

## LE TURBOMACCHINE OPERATRICI

Le turbomacchine operatrici sono macchine dinamiche che cedono energia al fluido scambiando lavoro tra gli organi mobili ed il fluido stesso. Il fluido evolvente può essere un fluido comprimibile, nel caso di compressori e ventilatori, o incomprimibile come nel caso delle pompe.

Anche questa tipologia di turbomacchine può essere classificata in *assiale*, se il flusso ha una direzione prevalentemente parallela all'asse di rotazione, oppure *radiale* se il flusso ha una direzione prevalentemente perpendicolare all'asse. In particolare, le macchine radiali sono convenientemente di tipo centrifugo, in quanto dalla relazione del lavoro di Eulero si evince che è conveniente avere  $u_2 > u_1$ :

$$\begin{aligned} -L &= c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1 \\ -L &= \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \end{aligned}$$

In queste espressioni, rispetto ai casi dei capitoli precedenti, il lavoro è indicato per convenzione come (-L) in quanto è la macchina a cedere lavoro al fluido.

Per questo motivo, l'argomento principale di questo capitolo saranno le turbomacchine operatrici centrifughe e, nello specifico i compressori centrifughi.

### Compressori assiali

Le macchine operatrici assiali si possono distinguere in compressori e ventilatori, in quanto le pompe assiali sono poco diffuse. I compressori assiali sono usati per comprimere grandi portate di fluido con dimensioni radiali contenute a discapito di quelle longitudinali. Ogni stadio di compressione è composto da una corona di pale rotoriche che forniscono energia cinetica e di pressione al fluido e da una corona di pale statoriche che trasformano l'energia cinetica in energia di pressione. Il rapporto di compressione realizzabile in un singolo stadio è limitato ( $\beta = 1,1 \div 1,2$ ) per evitare distacchi della vena fluido con conseguente calo delle prestazioni. Per questo, per ottenere  $\beta$  più elevati si dispongono in serie più stadi: la macchina risulta così molto estesa assialmente.

Le portate sono elevate e superiori a  $1 \frac{m^3}{s}$  come pure la velocità di rotazione (si possono raggiungere valori anche di  $20'000 \frac{giri}{min}$ ); questi compressori lavorano bene a portata costante per cui sono spesso accoppiati alle turbine (impianti di turbina a gas).

Nella figura 1 si può osservare lo schema di un generico compressore assiale.

Come si può notare le palettature statoriche sono alternate con quelle rotoriche (notare che la prima è rotorica). Le palettature statoriche sono posizionate sulla cassa esterna, mentre quelle rotoriche sono posizionate sui dischi calettati all'albero. L'altezza delle pale si riduce gradualmente muovendosi verso gli ultimi stadi, in modo da ridurre la sezione di passaggio e mantenere la velocità assiale costante via via che la pressione e la densità aumentano.

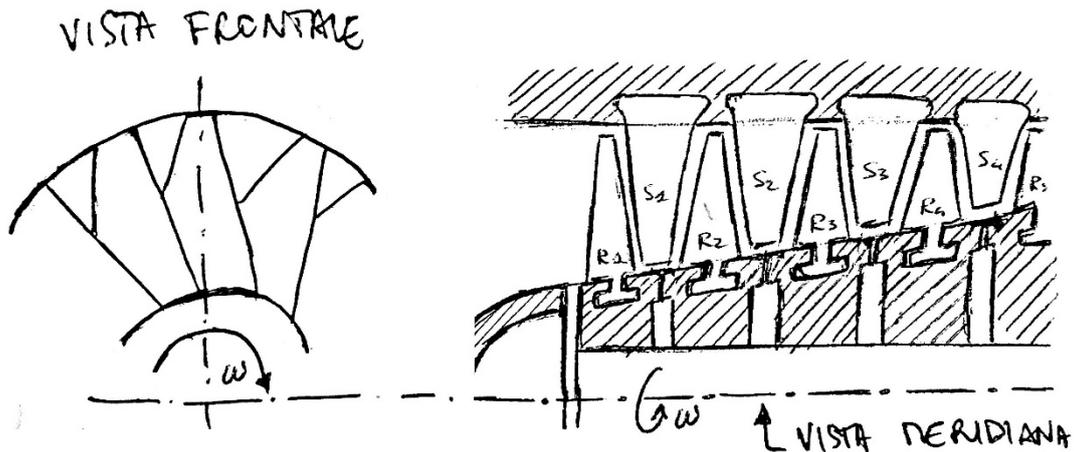


Figura 1 – Schema di un generico compressore assiale.

Come sempre, esprimiamo il lavoro scambiato tra palettature e fluido con l'equazione di Eulero:

$$-L = c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1 = u(c_{2u} - c_{1u}) > 0$$

$$-L = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} > 0$$

In uno stadio di macchina assiale si suppone che la velocità media tangenziale sia all'incirca costante  $u_2 = u_1 = \text{cost}$ .

In un compressore assiale, la girante fornisce sia energia cinetica ( $c_2 > c_1$ ) sia energia di pressione ( $w_2 < w_1$ ) per cui il grado di reazione sarà sempre maggiore di 0, e in genere non scende mai sotto 0.5. Infatti:

$$R = \frac{\Delta h_{rot}}{\Delta h_{tot}} = \frac{\Delta h_{rot}}{\Delta h_{stat} + \Delta h_{rot}} = \frac{(w_1^2 - w_2^2) - (u_1^2 - u_2^2)}{(c_2^2 - c_3^2) + (w_1^2 - w_2^2) - (u_1^2 - u_2^2)} = \frac{(w_1^2 - w_2^2)}{(c_2^2 - c_3^2) + (w_1^2 - w_2^2)}$$

Lo statore invece, ha solo il compito di diffondere la corrente fluida trasformando l'energia cinetica che possiede il fluido all'uscita del rotore in energia di pressione. Il tipo di compressore assiale più diffuso è quello costruito dalla società *Brown-Boveri* con grado di reazione  $R=0.5$ . Per questa macchina si ha, considerando uno stadio intermedio ( $c_3 = c_1$ ):

$$R = 0,5 \quad \Delta h_{rot} = \Delta h_{stat} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$

Facendo dei ragionamenti analoghi a quelli fatti per le turbine assiali, si arriva alla conclusione:

$$c_2^2 - c_1^2 = w_1^2 - w_2^2 \quad \rightarrow \quad \begin{cases} |c_1| = |w_2| \\ |c_2| = |w_1| \end{cases} \quad \rightarrow \quad \begin{cases} c_{1u} = -w_{2u} \\ c_{2u} = -w_{1u} \end{cases}$$

Questo comporta che i profili delle palettature statoriche e rotoriche sono, considerando uno stadio intermedio, uguali e speculari tra loro. Il fatto che si sia ottenuto lo stesso risultato delle turbine a reazione con  $R=0.5$  non deve però far pensare che le palettature siano uguali, in quanto questa volta si stanno trattando delle macchine operatrici: si ricordi infatti che il lavoro è dato da  $-L = u(c_{2u} - c_{1u}) > 0$ , e ciò comporta che i triangoli di velocità nel rotore vedono un incremento della componente tangenziale della velocità assoluta. I triangoli di velocità per compressori di questo tipo sono come in figura 2.

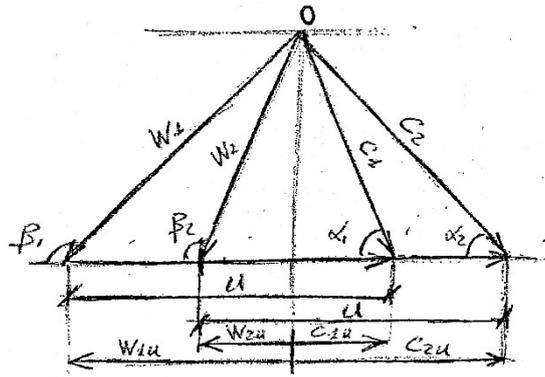


Figura 2 – Triangoli di velocità per un compressore assiale con R=0.5.

