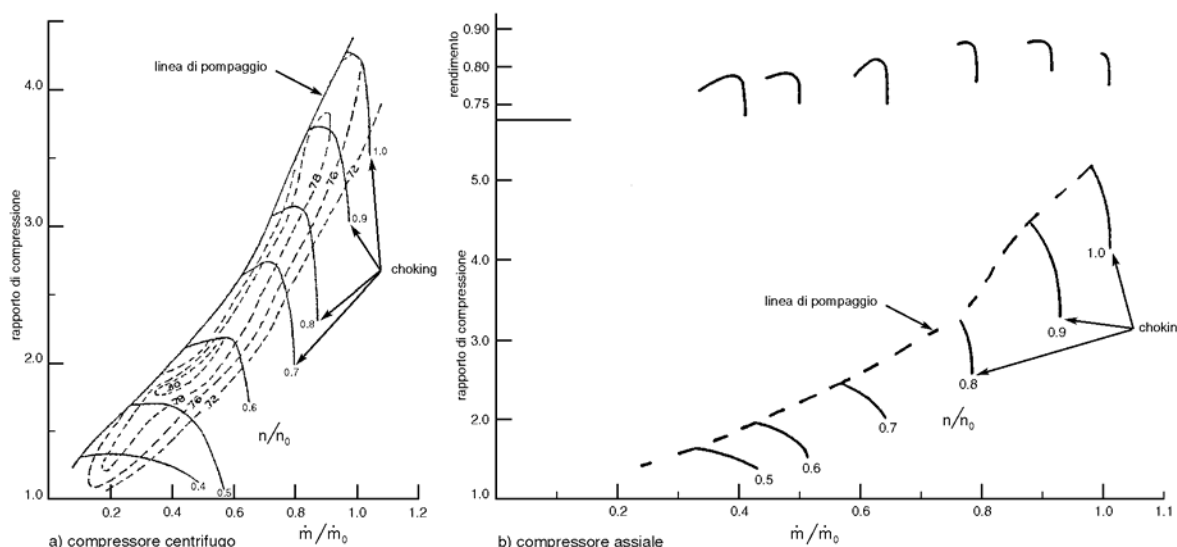


Fig. X-11

Anche se non differiscono concettualmente dalle curve caratteristiche delle analoghe pompe a flusso continuo e valgono, quindi, anche per esse le considerazioni fatte nel capitolo precedente (deducibilità teorica dall'equazione di Eulero, influenza della prenotazione all'ingresso, ecc...), nella pratica presentano però alcune importanti particolarità: pendenza della curva della prevalenza molto più ripida, soprattutto per i compressori assiali, presenza di un massimo, almeno per quanto riguarda i compressori centrifughi, ed un campo di funzionamento stabile, a velocità di rotazione costante, notevolmente ridotto per la presenza di alcuni fenomeni d'instabilità di cui si parlerà brevemente nel paragrafo seguente. Per queste ragioni, i compressori centrifughi ed assiali sono generalmente accoppiati a motori a numero di giri variabili, così da poter operare in diverse condizioni d'esercizio, mentre la regolazione a velocità di rotazione costante è utilizzata solo per piccoli aggiustamenti attorno alle condizioni di massimo rendimento.

X-6) Funzionamento instabile dei compressori.

Il fenomeno dello *stallo* in un compressore si manifesta per una riduzione della portata volumetrica rispetto a quella di progetto a velocità di rotazione costante, con relativa diminuzione della velocità d'ingresso ed aumento dell'angolo d'incidenza, tale da provocare il distacco della vena fluida dal dorso delle pale.

