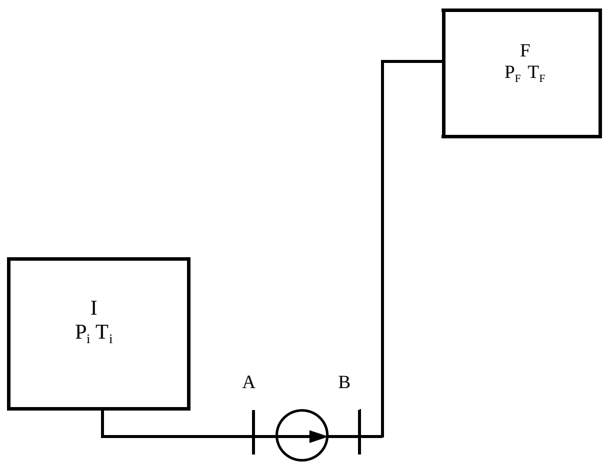
TURBOMACCHINE OPERATRICI

PREVALENZA DI UNA MACCHINA OPERATRICE

Quando si analizza sia in sede di progetto che di verifica, il comportamento di una macchina operatrice, non ci si può limitare all'osservazione della sola macchina. Il funzionamento di una macchina operatrice può essere schematizzato solo quando essa è inserita in un certo insieme. Questo insieme è il circuito esterno che fa capo alla macchina. Una pompa o un compressore possono essere inseriti sia in un circuito semplicissimo, come ad esempio un impianto di sollevamento, ma anche in impianti estremamente complessi come un impianto chimico. In ogni caso per lo studio funzionale della macchina è sufficiente considerare i condotti di adduzione e di mandata del fluido, i quali a loro volta saranno collegati di regola con due apparecchiature. Prescindendo dal fatto che la macchina operatrice può essere una pompa o un compressore noi avremo lo schema illustrato in figura. A e B sono le sezioni di ingresso e di uscita corrispondenti alle flange di aspirazione e di mandata della macchina. Sia I l'apparecchiatura sorgente e F l'apparecchiatura in cui il fluido viene riversato. Il circuito esterno che sarà necessario considerare, per studiare le caratteristiche funzionali della macchina, sarà per l'appunto costituito dalla tubazione di aspirazione e di mandata. Il sistema avrà ordinariamente come limiti di batteria le condizioni di esercizio del fluido nell'apparecchiatura I e in F cioè la coppia P_I T_I e P_F T_F



Una volta definita la lunghezza delle tubazioni e gli altri elementi geometrici ,come la scabrezza relativa alla superficie interna,potremo valutare le perdite di carico e saremo in grado di studiare la macchina inserita nel suo ambiente di esercizio. Vediamo in quale misura la macchina operatrice richiede lavoro specifico per il proprio funzionamento. Per fare ciò occorre prima definire quella che è la prevalenza(1) della macchina cioè l'energia specifica riferita all'unità di peso del fluido che caratterizza non tanto la spesa di energia quanto il profitto energetico che il fluido acquista in seno alla macchina. Questa energia, che viene a trovarsi alla fine come patrimonio energetico del fluido, la dobbiamo mettere in relazione con le esigenze del circuito esterno in cui la macchina è inserita. Per fare questo è sufficiente applicare l'equazione dell'energia in forma meccanica.

$$dL = \frac{dP}{r} + cdc + gdz + dL_P$$

gdz in una pompa il termine gravitazionale può giocare un ruolo non indifferen te.

$$dL_p = (dQ_i)_I$$

(1) Prevalenza = lavoro specifico misurato in unità diverse

Applichiamo l'equazione dell'energia tra le sezioni A e B, ovvero tra la flangia di ingresso posta nella sezione A e la flangia di mandata posta nella sezione B, faccendo riferimemto al processo reale :

$$\mathrm{L_r} = \int_{P_A}^{P_B} \frac{dP}{r} + \frac{c_B^2 - c_A^2}{2} + g(z_B - z_A) + L_{P_{A\to B}}$$