Basandosi su questi triangoli di velocità, e riferendosi ad uno stadio intermedio in cui si ha che l'uscita di uno statore (sez.3) coincide con l'ingresso nel rotore dello stadio successivo (sez.1), si può disegnare la palettatura, riportata nella figura 3.

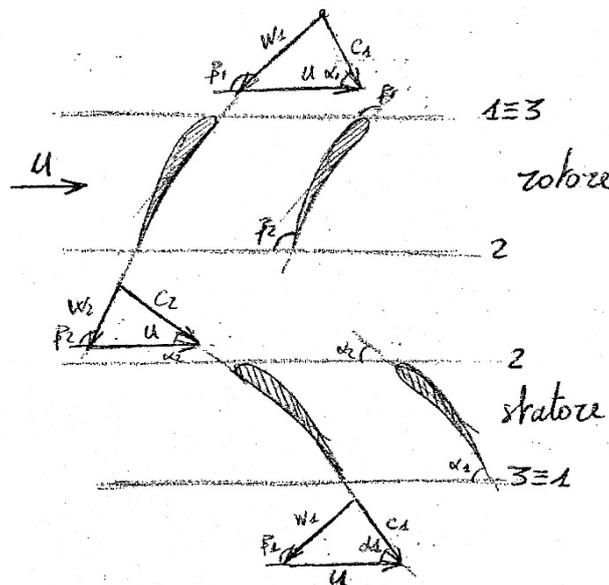


Figura 3 – Triangoli di velocità e schema delle palettature per un compressore assiale con R=0.5.

Le trasformazioni subite dal fluido nell'attraversare uno stadio di compressore assiale sono rappresentate sul piano entalpico che in sede ideale è mostrato in figura 4. Esso permette immediatamente di scrivere:

$$\Delta h_{rot} = h_2 - h_1 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$

$$\Delta h_{stat} = h_3 - h_2 = \frac{c_2^2 - c_3^2}{2}$$

$$-L = h_{t2} - h_{t1}$$



Rispetto ai triangoli di velocità dello stadio  $R=0.5$  quelli dello stadio  $R=1$  sono ottenibili spostando idealmente il vertice  $O$  verso destra, nel punto  $O'$ . All'aumentare del grado di reazione, la palettatura rotorica tende a inclinarsi sempre di più mentre quella statorica a diventare più verticale.

Infine, esiste un compressore (Escher-Wyss) con  $R>1$  cioè con  $\Delta h_{stat} = \frac{c_2^2 - c_3^2}{2} < 0$ : si realizza così un'espansione statorica ( $c_3 > c_2$ ).

La palettatura statorica in questo caso, si comporta come un ugello accelerando il flusso. Questa soluzione, che può apparire svantaggiosa, è adoperata soltanto in grandi macchine che possiedono una palettatura statorica prima del primo rotore. L'espansione statorica, difatti, è utile soltanto per consentire un'uscita assiale del flusso ( $c_2$  verticale) molto conveniente nella progettazione delle ventole e per indirizzare correttamente la corrente fluida all'ingresso della schiera diffondente. In questo caso il vertice  $O$  dei triangoli di velocità si sposta ancora più a destra fino a rendere  $c_2$  verticale con  $|c_2| < |c_1|$ . Le palettature rotoriche saranno ancora più inclinate mentre quelle statoriche saranno quasi verticali come in figura 6.

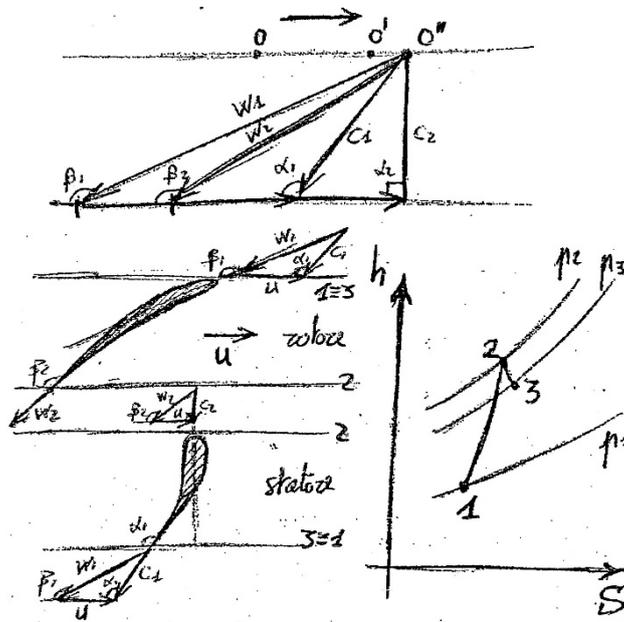


Figura 6 – Diagramma  $h-s$ , palettature e triangoli di velocità per un compressore (Escher-Wyss) con  $R>1$ .

### Compressori centrifughi

Questa tipologia di turbomacchine opera con fluido comprimibile. Rispetto ai compressori volumetrici, i compressori centrifughi sono caratterizzati da maggiori portate, ma da un minore scambio energetico con il fluido. Rispetto agli altri turbocompressori invece, i centrifughi presentano portate minori ma energie specifiche conferite al fluido maggiori rispetto per esempio ai compressori assiali.

I compressori centrifughi possono raggiungere velocità periferiche della girante nell'ordine dei  $500 \frac{m}{s}$  e rapporti di compressione  $\beta$  fino a 5 per stadio. Il grado di reazione vale solitamente  $R = 0,5$  per l'elevata energia cinetica all'uscita della girante. Gli organi di diffusione a valle della girante devono quindi convertire molta energia cinetica in energia di pressione e per questo sono sede di sensibili perdite (il rendimento di solito è dell'ordine di 0,85 e va a diminuire all'aumentare del rapporto di compressione).

Questa tipologia di compressori sono in genere utilizzati per ottenere buoni rapporti di compressione con ingombri limitati, anche a discapito del rendimento, come nel caso della sovralimentazione dei motori a combustione interna o negli impianti con turbina a gas di piccola potenza.

Uno schema generale di compressore centrifugo, per semplicità rappresentato con pale radiali è visibile in figura 7.

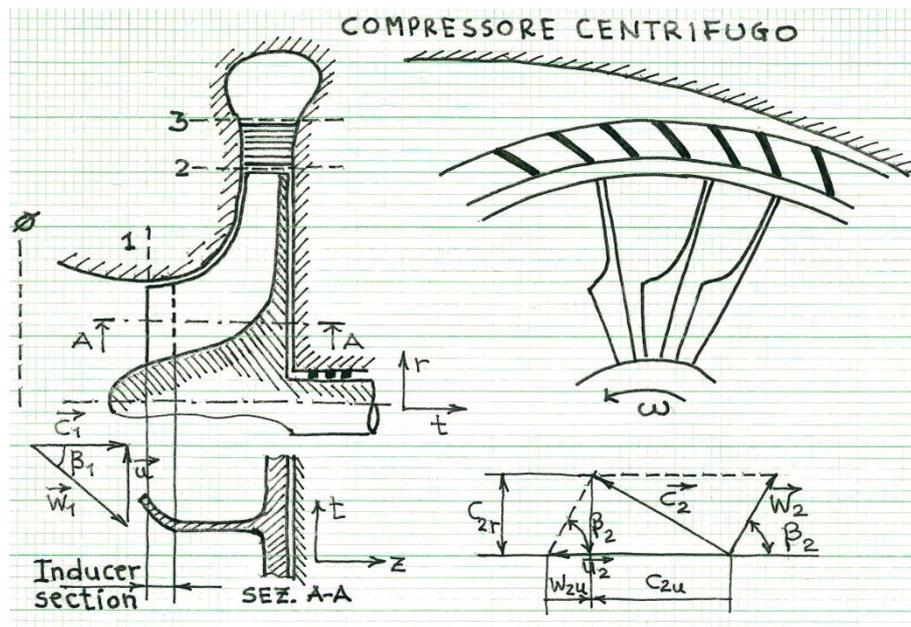


Figura 7 – Rappresentazione schematica delle componenti di un compressore centrifugo.