La caduta delle prestazioni del compressore, dovuta all'insorgere dello stallo, dipenderà dal numero delle pale e delle schiere interessate dal fenomeno e, in generale, sarà più contenuta nei compressori centrifughi rispetto agli assiali a causa dell'apporto del termine di centrifugazione. Raramente lo stallo di una schiera di un compressore è stabile ed uniforme su tutta la corona di pale; più spesso, si sposta da pala a pala, o da una cella costituita da più pale ad un'altra, provocando *onde di stallo* che si propagano lungo la schiera con una velocità di rotazione u_s di senso opposto a quella della schiera u e di modulo inferiore. Rispetto ad un osservatore esterno, le onde di stallo ruotano, quindi, nel verso della macchina alla velocità $u - u_s$ (*stallo rotante*). Il meccanismo dello stallo rotante può essere chiarito dall'osservazione della fig. X-12, dove si è evidenziato come il distacco della vena fluida dal dorso della pala A, con conseguente riduzione del canale utile tra le pale A e C, provochi un redistribuzione del flusso, che si mantiene approssimativamente uniforme a monte della schiera, in modo da aumentare l'incidenza sulla pala seguente nel senso del moto C, che quindi stalla, e da diminuirla sulla pala precedente B, che in tal modo è protetta dal rischio di stallo.

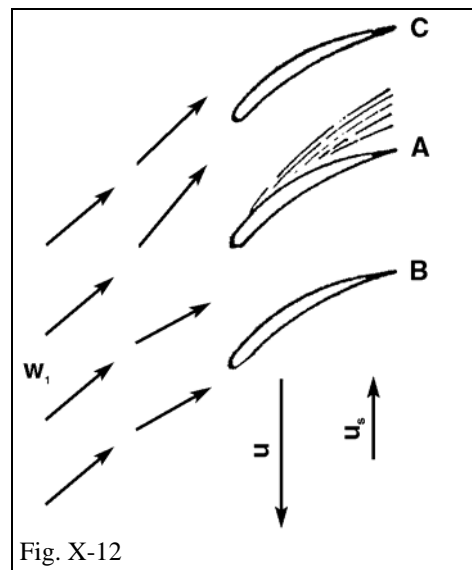


Fig. X-12

La presenza di uno stallo limitato ad una o due schiere e non interessante tutte le pale non impedisce il funzionamento del compressore, provocando però un calo delle prestazioni ed inducendo pulsazioni periodiche ad elevata frequenza.

Il funzionamento diventa, invece, decisamente più instabile quando la diminuzione di portata è tale da provocare lo stallo dell'intera girante: in determinate condizioni, la pressione di mandata del compressore può scendere al di sotto della pressione dell'ambiente a valle del compressore, il che provoca l'inversione del flusso attraverso il compressore con svuotamento dell'ambiente a valle. La depressione che si determina in questo modo a valle richiama portata dal compressore finché la pressione a valle non è di nuovo risalita, innescando un processo ciclico, detto *pompaggio* (*surge*), cui sono associate oscillazioni che possono essere violente e danneggiare gravemente la macchina. Senza alcuna pretesa di esaminare le cause che possono provocare l'evoluzione dalle condizioni di stallo a quelle di pompaggio, ci limitiamo ad osservare che esse dipendono dalla capacità di risonanza del sistema fluido che comprende il compressore ed il circuito d'utilizzazione. In particolare, si verifica che l'instabilità è più acuta e il campo di stabilità è più ristretto quanto maggiore è il numero di stadi del compressore.

Quando invece la portata assume valori particolarmente elevati, si possono raggiungere in qualche sezione velocità pari alla velocità del suono, con manifestazione di due effetti distinti: impossibilità che la portata possa aumentare ulteriormente, formazione di onde d'urto con rapido aumento delle dissipazioni viscosse e caduta di rendimento. In tali condizioni il compressore si dice in condizioni di blocco sonico o di *choking*.

Fra i diversi motivi che possono determinare le condizioni di *choking*, ci limitiamo ad elencare:

- raggiungimento dei valori limite della portata volumetrica per riduzione eccessiva del carico esterno ad un dato numero di giri o aumento eccessivo del numero di giri della macchina
- bassa densità del fluido all'avviamento. Poiché, infatti, la portata varia con il numero di giri e la prevalenza con il quadrato, ai bassi numeri di giri la densità del fluido sarà diminuita rispetto al valore di progetto molto di più di quanto non sia diminuita la portata ponderale, con conseguente aumento della portata volumetrica rispetto ai valori di progetto. Tale aumento è maggiore negli stadi posteriori del compressore, dove a regime la densità è molto più elevata. In tali stadi, quindi, si possono raggiungere le condizioni di blocco sonico all'avviamento.