

In realtà quando si consideri la caratteristica reale della macchina , quindi si abbandoni la sede  $t_{\infty}$  per considerare la sede reale, vedremo che grazie alle perdite in seno alla macchina , la caratteristica diventerà decrescente e quindi stabile. Tuttavia esisterà un primo ramo della caratteristica che sarà crescente quindi sarà instabile.

Più la macchina si sposta dal convesso verso il concavo e cioè più cresce l'angolo  $\beta_2^*$  più ampio sarà il campo delle portate da zero sino ad una portata massima che corrisponderà a funzionamento instabile della macchina cioè a una caratteristica ad andamento crescente.

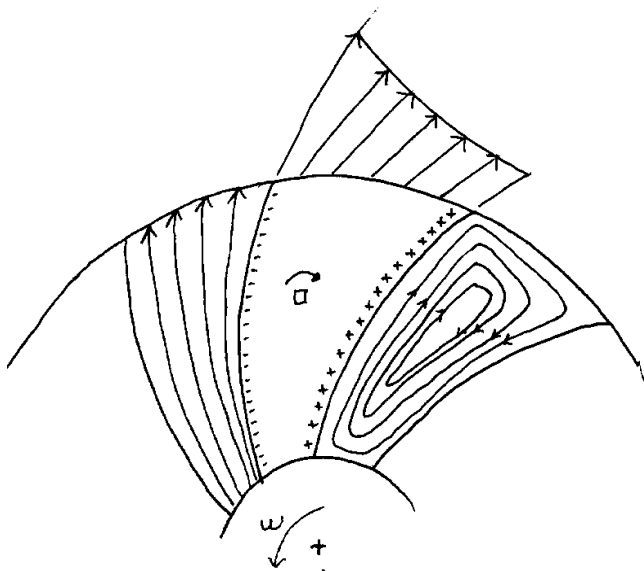
Questo secondo motivo è molto importante , mostra come la macchina a palettatura concava tendenzialmente sia più incline a presentare campi instabili di portata a partire da zero con intervalli più ampi.

## 2° STEP

Analisi in sede  $H_{tz}$

Abbandoniamo l' ipotesi di fluido perfettamente guidato, come se le palette fossero infinitamente ravvicinate tra di loro ,prescindiamo dalle perdite per attrito e per urto , ma si considerano, rispetto al caso precedente, gli effetti inerziali dovuti alla rotazione del fluido, che conferisce un moto rotatorio alle particelle fluide nel moto relativo.

Analizziamo le cose qualitativamente in maniera molto semplice



Consideriamo una palettatura generica ad esempio una convessa ,che è la più usata insieme a quella a uscita radiale ( la palettatura concava è praticamente in disuso). Consideriamo un numero finito  $z$  di pale. Il moto del fluido lo si può studiare secondo il principio della sovrapposizione degli effetti ,composto cioè da un moto uniforme, quindi del tutto conforme a quello ipotizzato dello studio  $t_{00}$  ,e dal moto circolatorio indotto dalla velocità angolare della girante .

Dal punto di vista fenomenologico , consideriamo un elemento fluido ,ad esempio un piccolo parallelepipedo, che nel piano del disegno lascerà come traccia di area rettangolare.

Per effetto della velocità angolare della girante, le azioni inerziali del fluido nel moto relativo, fanno sì che il fluido si muova con un moto rotatorio diretto in senso opposto a quello della velocità angolare della girante .Questo perché il fluido, ancora ipotizzato perfetto cioè privo di viscosità, tenderà nel suo moto a conservare inalterata la propria direzione nel moto assoluto mentre nel moto relativo tutto questo si traduce in una rotazione in senso opposto a quella della velocità angolare.

In definitiva se noi immaginiamo di analizzare l' efflusso , vediamo che ad un moto uniformemente distribuito conforme a quello della teoria  $t_{00}$  precedente si sovrappone un moto circolatorio come in figura.

La composizione dei 2 moti darà luogo ad una distribuzione della velocità in uscita ( velocità relativa ) non più uniforme ma rappresentabile con una legge come in figura

Avremo un modulo della velocità  $w_2$  più elevato in corrispondenza dell' intradosso palare e una  $w_2$  più modesta per effetto del moto circolatorio sull' estradosso palare nello stesso vanto .