Esso si compone di:

- **Girante**, ha il compito di trasferire al fluido il lavoro meccanico assorbito dall'albero sotto forma di energia cinetica e di pressione. Può essere di tipo *chiuso* con disco e corona, *semiaperto* se presente il solo disco, e *aperto* senza disco e corona.
- **Diffusore**, ha il compito di trasformare parte dell'energia cinetica del fluido in energia di pressione, attraverso il processo di diffusione.



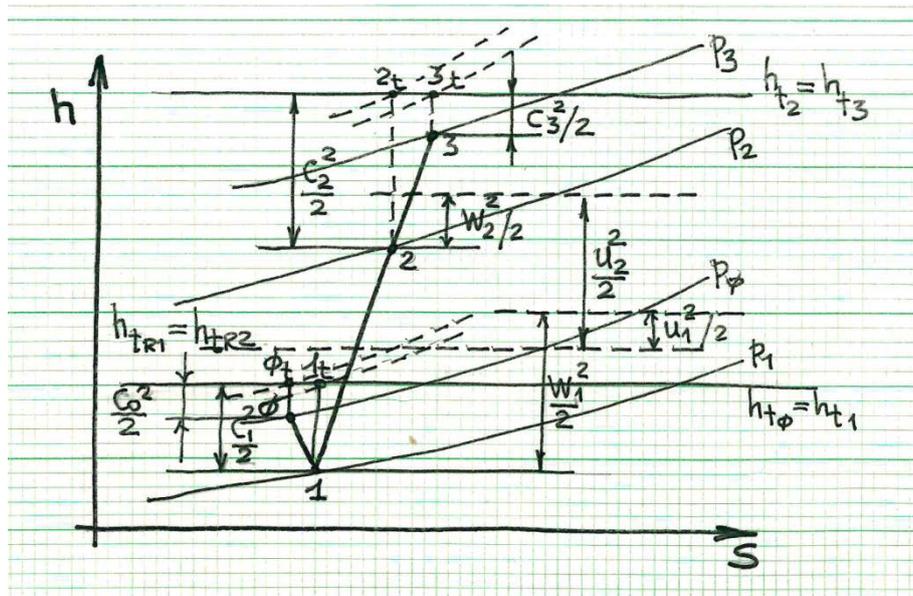


Figura 10 – Rappresentazione nel piano h-s della trasformazione subita dal fluido evolvente in un compressore centrifugo.

La trasformazione nel piano h-s subita dal fluido può essere schematizzata come in figura 10.

Il punto 0 si trova a pressione atmosferica: rappresenta le condizioni termodinamiche dell'aria prima di entrare nella macchina. A causa delle perdite nel condotto che alimenta la girante, la pressione di inizio compressione sarà minore ( $p_1 < p_0$ ). La trasformazione 1-2 è quella subita dal fluido nella girante, mentre la 2-3 rappresenta la diffusione che avviene nelle palettature statoriche del diffusore.

### Slip Factor

Finora sono state studiate le turbomacchine motrici ed operatrici basandosi su delle relazioni generali che sono valide indipendentemente dalla forma e tipologia di macchina e palettatura. Infatti l'equazione di Eulero per le turbomacchine, che esprime il lavoro reale scambiato dalle parte mobili della turbomacchina con 1 chilogrammo di fluido evolvente, è stata ricavata applicando l'equazione di conservazione del momento angolare della quantità di moto ad un volume di controllo fisso che racchiudeva una generica turbomacchine operatrice. L'equazione di validità generale prescindeva dalla forma della palettatura degli organi mobili della macchine. Ciononostante l'equazione consente di tracciare i triangoli di velocità all'ingresso ed all'uscita della macchina per una fissata condizione operativa (portata e prevalenza/lavoro scambiato). La capacità di poter tracciare i triangoli di velocità indipendentemente dalla forma della palettatura della macchina è dunque sorprendente e singolare ma nel contempo ribadisce la potenzialità e generalità dell'equazione di Eulero.

Rimane comunque aperta la questione sulla forma che deve assumere la palettatura affinché si realizzino determinate velocità.

Finora studiando le macchine assiali sia motrici che operatrici si è assunta la perfetta congruenza fra la direzione del flusso e quella della palettatura (considerando la sua linea media), sagomando i profili palari in modo da realizzare la desiderata deflessione del flusso relativo per i rotori e di quello assoluto per gli statori.

Per una corretta valutazione del legame esistente fra la forma della palettatura rotorica ed il flusso bisogna però porsi nel sistema relativo ed analizzare il flusso che attraversa la girante mediante sofisticati codici di calcolo che permettono di ottenere delle dettagliate informazioni sulle caratteristiche del flusso. In altri termini occorrerebbe risolvere l'equazione del moto nel sistema relativo, integrandola su tutto il campo di moto. Senza dover affrontare questa analisi complessa è possibile dimostrare che il moto del flusso relativo e rotazionale, ovvero che il rotore del vettore velocità relativo è diverso da zero mentre il rotore del vettore velocità assoluta è nullo (moto irrotazionale).

Tale comportamento può essere osservato sperimentalmente seguendo una particella che si muove attraverso la macchina. La particella nel suo movimento di attraversamento della macchina dalla sezione di ingresso fino a quella di uscita seguirà una traiettoria che coincide con la sua linea di corrente. Un osservatore fisso vedrà la particella percorrere la traiettoria mantenendo inalterata la sua giacitura iniziale (moto irrotazionale), mentre un osservatore solidale con la girante (osservatore relativo), vedrà la particella spostarsi e contemporaneamente ruotare attorno al proprio baricentro in senso opposto a quello di rotazione della girante (moto rotazionale). Questo comportamento può essere verificato sperimentalmente disponendo in un recipiente contenente dell'acqua un galleggiante. Tenendo il contenitore in mano mentre si ruota intorno a se stessi si potrà osservare il galleggiante controrotare. Pertanto al moto radiale del flusso si sovrappone un moto rotatorio rigido che modifica la distribuzione di velocità in direzione circonferenziale. Sul lato di estradosso del profilo si avrà un aumento della velocità relativa che quindi si troverà in depressione mentre si avrà una diminuzione di velocità relativa sul lato di intradosso che si presenterà in sovrappressione. Tale gradiente di pressione circonferenziale che nasce dalla rotazionalità del flusso relativo equilibra la forza di Coriolis che è quindi all'origine del fenomeno. Questo effetto che si presenta nelle macchine a sviluppo radiale, è molto importante perché determina una deviazione del flusso rispetto alla direzione imposta dalla palettatura. Il flusso reale fuoriesce quindi dalla girante con una direzione che differisce da quella costruttiva delle pale perché la particella controrotando tende ad opporsi alla rotazione della girante e tende perciò a sfuggire alla direzione imposta dalla palettatura.

Questo comportamento è indipendente dalla viscosità perché come detto è da addebitare agli effetti prodotti dalla forza di Coriolis. Tuttavia per meglio giustificare questa affermazione si facciano le seguenti considerazioni.