$\mathrm{L_r}$ = Lavoro reale speso per unità di massa

Il primo termine coiciderà con $\frac{\Delta \mathrm{P}}{r} = \frac{p_B - p_A}{r}$ quando si tratta di una pompa anzichè di un compressore. Se dividiamo per g questa equazione e isoliamo al primo membro la differenza tra il lavoro speso e il lavoro passivo, in seno alla macchina, cioè le perdite per irreversibilità in seno alla macchina, otteniamo la prevalenza H cosi come viene universalmente definita

$$\mathrm{H} = \frac{\mathrm{L_r} - L_{P_{A,B}}}{g} = \int_{P_A}^{P_B} \frac{dp}{rg} + \frac{c_B^2 - c_A^2}{2g} + (z_B - z_A)$$

La prevalenza fisicamente rappresenta un' energia per unità di peso,[(1)] rappresenta , in altezza di colonna del fluido considerato, l' energia per unità di peso che viene trasferita al fluido e da questo trattenuta sotto forma di patrimonio energetico.

Questa grandezza H è a sua volta composta dalla somma di 3 termini:

$$\mathbf{H = H_m + H_c + H_g}$$

Prevalenza manometrica : $\mathrm{H_m} = \int_{P_A}^{P_B} \frac{dp}{rg} = \frac{\mathrm{p_B} - p_A}{rg}$ ($p$er una pompa r = cost.)

Prevalenza cinetica: $\mathrm{H_c} = \frac{c_B^2 - c_A^2}{2g}$

Prevalenza geodetica: $\mathrm{H_g} = z_B - z_A$

Da notare che in un compressore, la prevalenza manometrica è quella decisamente dominante,in quanto quella cinetica, salvo casi eccezionali, è trascurabile (vedi oltre). La prevalenza geodetica è anch’essa normalmente trascurabile soprattutto quando i baricentri delle sezioni d’ ingresso e d’uscita, A e B, siano prossimi tra loro. In ogni caso quando il termine manometrico è dominante, anche una macchina disposta con i baricentri delle sezioni di ingresso e d’uscita sulla verticale, non subisce sostanziali variazioni nel computo della prevalenza complessiva. Il termine cinetico non è trascurabile, addirittura dominante, nel caso particolare in cui la macchina operatrice è un ventilatore. In tal caso viene ad esaurirsi, quasi ad annullarsi, l’intero circuito esterno, tutta l’energia comunicata al fluido viene utilizzata per aumentare la sua velocità,mentre la prevalenza manometrica (non parliamo della geodetica per l’aeriforme) è sostanzialmente nulla. Nel caso di un compressore la prevalenza manometrica rappresenta anche la prevalenza della macchina. In una pompa, a seconda dei casi, possiamo avere una più o meno, significativa incidenza del termine cinetico e geodetico, ma si tratta di una incidenza molto modesta in quanto stiamo ragionando tra la sezione d’ingresso e d’uscita della macchina e non fra le apparecchiature iniziale e finale. Per vedere quale relazione

(1) Abbiamo un’ energia per unità di massa diviso per g.

intercorre, tra la prevalenza comunicata al fluido attraverso la macchina operatrice e le esigenze energetiche del circuito esterno, basta fare una cosa molto semplice, cioè integrare l'equazione dell'energia tra le sezioni A e B, passando questa volta dalla apparecchiatura[1] **I** a quella **F**, sull'intera linea nella quale la macchina è inserita , cioè sull'intero circuito esterno .

Il termine L_r *è* lo stesso di prima perchè, tra le sezioni **I** ed **F,** la sola sede nella quale si opera un assorbimento di lavoro, ovvero uno scambio di lavoro tra il fluido e l' esterno, è la macchina .
Abbiamo ancora lo stesso lavoro reale che avevamo prima :

$$\frac{L_r}{g} = \int_{P_i}^{P_F} \frac{dp}{rg} + \frac{c_F^2 - c_I^2}{2g} + (z_f - z_i) + \frac{L_{P_{C.E}}}{g} + \frac{L_{P_{A,B}}}{g}$$

$L_{P_{A,B}}$: Lavoro passivo all' interno della macchina

$L_{P_{C.E}}$: Lavoro passivo del circuito esterno della macchina

$L_{P_{C.E}} = L_{P_{I,A}} + L_{P_{B,F}}$

$L_{P_{I,A}}$: lavoro passivo dissipato sulla linea di aspirazione

$L_{P_{B,F}}$: lavoro passivo dissipato sulla linea di mandata.