Tutto questo fa sì che il fluido si trovi, in corrispondenza dell' intradosso, più accelerato e quindi essendo maggiore l' energia cinetica del moto relativo, sarà minore la pressione .

Avremo una zona più depressa rispetto all' estradosso che essendo esso caratterizzato da una minore velocità del fluido quindi da una minore energia cinetica sarà interessato nella sua prossimità da una pressione più elevata.

In definitiva la differenza delle pressioni tra intradosso ed estradosso spiega anche per lo meno qualitativamente , perché noi non siamo scesi a livello matematico. Viene spiegato il sorgere della coppia che la potenza per muovere la macchina deve somministrare .

Infatti è proprio il  $\Delta p$  tra intradosso ed estradosso palare a determinare quella coppia in senso orario per un osservatore che guarda la figura , con la coppia che deve essere equilibrata nella somministrazione di energia da parte del motore che muove la macchina operatrice .

Sul piano matematico la sede  $t_z$  va analizzata utilizzando l' equazione vettoriale di EULERO per il fluido inviscido, considerando la sovrapposizione dei 2 moti , ossia del moto uniforme corrispondente alla sede  $t_\infty$  e del moto circolatorio indotto sul fluido dalla rotazione della girante tenendo conto che ,non essendo il fluido perfettamente guidato, sarà soggetto a queste azioni inerziali.

Anzi diciamo che solo abbandonando la sede  $t_{00}$  riusciamo a renderci conto fisicamente del sorgere della coppia resistente applicata alla girante.

Numerosi studiosi si sono occupati nel passato di questo problema e oggi come oggi si fa riferimento ai loro studi classici .

La formula più frequentemente seguita è quella di Pfeleiderer:

$$\frac{H_{t_\infty}}{H_{t_z}} = 1 + \frac{2m \cdot \sin b_2^*}{z \left[ 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}$$

$$m \cong 1.6 - 2.0$$

$m$  coefficiente che dipende dalla geometria della macchina (non dalla viscosità)

Anche assumendo per  $\mu$  il valore 1.8 si può preventivare con una certa affidabilità il valore di  $H_{t_z}$  partendo da quello di  $H_{t_\infty}$ . Nella misura in cui  $z$  tendesse all' infinito ricadiamo nel modello semplificato precedente.

Gli studi della sede  $t_z$  possono essere condotti sul piano teorico con relativa semplicità soprattutto oggi in cui un modello numerico può essere affrontato senza timore del calcolo.

### STEP 3

#### SEDE REALE

Corrisponde al reale funzionamento della macchina .

Il discorso sul piano teorico è molto semplice a livello qualitativo, mentre sul piano quantitativo il discorso è molto diverso .

Indichiamo con  $H$  la prevalenza reale :

$$H_r = H = H_{t_z} - (H_{pa} + H_{pu})$$

$$H = H_{tz} - (H_{pa} + H_{pu})$$

$(H_{pa} + H_{pu})$ : è la somma delle perdite fluidodinamiche per attrito e per urto che non abbiamo considerato nella sede  $H_{tz}$

$H_{pa} = k_{rot} Q^2$  perdite per attrito (fluidodinamiche) nel bordo d'ingresso

$H_{pu} \cong \bar{k}_{rot} (Q - Q_0)^2 + H_{pu_0}$  perdite per urto in corrispondenza del bordo d'ingresso

$Q_0$ : è la portata nominale per i giri considerati

$H_{pu_0}$ : costante che tiene conto delle perdite per urto. (minime in condizioni nominali)



Immaginiamo di ingrandire la zona del bordo d'ingresso della pala ove il fluido entra con velocità relativa  $w_1$ .