Si consideri una macchina reale e si fissino le sue condizioni di funzionamento, individuando il punto P sulla sua curva caratteristica (portata e prevalenza sul piano gH-Q). Il lavoro reale scambiato dalla macchina è invece esprimibile attraverso l'equazione di Eulero o mediante l'equazione dell'energia. Prevalenza e lavoro reale differiscono per la presenza delle perdite.

$$-L = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}$$
$$-L = gH + L_{p1-2} \quad \text{con} \quad gH = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$$

Se si pensa ora ad una macchina che elaborando la stessa portata e scambiando lo stesso lavoro della macchina reale sia capace di annullare le perdite, si avrà che tutto il lavoro fornito alla macchina operatrice sarà trasferito al fluido sotto forma di prevalenza. Questa sarà pertanto la prevalenza teorica cioè la prevalenza della ipotetica macchina con perdite nulle.

La macchina ideale differisce da quella reale solo per la mancanza delle perdite ma non per il lavoro scambiato e che quindi comporta identici triangoli di velocità a quelli della macchina reale. Per risolvere il problema del legame fra la direzione del flusso relativo e la direzione costruttiva delle pale molti ricercatori hanno ipotizzato l'esistenza di una macchina fittizia composta da un numero infinito di pale di spessore infinitesimo. In questa macchina il fluido è costretto ad uscire con la direzione imposta dalle pale. Per determinare il legame fra la direzione del flusso reale e quella costruttiva delle pale è stato definito il **fattore di scorrimento (slip factor)** come rapporto fra la componente tangenziale del flusso assoluto della macchina reale e la corrispondente componente tangenziale della ipotetica macchina con infinite pale.

$$\sigma = \frac{c_{2u}}{c_{2u,\infty}} = \frac{gH_{th,z}}{gH_{th,\infty}} < 1$$

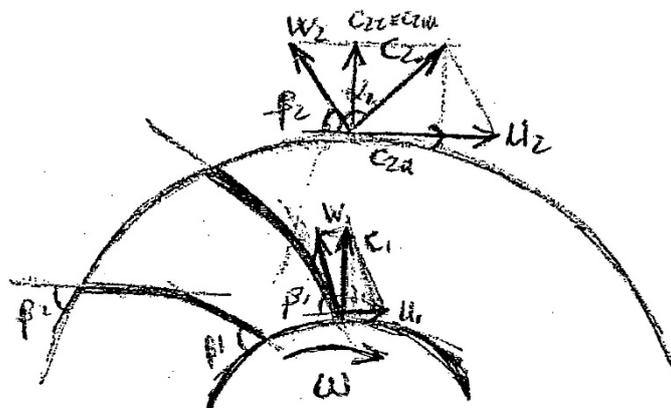
### Caratteristica teorica di una macchina operatrice

La caratteristica teorica di una macchina operatrice centrifuga può essere determinata a partire dal caso puramente teorico, ma pur utile per arrivare a studiare il fenomeno reale ovvero partendo dal concetto di *prevalenza teorica con infinite pale*, data da:

$$gH_{th,\infty} = -L = u_2 c_{2u,\infty}$$

La prevalenza in questo caso coincide con il lavoro di Eulero in quanto non ci sono perdite. Si ricordi inoltre che, all'ingresso della macchina  $c_{1u} \cong 0$ . I triangoli di velocità saranno come in figura 8 e 9 per un compressore a pale radiali.

Si consideri ora un compressore con pale non radiali come per esempio quello in figura 11, con l'angolo  $\beta_2 < 90^\circ$ .



**Figura 11 – Schema delle palettature e triangoli di velocità ideali per un compressore a pale non radiali.**

Se si considera il triangolo di uscita, la velocità meridiana è radiale e si ha che  $c_{2m} = c_{2r}$ , e quindi si può scrivere:

$$c_{2u,\infty} = u_2 - c_{2r} \cotg(\beta_2)$$

E quindi si ottiene:

$$gH_{th,\infty} = u_2(u_2 - c_{2r} \cotg(\beta_2))$$

Considerando che  $u_2$  e la portata volumetrica  $Q$  possono essere espresse come:

$$u_2 = \frac{2\pi r_2 n}{60} = \frac{\pi d_2 n}{60} \quad Q = \pi d_2 b_2 c_{2r}$$

Dove  $b_2$  è la larghezza della fascia palettata in uscita. Sostituendo queste due espressioni in quella della  $gH_{th,\infty}$ , dopo alcuni passaggi si ottiene:

$$gH_{th,\infty} = \left(\frac{\pi d_2}{60}\right)^2 n^2 - \left(\frac{1}{60b_2}\right) Q n \cot g(\beta_2) = A n^2 - B Q n \cot g(\beta_2)$$

Nell'ultima espressione i termini tra parentesi sono stati sostituiti dalle costanti A e B. Questa formula esprime la caratteristica teorica di un compressore centrifugo con infinite pale ed è lineare rispetto alla portata. La pendenza della curva in un piano ( $gH_{th,\infty} - Q$ ) dipenderà dalla conformazione delle pale, e in particolare dall'angolo  $\beta_2$ .

A questo proposito, a parità di angolo di ingresso si possono distinguere tre tipi di palettatura:

- Pale all'indietro, dove "all'indietro" è inteso rispetto al senso di rotazione, con  $\beta_2 < 90^\circ$  ;
- Pale radiali, in cui  $\beta_2 = 90^\circ$  ;
- Pale in avanti, in cui si ha  $\beta_2 > 90^\circ$  .

I triangoli di velocità per ciascun tipo di pala sono rappresentati nella figura 12.

Osservando la figura 12 si nota come la componente della velocità assoluta all'uscita, in direzione tangenziale  $c_{2u}$  cresca passando dalla configurazione a pale all'indietro a quella a pale in avanti, cioè all'aumentare di  $\beta_2$ .

Questo comporta che all'aumentare di  $\beta_2$  si determina una diminuzione del rendimento ma allo stesso tempo un lavoro specifico più alto. Infatti, aumenta  $c_{2u}$  e quindi il lavoro di Eulero, ma allo stesso tempo aumenta l'energia cinetica di scarico rendendo più problematico il suo recupero nel diffusore. Solitamente i compressori hanno delle palettature all'indietro perché con questa configurazione si riesce a fornire maggiore energia di pressione rispetto a quella cinetica.

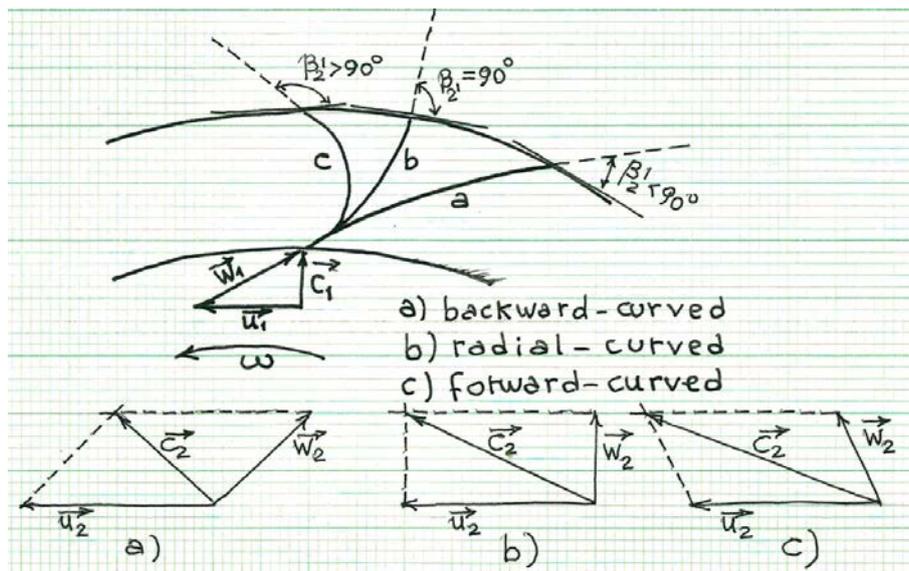


Figura 12 – Triangoli di velocità per macchine con infinite pale al variare di  $\beta_2$ .