Anche qui vediamo che, al netto delle dissipazioni, il circuito esterno richiede il seguente trinomio sul fluido:

$$\int_{P_I}^{P_F} \frac{dp}{rg} + \frac{c_F^2 - c_I^2}{2g} + \left(z_F - z_I\right)$$

Abbiamo il termine manometrico , il termine cinetico e il termine geodetico. Ordinariamente il termine cinetico è rigorosamente trascurabile :se si tratta di un compressore. Infatti ,tra le apparecchiature I ed F, il fluido sarà si in moto, ma con energie cinetiche trascurabili rispetto a quelle che ha in seno alla macchina. Se invece si tratta di un pompa la situazione nelle apparecchiature I ed F andrà valutata in corrispondenza dei peli liberi, quindi considereremo il fluido rigorosamente in quiete.

[1] Lungo i tratti IA e BF il lavoro tecnico è nullo in quanto i condotti sono rigidi e indeformabili.

La prevalenza della macchina H :

$$\text{H} = \frac{\text{L}_\text{r} - L_{P_{A,B}}}{g} = \int_{P_I}^{P_F} \frac{dp}{rg} + (z_F - z_I) + \frac{L_{P_{C.E}}}{g}$$

Si usa chiamare la somma del termine manometrico e del termine geodetico ***prevalenza utile H_u***

$$H_u = \int_{P_I}^{P_F} \frac{dp}{rg} + (z_F - z_I)$$

La prevalenza della macchina risulta essere : $\text{H} = \text{H}_\text{u} + \frac{L_{P_{C.E}}}{g} = H_{C.E}$

Nella macchina, al netto delle perdite, conferiamo al fluido un' energia che viene utilizzata dal circuito esterno sotto forma di energia geodetica e serve a soddisfare le dissipazioni del circuito stesso. Per cui possiamo scrivere che la prevalenza della macchina è uguale alla prevalenza del circuito esterno $\text{H}=\text{H}_{\text{CE}}$. La prevalenza del circuito esterno cioè la prevalenza utile per un compressore è data solo dal primo termine della formula ,mentre se si tratta di una pompa avremo il predominio del termine manometrico e di quello geodetico.In una pompa utilizzabile in un impianto a vapore il termine H_m, prevalenza manometrica è dominante.

La prevalenza del circuito esterno sarà proporzionale al quadrato della portata volumetrica

$$H_{P_{C.E}} = \frac{L_{P_{C.E}}}{g} = kQ^2$$

$\text{k} = \text{L}_{\text{eq}_{\text{C.E}}} \cdot f(\text{Re}, e, D)$ f = fattore di Fanning $\text{k} = \text{f}\,\frac{\text{L}_{\text{eq}_{\text{C.E}}}}{2gD}$

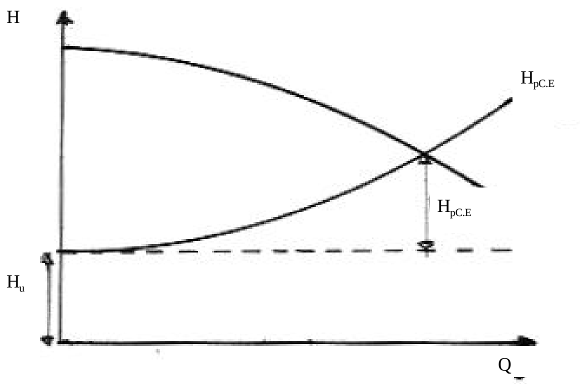
K sarà quindi proporzionale alla lunghezza del circuito esterno.

$f = f\left(\text{Re}, e, D\right)$ dove $e = \frac{\text{e}}{\text{D}}$ con e = rugosità (scabbrosità)

c = velocità media ; D = diametro ; $\text{L}_{\text{Eq}} = \text{L}_{\text{CE}} + \sum \Delta\text{L}_{\text{Eq}}$

considerato che $Q = c \cdot \Omega = c \cdot \frac{p \cdot D^2}{4} \Rightarrow c = \frac{4Q}{p \cdot D^2}$ ne segue che

$$H_{P_{CE}} = f \cdot \frac{16Q^2}{p^2 \cdot D^4} \cdot \frac{1}{2gD} \cdot \text{L}_{Eq} == f^* \frac{Q^2}{2gD^5} \text{L}_{Eq} \quad \text{ove } f^* = \frac{16}{p} f$$