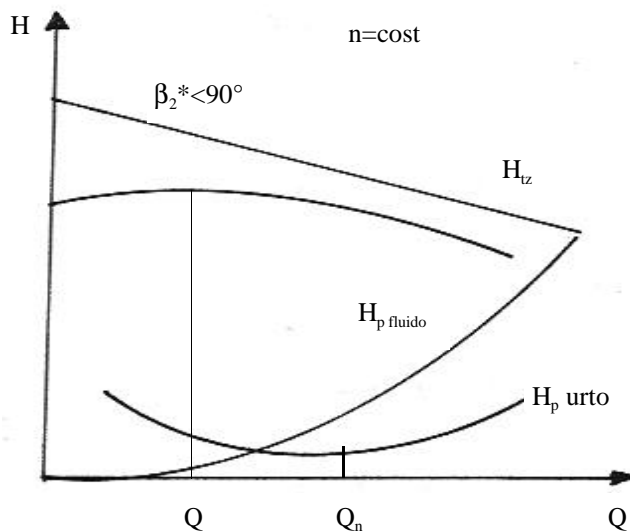
E' chiaro che se lo spessore della pala fosse nullo, in condizioni di portata nominale<sup>(1)</sup>, non avremo perdite per urto.

Quindi per  $Q=Q_0$  avremmo perdite per urto nulle

In definitiva se si conoscessero le costanti in gioco, che sono 3, si potrebbe passare anche storicamente alla formulazione della curva caratteristica della macchina.

In realtà le 3 costanti possono essere analizzate o per via diretta (sperimentale sulla macchina utilizzando preferibilmente la teoria della similitudine dei triangoli), oppure in alternativa attraverso un modello matematico che non può essere monodimensionale ma come minimo bidimensionale.

### CURVA CARATTERISTICA REALE



In figura si vede il diagramma a giri costanti che dà la prevalenza in funzione della portata.

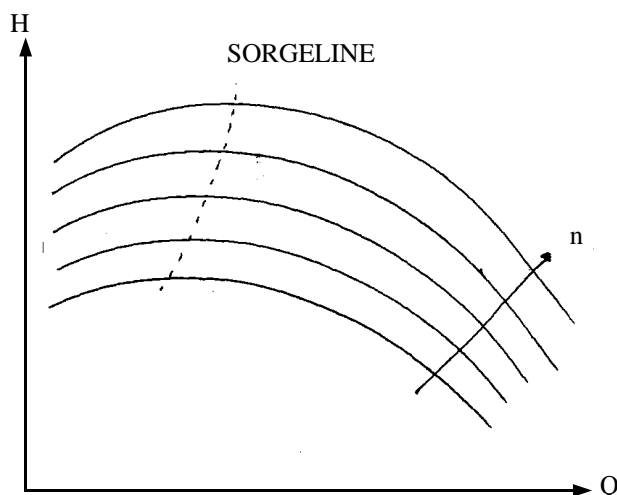
Per ricavarlo occorrerà partire dalle curve di  $H_{t\infty}$ , si passa prima alle curve di  $H_{tz}$  dopo di che si sottraggono le perdite per attrito e quelle per urto.

Le perdite per attrito sono paraboliche, mentre le perdite per urto avranno un andamento con un minimo in corrispondenza di  $Q_0$ . Si effettua la somma delle 2 curve  $H_{pa}$ ,  $H_{pu}$ , ottenendo la  $H_p$ .

Tale curva viene sottratta alla curva  $H_{tz}$  relativa alla macchina considerata e si ottiene una curva caratteristica che ha l'andamento indicato in figura.

Se immaginiamo di rappresentare nel piano H-Q più curve per diversi numeri di giri avremo una famiglia di curve ciascuna delle quali sarà relativa ad un valore di n

(1) per le quali la tangente al profilo palare coincide con la direzione del vettore velocità relativa



Si tratta di curve che hanno un massimo. Possiamo rappresentare il luogo dei massimi con una curva che prende il nome di linea di pompaggio.

La linea di pompaggio costituisce la frontiera fra il campo stabile e quello instabile della macchina.

Il campo stabile è a destra della linea di pompaggio in quanto le caratteristiche per qualsiasi numero di giri sono decrescenti quindi stabili mentre a sinistra abbiamo il campo che è per lo meno teoricamente instabile.

Se la curva caratteristica del circuito esterno incontra la curva caratteristica della macchina in un punto a sinistra della linea di pompaggio una perturbazione qualsiasi, per esempio una variazione casuale di portata o di pressione, può dare luogo a una instabilità di funzionamento, cioè la macchina non tende più ad autostabilizzarsi sul regime che viene imposto dal rotore che la muove, bensì può essere soggetta ad un funzionamento instabile.