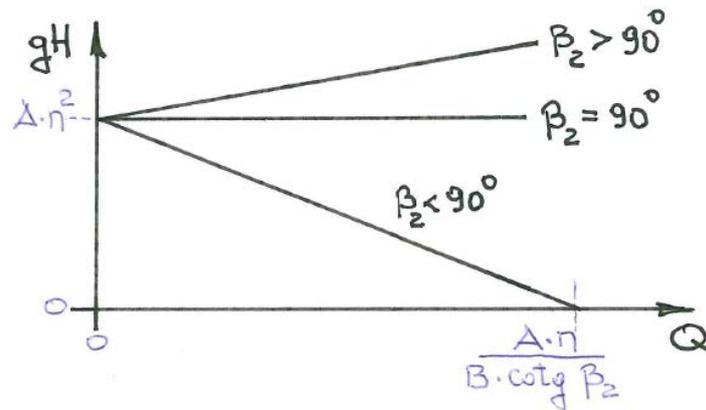


Figura 133 – Andamento della prevalenza teorica con infinite pale al variare della portata.

In figura 13 è rappresentata la curva caratteristica teorica per macchine con un numero infinito di pale aventi diverso angolo  $\beta_2$ .

Nella realtà ovviamente, un compressore senza perdite e con infinite pale non esiste, ma il numero di pale è di solito compreso tra 5 e 8. Inoltre, nella realtà si manifesta un moto vorticoso di difficile interpretazione matematica, che rende difficoltosa l'analisi.

A questo proposito, si suppongano nulle la viscosità del fluido e l'attrito e si supponga che nel vano palare tre due palette si trovi in transito un elemento fluido diretto verso la periferia della girante, in direzione radiale, come in figura 14.

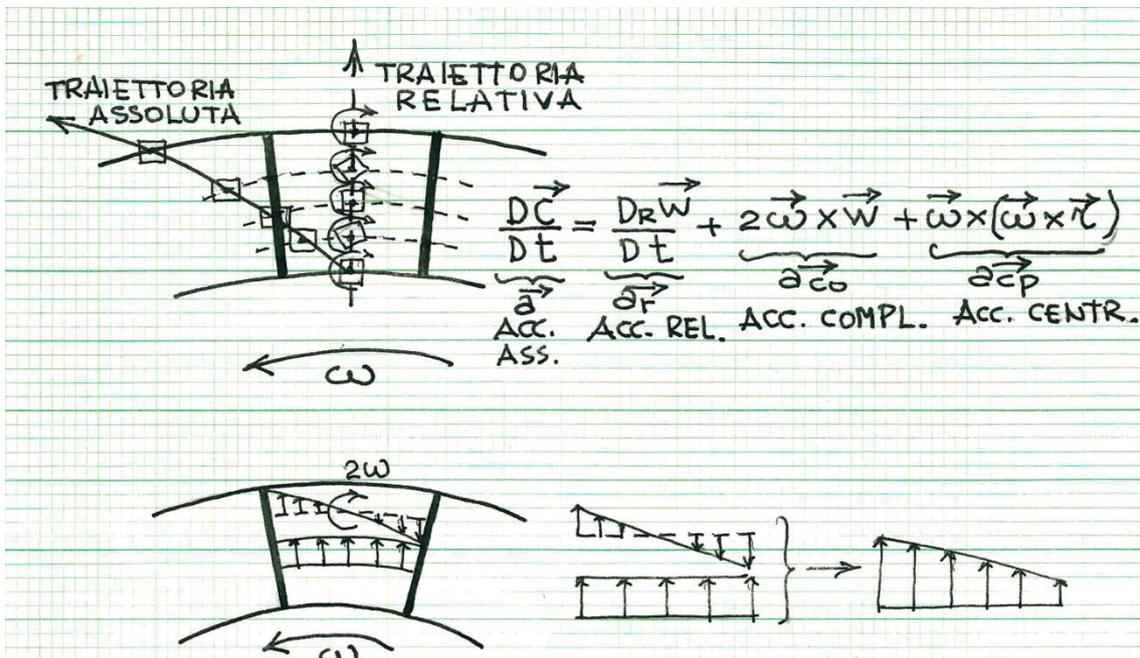


Figura 14 – Schematizzazione della traiettoria seguita da un elemento fluido all'interno del canale palare, per l'osservatore fisso e mobile con la girante.

La particella fluida tende a mantenere la propria giacitura mentre il condotto gira solidalmente alla girante, per cui rispetto al condotto, l'elemento fluido ruota attorno al suo baricentro mentre avanza in direzione radiale. La componente tangenziale della velocità del vortice

provoca una riduzione  $\Delta c_u$  della componente tangenziale  $c_{2u}$  della velocità assoluta in uscita, indicata in questo caso con  $c_{2u,z}$ . La prevalenza teorica nel caso di un numero finito di pale  $z$ , sarà inferiore a  $gH_{th,\infty}$  e pari a:

$$gH_{th,z} = u_2 c_{2u,z}$$

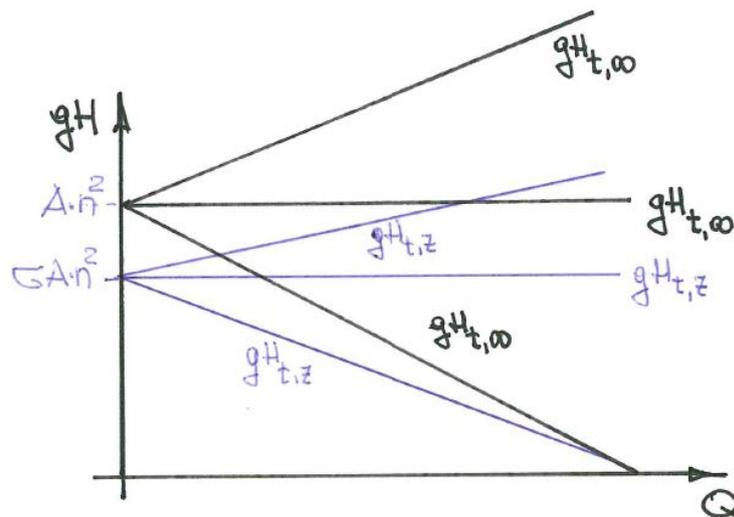
Per la valutazione della  $gH_{th,z}$  si introduce un parametro, detto **fattore di scorrimento (slip factor)** e definito dal rapporto:

$$\sigma = \frac{gH_{th,z}}{gH_{th,\infty}} < 1$$

La caratteristica di un compressore centrifugo con  $z$  pale è quindi diverso da quella con infinite pale e il suo andamento, per diverse tipologie di pala, è visibile nel grafico di figura 15.

La differenza tra  $gH_{th,\infty}$  e  $gH_{th,z}$  non è causata da una perdita, dato che ancora non abbiamo considerato gli attriti, ma bensì deriva da un difetto intrinseco del compressore che non guidando perfettamente il fluido determina una diminuzione della prevalenza.

Per ottenere invece la caratteristica reale da quella teorica, a parità del numero di pale  $z$ , occorre sottrarre a  $gH_{th,z}$  il lavoro perso  $L_{p,1-2}$  che solitamente è dovuto a due cause: le **perdite di profilo e di scia**, che crescono con il quadrato della portata, e le **perdite per urto** che invece saranno minime per la portata di progetto  $Q^*$  e aumenteranno allontanandosi da essa.