Il circuito esterno presenta sempre una caratteristica quadratica
Per Q=0 oppure M=0 avremo il solo termine $\text{H}=\text{H}_\text{u}$

TURBOMACCHINE OPERATRICI CENTRIFUGHE

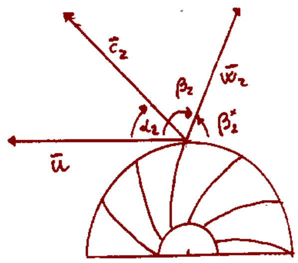
Prendiamo in considerazione una macchina operatrice centrifuga generica, senza fare distinzione tra pompa o compressore nel senso che la teoria generale monodimensionale che andiamo a studiare riguarda sia i fluidi aeriformi che i fluidi a densità costante.
L' analisi può essere condotta in 3 STEP :
1)t_{∞}: t stà ad indicare teorico , cioè assenza di perdite per attrito e per urto del fluido all' imbocco della girante cioè in corrispondenza del bordo d' ingresso delle pale e "infinito" sta' ad indicare infinito numero di pale come se il fluido fosse perfettamente guidato a mezzo di infinite palette ravvicinate tra loro . In definitiva questa ipotesi coincide ne più ne meno con quella del modello monodimensionale fatta finora per le turbomacchine motrici.
Infatti se si ipotizzano le traiettorie dei filetti fluidi identiche tra di loro, condizione che fa parte di quelle che definiscono appunto il modello monodimensionale , questa è la condizione che nel campo delle macchine operatrici viene storicamente indicata con l' indice "infinito".
2) t_z: in un secondo tempo si considera ancora la sede teorica t e cioè l' assenza di perdite fluidodinamiche per urto, quindi t indica né più né meno che la sede limite, ma questa volta si considera un numero finito di pale z, il che significa che non si fa a meno questa volta di considerare gli effetti inerziali del fluido alle quali il fluido è soggetto per la rotazione della girante.
3) r_z : sede reale con un numero finito di pale.
Dato che si rispetta questo tipo di formalismo faremo anche noi riferimento a questo.
Il problema fondamentale è quello di ricavare l'espressione per la prevalenza della macchina che abbiamo definita e messo in relazione alla prevalenza del circuito esterno. In sede limite chiameremo la prevalenza $H_{t\infty}$ Vogliamo studiare in quale misura questa prevalenza viene a dipendere dai 2 parametri di funzionamento più caratteristici che sono la portata volumetrica Q e il numero di giri al minuto n

$$H_{t\infty} = H_{t\infty}(Q,n)$$

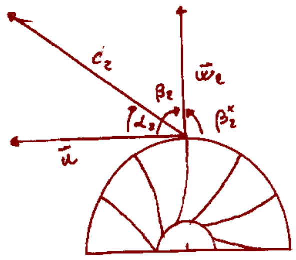
La portata volumetrica Q può essere sostituita con la portata in massa ma anche qui preferiamo uniformarci a quelle che sono le trattazioni che si trovano di solito. Se ci riferiamo quindi alla portata volumetrica dobbiamo riferirci anche ad una determinata sezione della macchina perché mentre per una pompa la portata in massa è proporzionale alla portata volumetrica attraverso una densità che rimane costante , nel caso di un compressore la portata in massa sarà costante nelle varie sezioni della macchina ,purché il funzionamento sia a regime come noi supponiamo, la portata volumetrica varierà in ragione della variazione di densità. Con Q si indica la Q_2 ossia la portata nella sezione della girante.

Modello geometrico

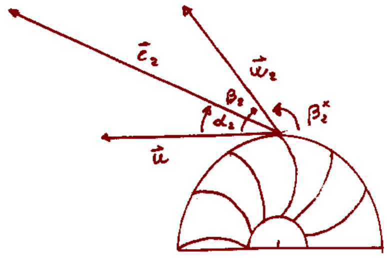
Per quanto riguarda il modello geometrico della macchina ci riferiamo ad uno monodimensionale che fa riferimento ad una sezione della macchina condotta con un piano perpendicolare all'asse di rotazione e si suppone che quello che si studia nel piano di rappresentazione venga identicamente ripetuto in tutti i piani paralleli al piano di rappresentazione, per una profondità pari alla profondità dello sviluppo della pala. Prendiamo in esame la sezione della girante fatta con un piano ortogonale all'asse di rotazione e consideriamo tre condizioni geometriche diverse che corrispondono ad altrettante filosofie costruttive, poi le porremo a confronto tra loro trovando delle relazioni molto importanti.