Mentre le macchine a palettatura concava presentano in sede  $t_{\infty}$  una caratteristica completamente instabile in sede reale poi sono le perdite che stabilizzano o per così dire ma in ogni caso a parità di altre condizioni un  $\beta_2^*$  più elevato al di sopra dei  $90^\circ$  favorisce in genere un allargamento a parità di giri della zona instabile cioè un allargamento del campo delle portate partendo da 0 che corrispondono a funzionamento instabile della macchina.

## STATORE O DIFFUSORE

Il diffusore può essere costituito da più elementi in serie tra loro.

Mentre lo statore di una turbomacchine motrice assiale è costituito da un elemento unico cioè dall'ugello, nella macchina operatrice radiale il diffusore è costituito ordinariamente da 2 elementi e talvolta da 3.

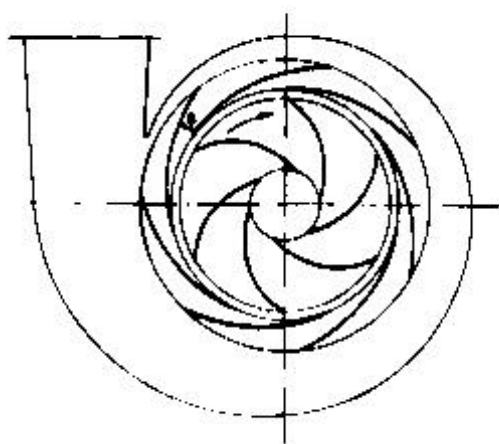
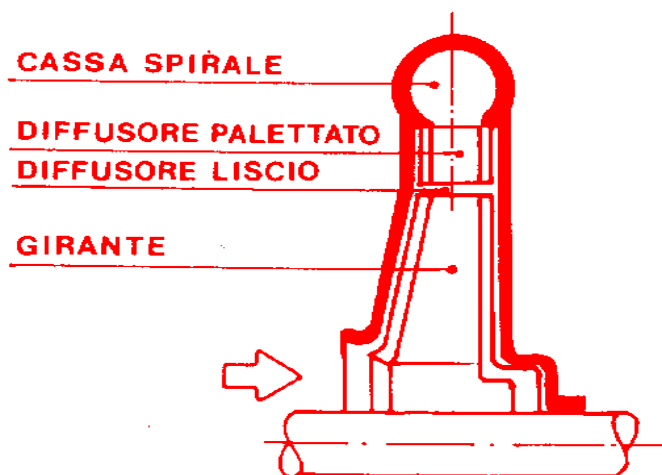
- a) un diffusore liscio
- b) un diffusore palettato
- c) cassa a spirale

Quest'ultima serve per convogliare il fluido che esce radialmente attraverso l'intera superficie periferica del rotore per convogliarlo in una tubazione unica.

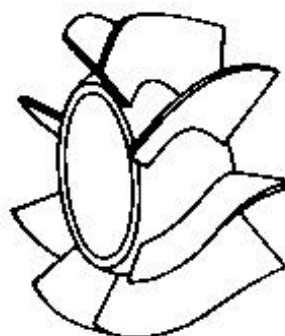
Il diffusore liscio non è altro che un anulus che occupa una escursione radiale compresa tra il diametro di uscita della girante e un diametro di poco maggiore  $D_3$ .

Il diffusore palettato è fra i 3 elementi l'unico che può essere assente nel senso che alcune macchine di regola le più prestigiose sono dotate di diffusore palettato che è un elemento storico realizzato con una palettatura fissa quindi presenta l'esigenza di un costo, e tale elemento proprio perché costoso viene inserito quando le prestazioni della macchina siano tali da richiederlo cioè tali da rendere sopportabile un incremento di costo della macchina.

Infine la cassa a spirale che può operare o meno con gli elementi precedenti alla conversione di energia cinetica del fluido in energia di pressione, serve comunque al convogliamento dell'intera portata di fluido distribuita in tutta la corona esterna in una tubazione di mandata unica. La macchina a stadio singolo si presenterà in una sezione effettuata con un piano passante per l'asse di rotazione come in figura.



Pompa centrifuga con diffusore palettato e voluta



Raddrizzatore palettato