**Figura 155 – Andamento delle curve caratteristiche con un numero infinito e finito di pale per diversi valori di  $\beta$ .**

Dalla somma di questi due termini di perdita, si ottiene il diagramma delle perdite totali  $L_{p,1-2}$ , come visibile in figura 16:

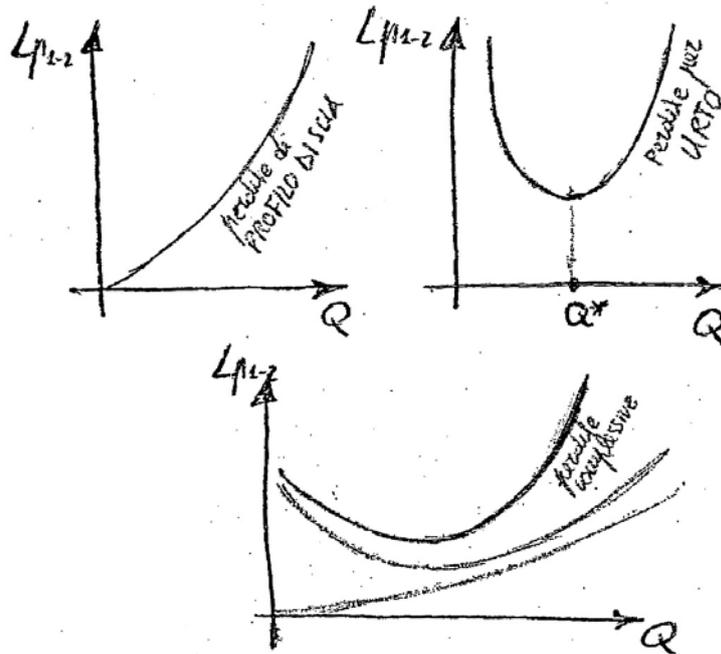


Figura 16 – Andamento delle perdite per scia, per urto, e compressive al variare della portata.

Il diagramma delle perdite compressive va poi sottratto a quello della prevalenza  $gH_{th,z}$  per ottenere la caratteristica reale di un compressore centrifugo (figura 17).

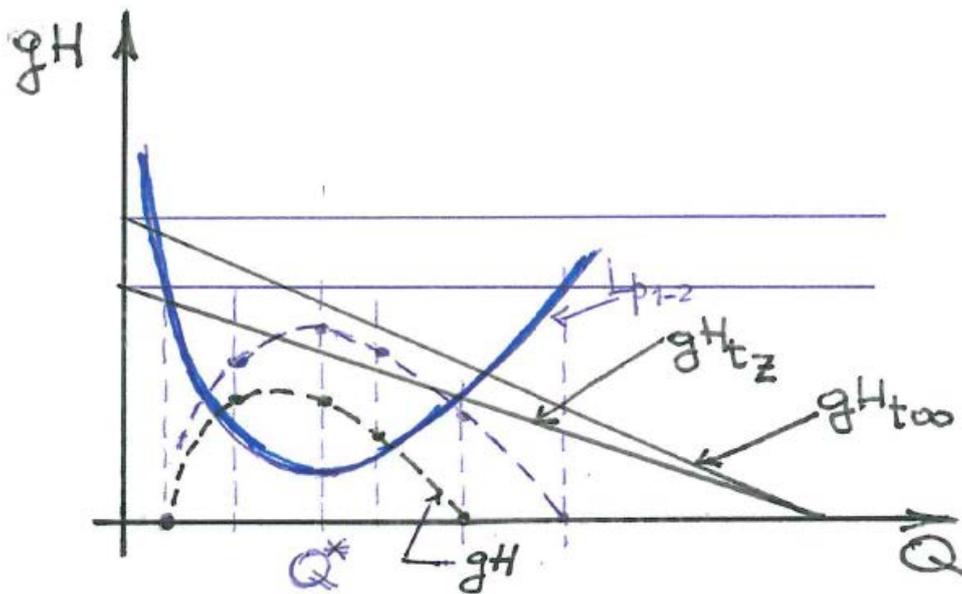


Figura 17 – Andamento della curva caratteristica teorica e reale al variare della portata, per diverse configurazioni di palettatura.

Una volta noto  $gH_z$  si può determinare il rendimento interno del compressore, dato da:

$$\eta_i = \frac{gH_z}{gH_{th,z}}$$

### Ventilatori centrifughi

I ventilatori sono macchine operatrici rotanti che trasmettono al fluido che li attraversa, una determinata energia sotto forma di aumento di pressione: il rapporto tra la pressione totale alla mandata e all'aspirazione non supera 1.2. Sono utilizzati per esempio come estrattori di fumo, per il ricambio d'aria, per inviare aria alle caldaie di combustione in determinati impianti. Relativamente all'installazione possono essere aspiranti ( $p_1 < p_{atm}$ ), prementi ( $p_2 > p_{atm}$ ), o aspiranti-prementi ( $p_1 < p_{atm} < p_2$ ).

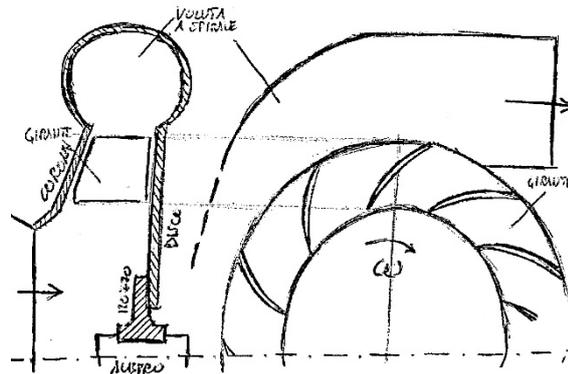


Figura 18 – Schema di ventilatore centrifugo.

La geometria dei ventilatori centrifughi è molto simile a quella delle pompe e dei compressori centrifughi, ma con una geometria semplificata, visto che le pressioni sono molto più basse.

Quasi tutti i componenti sono realizzati in lamiera stampata per semplicità ed economicità della realizzazione. Come per le altre macchine operatrici centrifughe, anche i ventilatori possono avere tre tipi di palettature: all'indietro ( $\beta_2 < 90^\circ$ ), radiali ( $\beta_2 = 90^\circ$ ), e in avanti ( $\beta_2 > 90^\circ$ ). Come già osservato, all'aumentare di  $\beta_2$  diminuisce il rendimento ma aumenta il lavoro scambiato. Per i ventilatori centrifughi si utilizza spesso la configurazione con pale in avanti perché il contributo di energia cinetica trasferita al fluido è superiore a quella di pressione, tenuto conto che nella maggior parte dei casi sono utilizzati solo per la movimentazione di aria.

Per i triangoli di velocità e la forma delle pale (figura 19), sono analoghe le considerazioni svolte per le pompe e i compressori centrifughi.