CONVESSA
$\beta_2^* < 90°$



RADIALE
$\beta_2^* = 90°$



CONCAVA
$\beta_2^* > 90°$

Esistono tre tipologie costruttive diverse della palettatura per una macchina centrifuga. Immaginando di rappresentare schematicamente tre esempi relativi di ciascuna di esse e per far si che il confronto sia particolarmente significativo immaginiamo di considerare i tre casi identica geometria di base ovvero identici diametri di uscita e anche di ingresso delle sezioni e supponiamo inoltre di considerare la medesima velocità di rotazione della macchina (la medesima ω). Per rendere il discorso più significativo consideriamo le tre macchine a parità di portata e quindi a parità di componente radiale di velocità in uscita , proprio perché consideriamo uguale portata volumetrica in entrata e in uscita. In figura appaiono le tre diverse tipologie di pala , i diametri D_1 e D_2, i raggi R_1 R_2 sono i medesimi . supponiamo che le tre giranti ruotino alla stessa velocità e nella stessa direzione antioraria perché abbiamo la stessa orientazione dei triangoli di velocità a cui siamo abituati. Immaginiamo di disegnare i triangoli di velocità all'uscita i quali hanno un'importanza maggiore per noi rispetto a quelli in ingresso. Volendo rispettare la condizione di parità di portata, ovviamente trattandosi di una macchina centrifuga, dovremo ipotizzare uguale componente radiale della velocità perché la componente che garantisce lo smaltimento della portata è per l'appunto la c_r o w_r. Per la macchina del primo tipo (palettatura convessa) il triangolo è rappresentato come in figura. La w_2 è orientata concordemente con la tangente al profilo della sezione d'uscita. Per la convenzione che abbiamo fatto con gli angoli, α_2 e β_2 canonici sono quelli in figura però per le macchine operatrici si considera storicamente come angolo β_2 (lo chiameremo β_2* per non confonderlo) il complemento a 180° del β_2 definito come angolo compreso tra le direzioni positive dei vettori w e u. La seconda posizione è caratterizzata da una uscita radiale del fluido nel moto relativo in quanto l'angolo costruttivo β_2 è pari a 90°. Questa è la palettatura che possiamo chiamare ad uscita radiale. Facciamo notare che un caso particolare di questa è quello della macchina a pale diritte ovviamente radiali che corrisponde ad una soluzione costruttiva estremamente semplice in quanto le pale in questo caso si riducono a lastre piane saldate sul dorso della girante. Per ventole di poco conto per le quali non si richiedono prestazioni dignitose tale girante può essere impiegata. Infine veniamo al caso della palettatura concava (terza figura). Naturalmente per le ipotesi di parità che abbiamo fatto tutte e tre le macchine presentano la stessa componente radiale $c_{2r}=w_{2r}$. La palettatura convessa viene detta anche macchina con le pale all'indietro mentre la concava con le pale in avanti. Nel primo caso, ovvero quello a palettatura convessa abbiamo β_2* <90° mentre nel caso della palettatura concava abbiamo invece β_2*>90°.

Studio $H_{t\infty}$

Riveste particolare interesse in quanto si può condurre parametricamente ottenendo direttamente dall' analisi il confronto dei 3 tipi di palettatura. Già nella sede t_{∞} che è la prima di cui dobbiamo occuparci si possono dedurre informazioni e considerazioni generali estremamente interessanti. Vediamo quindi di analizzare in quale misura $H_{t\infty}$ dipende dalla portata volumetrica Q e dal numero di giri al minuto ovvero n. Anzututto dobbiamo dare a $H_{t\infty}$ la sua forma di partenza , dobbiamo cioè definirla in formula.

Essendo la prevalenza in condizioni teoriche, ovvero in condizioni di assenza di perdite sia fluidodinamiche e per urto, essa sarà esattamente uguale al lavoro specifico in condizioni t_{∞} diviso per g

$$H_{t_\infty} = \frac{L_{t_\infty}}{g}$$

Ricordiamo che la prevalenza di una macchina operatrice in generale non è altro che la differenza tra il lavoro specifico speso e il lavoro perduto per attrito in seno alla macchina diviso per g. come la sede limite in cui non sono presenti perdite fluidodinamiche ovvero irreversibilità di prima specie.

La macchina non è in tale sede affetta da perdite fluidodinamiche per cui la prevalenza coinciderà con il lavoro specifico nella sede medesima t_{∞} diviso per g, .

Possiamo scrivere per la teoria monodimensionale delle turbomacchine al numeratore una delle espressioni Euleriane del lavoro specifico.

In particolare con la prima si ha :

$H_{t\infty} = \dfrac{u_2 c_2 \cos a_2 - u_1 c_1 \cos a_1}{g}$ oppure in forma più sintetica $H_{t\infty} = \dfrac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}$

Intendendo per c_{1u} , c_{2u} le componenti delle velocità assolute 1,2 nella direzione tangenziale (direzione di u)

La teoria Euleriana approssima tale espressione al primo termine e cioè :

$H_{t\infty} = \dfrac{u_2 c_{2u}}{g}$ in quanto si consdera $u_1 c_{1u}$ di entità abbastanza modesta rispetto a $u_2 c_{2u}$

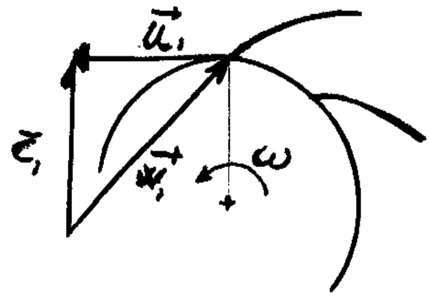
Tutto questo è dovuto alla duplice considerazione che u_1 sarà certamente minore di u_2 dato che $u_1 = wR_1$, $u_2 = wR_2$

Per il carattere centrifugo della macchina in questione $\dfrac{u_2}{u_1} = \dfrac{R_2}{R_1}$

Sopratutto ciò che rende fortemente soddisfata la diseguaglianza è il fatto che c_{1u} è effettivamente modesta rispetto a c_{2u}

Anzi diciamo pure che in condizioni nominali e cioé per una deteminata portata nominale di progetto corrispondente al numero di giri che stiamo considerando la c_1 può essere considerata radiale e quindi priva di componente tangenziale $c_{1u} = 0$

Ciò si sarebbe soddisfatto rigorosamente se il triangolo delle velocità in ingresso fosse come in figura. Si ammette in definitiva, che per lo meno per la portata nominale e per i giri considerati ,la velocità del fluido nel piano meridiano, cioè quello che stiamo considerando, sia distribuito uniformemente e sia radiale.Questo significa anche che il fluido che arriva alla girante attraverso un moto a monte assiale viene convertito da puramente assiale a puramente radiale.



Naturalmente, a stretto rigore questa ipotesi può essere fatta soltanto in corrispondenza di una sola portata e per un determinato numero di giri ovvero, ad ogni velocità angolare corrisponderà una portata per la quale questa condizione è pienamente soddisfatta e allora u_1c_{1u} sarà uguale a zero. Per portate diverse dalla portata nominale il moto assoluto del fluido non sarà un moto perfettamente radiale ma si potrà supporre che tale disuguaglianza sia soddisfatta in maniera accettabile con valori numerici plausibili

Esprimiamo $u_2 c_{2u}$ in funzione del numero di giri e della portata $u_2 = w \dfrac{D_2}{2} = \dfrac{2p \cdot nD_2}{2 \cdot 60}$

per c_{2u} ci conviene utilizzare il teorema delle proiezioni

$c_{2u} = u_2 - w_2 \cos b_2^*$

$b_2^* = p - b_2$ Dobbiamo lavorare su $w_2 \cos b_2^*$

$w_2 \cos b_2^* = \left(\text{moltiplicando e dividendo per sin } b_2^*\right) = w_2 sin b_2^* ctg b_2^*$

ricordiamo che $w_2 \sin b_2^* = w_{2r}$ è la componente radiale della velocità che garantisce lo smaltimento della portata.