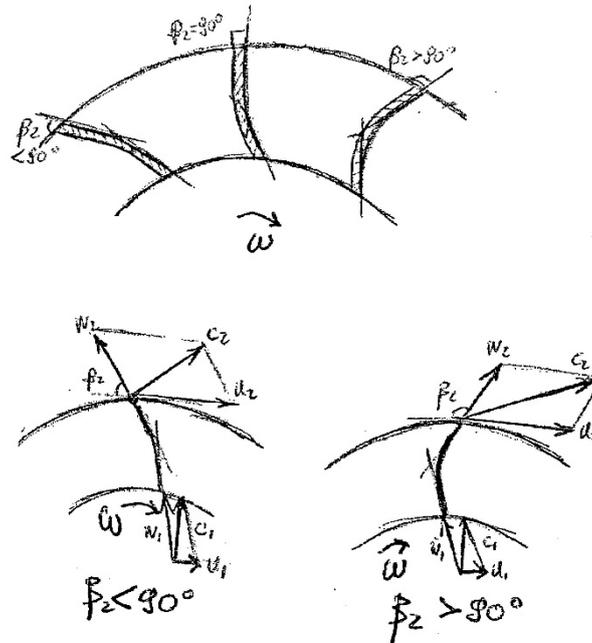
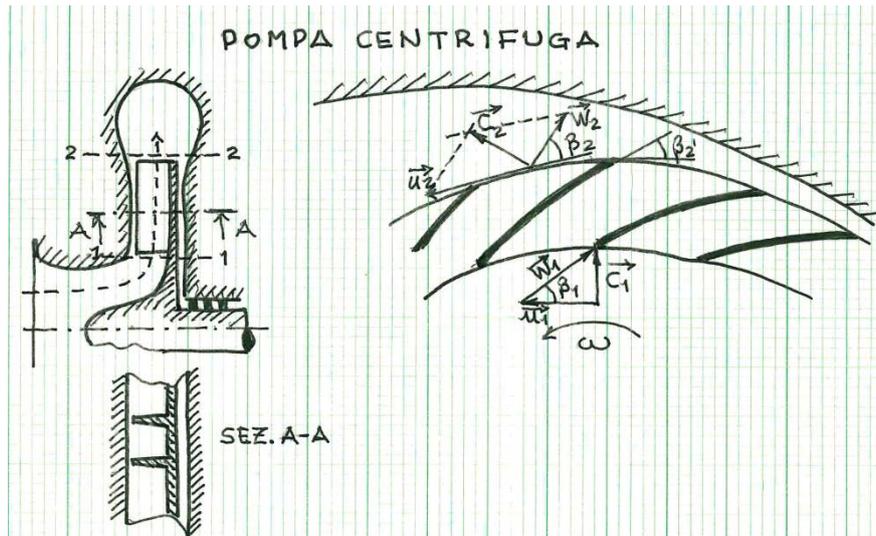


Figura 19 – Schema di alcune palettature e triangoli di velocità per un ventilatore centrifugo.

### Pompe centrifughe

Le pompe centrifughe sono costruttivamente simili ai compressori centrifughi, per cui valgono considerazioni simili a quelle già fatte per tali macchine, ma tenendo presente che il fluido è incompressibile e più pesante. A causa di questo, si avranno velocità di rotazione molto più basse (circa 1/10 dei compressori centrifughi). Normalmente sono macchine monostadio, in quanto a parità di energia ceduta  $\frac{\Delta p}{\rho}$ , il salto di pressione prodotto dalla girante è molto più alto rispetto ai compressori. Pertanto, le pompe centrifughe sono compatte e in generale preferite a quelle alternative, anche se rispetto a queste, sono soggette al fenomeno della cavitazione, che si analizzerà meglio nel seguito.



**Figura 20 – Schema di una pompa centrifuga.**

Le pompe centrifughe presentano un vasto campo di applicazione definito dal numero di giri specifico  $n_s = 20 \div 200$  con prevalenze comprese tra 15 e 200 m. Lo schema generale di una pompa centrifuga è rappresentato nella figura 20.

Il liquido entra assialmente attraverso la tubazione di aspirazione e viene deviato radialmente e accelerato dalla girante (la girante trasferisce il lavoro meccanico dell'albero al fluido sotto forma di energia di pressione e cinetica essendo  $R>0$ ). Lasciata la girante, il fluido entra nel diffusore dove parte dell'energia cinetica acquisita viene convertita in energia di pressione attraverso il rallentamento del fluido. Infine, il fluido viene raccolto dalla voluta a spirale che completa la diffusione del fluido prima di inviarlo alla tubazione di mandata.

Come per le turbine idrauliche, un dimensionamento di massima di tali pompe può essere fatto con l'ausilio di diagrammi statistici partendo dal numero di giri specifico.

Come per i compressori, le pale possono essere all'indietro, radiali o in avanti e valgono considerazioni analoghe (solitamente si utilizzano quelle all'indietro).

Un discorso analogo può essere fatto per la non uniforme velocità nei vani palari (e quindi si potrebbe affrontare nuovamente il discorso sulla prevalenza teorica con infinite pale, z pale, prevalenza reale e rispettive caratteristiche); come per i compressori, i triangoli di velocità di queste pompe sono valutati in corrispondenza del flusso medio. Nella figura seguente è raffigurato un triangolo di velocità per una pompa con pale all'indietro del tutto simile a quello visto per i compressori centrifughi.

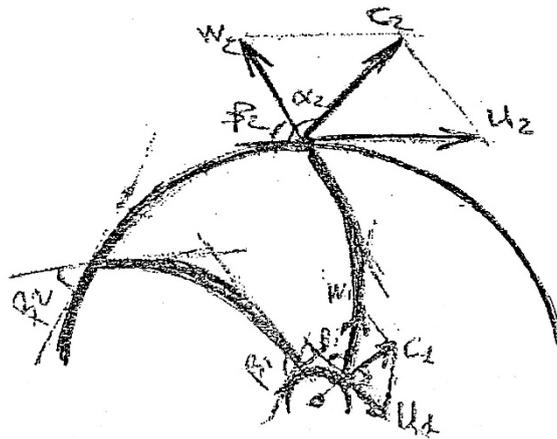


Figura 20 - Schema di una pompa centrifuga con pale all'indietro e relativi triangoli di velocità

**Cavitazione**

Il fenomeno della cavitazione si presenta nelle macchine idrauliche quando la pressione del liquido assume valori inferiori alla tensione di vapore per la corrispondente temperatura di funzionamento.

Il fenomeno interessa soprattutto le pompe e si manifesta solitamente nella bocca di aspirazione caratterizzate dalla pressione più bassa. Le zone del profilo palare che comportano elevata velocità del flusso favoriscono la cavitazione che si manifesta con lo sviluppo di bollicine di gas che spostandosi a contatto con il profilo implodono improvvisamente quando raggiungono regioni a pressione più elevata. La formazione delle bolle e la loro successiva scomparsa, "implosione", avviene con frequenze elevate (tempi di circa 6 ms) e questo determina delle sollecitazioni meccaniche molto elevata che determinano un'azione di pitting sulle pale e la formazione di vaiolatura sulla loro superficie. La cavitazione deve essere attentamente evitata perché produce abrasioni sulla palettatura, riduzione della portata, generazione di vibrazioni e rumore, e in generale determina una caduta di prestazioni e del rendimento. Nel diagramma di figura 22 si nota come in presenza di cavitazione ci sia una repentina caduta di prevalenza della pompa e il bloccaggio della portata.