$w_2 sin b_2^* ctg b_2^* = w_{2r} \cdot ctg b_2^*$

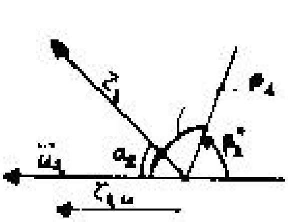
Ora esprimiamo la portata per poter sostituire w_{2r} una grandezza proporzionale alla portata.

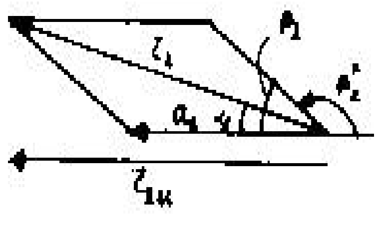
La portata Q che non è altro che la Q_2, sarà data dalla componente radiale della velocità w_{2r} per la sezione.

$Q_2 = w_{2r} \cdot p \cdot D_2 b_2 e_2$ intendendo con b_2 la profondità della palettatura ed e il coefficiete di ostruzione

$Q = c\Omega$

2





$$w_{2r} ctgb_2^* = \frac{Q}{pD_2 b_2 e_2} \cdot ctgb_2^*$$

sostituendo nell'espressione di $H_{t\infty}$:

$$H_{t\infty} = \frac{1}{g} u_2 \cdot \left[u_2 - w_2 \cos b_2^*\right] = \frac{1}{g}\left[u_2^2 - u_2 w_2 \cos b_2^*\right] = \frac{1}{g}\left[\left(\frac{pD_2}{60}\right)^2 n^2 - \left(\frac{pD_2}{60}\right) n \frac{Q}{pD_2 b_2 e_2} \cdot ctgb_2^*\right]$$

$$H_{t\infty} = An^2 - BnQctgb_2^*$$

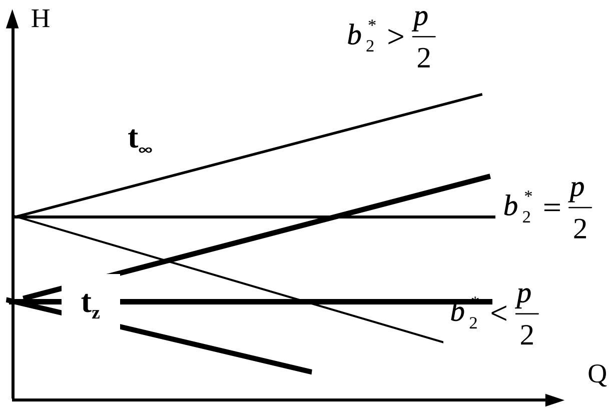
dove A e B sono due costanti geometriche e valgono rispettivamente :

$$A = \frac{1}{g}\left(\frac{pD_2}{60}\right)^2$$

$$B = \frac{1}{g}\frac{1}{60 b_2 e_2}$$

A, B dipendono esclusivamente dalla geometria degli elementi geometrici essenziali della girante in quanto dipendono dal diametro di uscita D_2 dalla profondita b della pala e dal coefficiente di ostruzione

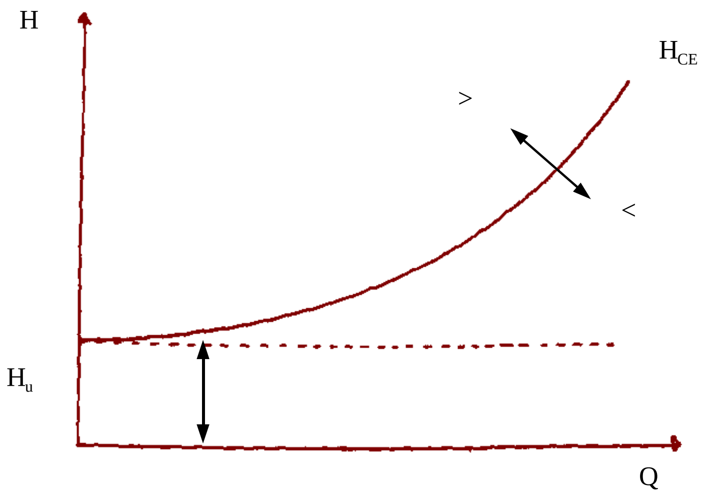
In definitiva, questa formula che abbiamo ricavato, ci serve direttamente per mettere a confronto i tre tipi di palettatura che abbiamo considerato prima, in quanto le costati geometriche A e B sono, per le ipotesi che abbiamo fatto, identiche per i tre tipi di palettatura. Questa espressione ci dice che la legge prevalenza portata che viene anche detta caratteristica della macchina , nella sede t_∞è una legge molto semplice. Per giri costanti cioè ipotizzando la macchina rotante ad una determinata velocità di rotazione che può essere quella impressa dal motore di trascinamento della macchina operatrice, ci dice che la legge H_{t00} è una legge lineare e inoltre che nel caso β_2^*>90°, caso della palettatura concava , tale legge sarà crescente mentre invece nel caso di palettatura convessa β_2^*<90° abbiamo una legge decrescente sempre lineare.



Si può graficare questo risultato per tre esempi qualsiasi aventi in comune le condizioni già precisate si ottiene il diagramma accanto con i vari β^*. Possiamo fare alcune considerazioni di confronto sui tre tipi di palettatura .

Questo risultato ci dice che a parità di condizioni geometriche diametro , velocità angolare, portata, che sono esattamente le condizioni delle figure iniziali, adottando una macchina a palettatura concava ,cioè β_2^*>90° la girante singola e quindi lo stadio singolo della macchina sono predisposti perlomeno in sede t_∞ a conferire al fluido prevalenze maggiori per cui sotto questo aspetto si potrebbe pensare che la palettatura più fortunata sia quella concava in quanto consente a parità di ingombro radiale, di geometria della macchina, di velocità angolare e anche a parità di portata, il raggiungimento di prevalenze maggiori .

Se noi osserviamo il triangolo delle velocità in uscita nei tre casi ,vediamo che nel caso della palettatura concava il modulo della velocità c_2 del fluido in uscita è maggiore, anzi vediamo che c_2 cresce nella misura in cui cresce β_2^* .
La cosa ci importa soprattutto nei confronti degli elementi statorici che compongono il diffusore della macchina , elementi che il fluido incontra a valle della girante .
Ogni macchina operatrice, salvo casi molto particolari come il ventilatore, è composta in ogni suo stadio di un elemento rotante, e di un elemento fisso (statore) che prende il nome di diffusore per le macchine operatrici. Questo organo ha il compito di convertire in parte l'energia cinetica che il fluido acquista nella girante, in energia di pressione, quindi il fluido verrà decelerato a spese della sua energia cinetica e verrà conferita maggiore pressione .
E' chiaro che più è elevato il modulo di c_2 e più elevate saranno le perdite fluidodinamiche nello statore diffusore in quanto le perdite vanno con il quadrato della velocità ,ed essendo il diffusore un elemento fisso chiaramente vede come velocità quella assoluta c_2 .
Ecco che quindi è vero che la prevalenza della macchina è favorita dai β_2^* elevati però è anche vero che il rendimento complessivo dello stadio verrà penalizzato in termini di rendimento per effetto delle perdite maggiori che affliggeranno l'elemento fisso e cioè il diffusore .Inoltre esiste un'altra considerazione che è importante al pari della precedente se non più importante.
La prevalenza della macchina deve essere uguale alla prevalenza del circuito esterno che è uguale alla somma della prevalenza utile H_u e della prevalenza perduta H_p. Se noi portiamo in grafico la prevalenza del circuito esterno avremo una parabola ad asse verticale che parte dal valore H_u in corrispondenza di portata nulla e poi cresce con andamento parabolico in quanto le perdite del circuito esterno sono kQ^2 seguendo le solite leggi di perdita fluidodinamica.



La caratteristica della macchina cioè la legge H-Q per un determinato numero di giri è stabile soltanto sé ha una pendenza di segno opposto rispetto a quella della curva con la quale deve equilibrarsi. Dato che la curva caratteristica del circuito esterno è una curva crescente la caratteristica della macchina, cioè della pompa, del compressore dovrà essere decrescente per essere stabile. Allora è chiaro che nella sede t_∞ come si vede in figura è stabile la macchina a palettatura convessa ma non è stabile la macchina a palettatura concava.