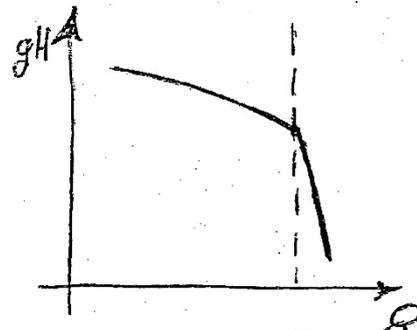


Figura 21 – Andamento prevalenza-portata in presenza di cavitazione

Il progettista di un circuito idraulico nel quale è presente una pompa, deve accertarsi della compatibilità tra le specifiche costruttive e operative del circuito e della pompa, ai fini di un corretto esercizio della macchina che garantisca l'assenza di cavitazione. La verifica viene fatta con il metodo NPSH (*Net Positive Suction Head*). Con riferimento alla figura 23, applicando l'equazione di conservazione dell'energia in forma meccanica fra il pelo libero del serbatoio e la sezione A di aspirazione della pompa si ha:

$$\frac{p_0}{\rho g} + \frac{c_0^2}{2g} + z_0 = \frac{p_A}{\rho g} + \frac{c_A^2}{2g} + z_A + h_{p0A}$$

$$\frac{p_A}{\rho g} = \frac{p_0}{\rho g} - \frac{c_A^2}{2g} - h_A - h_{p0A}$$

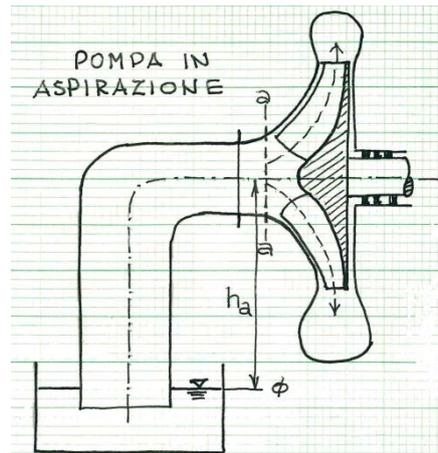


Figura 223 - Schema di un semplice impianto di pompaggio.

Nel caso specifico si ha che  $p_0 = p_{atm}$ . Dall'espressione precedente si può facilmente notare come  $p_A < p_{atm}$  ovvero la sezione A è in depressione. La condizione che occorre imporre per evitare la cavitazione è la seguente:

$$p_A > p_v \quad \rightarrow \quad \frac{p_A}{\rho g} > \frac{p_v}{\rho g}$$

Dove  $p_v$  è la pressione di vapore del liquido alla sua temperatura, cioè quella pressione per una data temperatura al di sotto della quale l'acqua inizia a vaporizzare.

Sostituendo si ha:

$$\frac{p_A}{\rho g} = \frac{p_0}{\rho g} - \frac{c_A^2}{2g} - h_A - h_{p0A} > \frac{p_v}{\rho g}$$

$$\frac{p_0}{\rho g} - \frac{c_A^2}{2g} - h_A - h_{p0A} - \frac{p_v}{\rho g} > 0$$

Nelle condizioni ideali in cui cioè non ci sono perdite ( $h_{p0A} = 0$ ), la velocità in ingresso nella pompa è trascurabile ( $c_A \approx 0$ ), e la pressione di vapore ha un valore corrispondente al vuoto assoluto ( $p_v = 0$ ), si ottiene:

$$h_A < \frac{p_0}{\rho g} \quad \rightarrow \quad h_A < \frac{p_{atm}}{\rho g} \approx 10.33 \text{ m}$$

Nella realtà i termini precedentemente trascurati non sono nulli per cui la quota di aspirazione limite si riduce a  $6 \div 7 \text{ m}$  in dipendenza della configurazione della pompa.

In realtà il punto in cui si realizza la minor pressione non è la sezione A ma si trova all'interno della pompa e in periferia della girante come nella zona del punto C di figura 24. Bisogna quindi imporre la condizione di non cavitazione in quel punto. Come noto un lato della pala sarà in pressione (evidenziata dal segno positivo) rispetto all'altra (segno negativo) che sarà in depressione. Nel grafico di figura 24 è riportato l'andamento della pressione sul lato di intradosso e di estradosso della pala a partire dal punto di coordinata 0 (bordo di attacco della pala) fino alla coordinata curvilinea l (bordo di fuga della pala). Nel punto iniziale 0, comune alle due superfici del profilo (punto di ristagno del fluido), la pressione sarà pari alla pressione di ristagno cioè sarà uguale alla pressione statica  $p_1$ , incrementata del termine cinetico del fluido. Sul lato di estradosso la pressione sarà sempre maggiore rispetto a quella di intradosso fino a portarsi al medesimo valore nel punto comune di uscita (punto coordinata l di fig. 24),

Nel punto C la pressione statica assume la massima differenza rispetto a quella d'ingresso  $p_1$ : quello sarà il punto di pressione minima assunta dal fluido e quindi critico per la cavitazione, nel quale la differenza di pressione può essere espressa come:

$$\Delta p = \frac{\lambda \rho W_1^2}{2}$$

dove  $\lambda$  è un coefficiente sperimentale che dipende dalla pompa che si sta considerando (solitamente è compreso fra 0.2 ÷ 0.4).

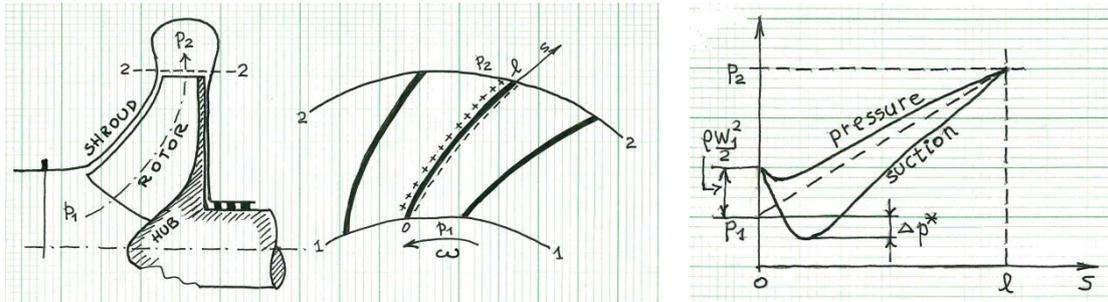


Figura 23 – Andamento della pressione nell'intradosso ed estradosso di una palettatura.

Se si scrive l'equazione di conservazione dell'energia tra il punto di minima pressione C e il pelo libero del serbatoio e si impone la condizione di non cavitazione si ottiene:

$$\frac{p_0}{\rho g} - \frac{c_A^2}{2g} - h_A - h_{p0A} - \frac{p_v}{\rho g} - \frac{\lambda W_1^2}{2g} > 0$$

Separando i diversi termini in modo da portare al primo membro i termini che riguardano l'impianto e il fluido operativo ed al secondo membro quelli che riguardano la macchina si ha:

$$\frac{p_0}{\rho g} - h_A - h_{p0A} - \frac{p_v}{\rho g} > \frac{c_A^2}{2g} + \frac{\lambda W_1^2}{2g}$$

$$NPSH_d > NPSH_r$$

Dove  $NPSH_d$  è il carico netto disponibile e  $NPSH_r$  è quello richiesto dalla pompa. Il valore di  $NPSH_r$  viene fornito dal costruttore e deve essere minore di  $NPSH_d$  che invece è dipendente dal circuito, che deve essere realizzato in modo da evitare la cavitazione.

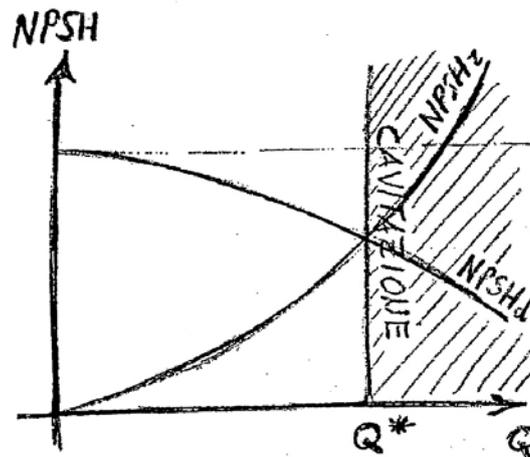


Figura 245 – Andamento tipico di  $NPSH_r$  e  $NPSH_d$  per una pompa inserita in un circuito idraulico.