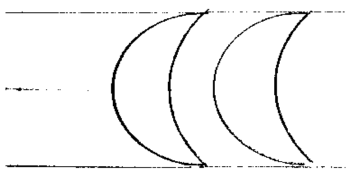
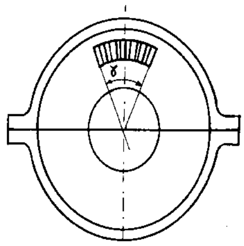


la pala del rotore nella sezione intermedia è molto massiccia per diminuire la sezione di passaggio del fluido attraverso il vano palare. Le spinte centrifughe sono molto elevate e questo può provocare distacchi di vena nella zona adiacente l'estradosso palare.

Aumentando la sezione della pala nella zona centrale diminuisce la sezione di passaggio venendo cosi incontro alla necessità del fluido a passare attraverso sezioni minori a causa delle spinte dovute alla forza centrifuga.



Lo statore può essere costruito in 2 maniere diverse, o mediante palettatura oppure per motivi connessi con l'elevato valore della densità del fluido (turbine a vapore di grande taglia) può succedere che per realizzare palette con sezioni di passaggio elevati, è necessario parzializzare la portata, cioè alimentare non lungo i 360° della corona ma soltanto attraverso una regione particolare. Questi condotti vengono ricavati dal pieno (vedi oltre).

MACCHINA AD AZIONE
RENDIMENTO DI PALETTATURA IN SEDE REALE

Il modello della sede reale deve rispettare la condizione della monodimensionalità, allora tutti gli efflussi fluidodinamici che sono tridimensionali, occorre ridurli a pochi parametri.

In sede limite il rendimento di palettatura viene sostanzialmente a coincidere con il rendimento rotorico in quanto lo statore in sede limite avrebbe di per sè all'esterno rendimento 1, mentre in sede reale $h_s \neq 1 \Rightarrow h_p = h_{st} h_{rot}$

Il rendimento del solo statore : $h_{\text{stat}} = \dfrac{(\Delta h_{stat})_r}{(\Delta h_{stat})_s} = \dfrac{c_1^2 - c_0^2}{c_{1l}^2 - c_0^2}$ (in sede reale $c_1 \neq c_{1\lambda} \rightarrow h_{stat} < 1$

Essendo $c_0^2 << c_1^2$ in quanto abbiamo almeno $\dfrac{c_0}{c_1} < \dfrac{1}{10}$ possiamo scrivere : $h_{\text{stat}} = \left(\dfrac{c_1}{c_{1l}}\right)^2 = j^2$

Si introduce il coefficiente riduttivo per il statore $j = \dfrac{c_1}{c_{1s}}$ $\qquad j \cong 0.94 \approx 0.98$

c_{1l} = velocità in sede limite $\quad c_1$ = velocità reale

Per il rotore il coefficiente riduttivo è y : $\qquad y = \dfrac{w_2}{w_{2s}} \qquad y \cong 0.86 \approx 0.90$

w_2 : velocità relativa reale, w_{2l} : velocità che competerebbe al fluido sè il processo rotorico si mantenesse isoentropico

Dato che w_{2l} non è altro che la w_1 nel caso di macchine ad azione (R = 0) possiamo scrivere

$$y = \frac{w_2}{w_{2l}} = \frac{w_2}{w_1}$$

Questi coefficienti riduttivi tengono conto globalmente della perdite fluidodinamiche sia nello statore che nel rotore.

In sede limite il rendimento statorico è unitario,di conseguenza il rendimento di palettatura dello stadio coincide con quello rotorico.In sede reale invece il rendimento di palettatura dello stadio tiene conto implicitamente del rendimento statorico e rotorico

Dobbiamo impostare il rendimento tenendo conto dei parametri chiave che saranno come in sede limite, ancora :

a) ll rapporto u/c_1e l' angolo α_1, in più

b) avremo la presenza di ϕ e ψ che tengono conto delle perdite fluidodinamiche in maniera sintetica ,sia statoriche che rotoriche.

I valori di ϕ e ψ devono essere noti tanto in sede di progetto che in sede di verifica e vanno valutati tenendo conto di tutti gli insegnamenti della fluidodinamica .

ϕ: esprime le perdite fluidodinamiche statoriche o per lo meno dal valore di ϕ possiamo dedurle.Esso dipende essenzialmente dalla lunghezza e dalla geometria del condotto e dal disegno dello stesso, inoltre dipenderà dallo stato della lavorazione delle superfici a contatto con il fluido e quindi dipenderà dalla rugosità relativa. Dipenderà anche dal valore di c_1 in quanto tutte le perdite fluidodinamiche sono proporzionali a parità di altre condizioni al quadrato della velocità

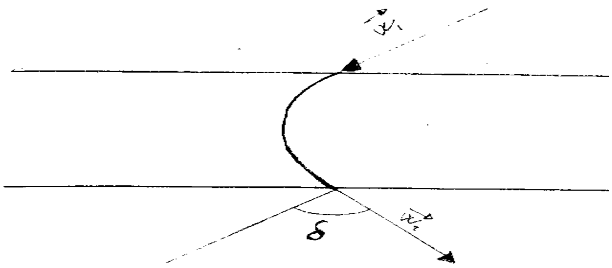
Parlare di c_1 *oppure* del rapporto $\frac{P_0}{P_1}$ è la stessa cosa ,in quanto la velocità di uscita del fluido dal condotto statorico dipende dalla pressione a monte e dalla pressione a valle del condotto steso

E' indifferente operare con c_1 oppure con il rapporto delle pressioni.

Per quanto riguarda y cioè il coefficiente riduttivo della velocità rotorica , dipende da parametri del tutto analoghi .

Dipende dalla geometria del disegno del condotto rotorico, dalla rugosità delle pareti e dal modulo della velocità w_1 che è molto simile alla velocità w_2 nelle macchine ad azione.

Nel condotto rotorico il fluido subisce una forte deviazione misurata dal angolo d.



L'angolo di deviazione δ introduce le perdite fluidodinamiche.Esso è definito dalle direzioni delle velocità di ingresso e di uscita.Per il calcolo di ψ occorre tenere conto dell' angolo di deviazione.

$d \approx 120°$ in quanto $d = p - b_1 - b_2^*$ Per una macchina ad azione $b_1 = b_2^*$

$R = 0 \rightarrow d = p - 2b_1, \quad b_1 \cong 30 - 35° \rightarrow d \cong 110 - 120°$ valori molto elevati rispetto alle macchine a reazione.

Esistono vari modelli matematici di natura empirica per valutare ϕ e ψ. L'ordine di grandezza di tali parametri è ben noto. Essi variano entro valori abbastanza contenuti, anche perchè le tecnologie usate sono quelle disponibili, più piccoli sono tali parametri e più penalizzate sono le velocità del fluido e peggiori saranno le prestazioni della macchina in termini di rendimento. A conti fatti ϕ è dell' ordine 0.94-0,98. Per quanto riguarda ψ invece, per effetto della elevata deviazione del fluido e della mobilità del condotto che rende la fluidodinamica reale più complessa, abbiamo valori più bassi, mediamente tra $\psi \cong$ 0,86-0,90, quindi intorno a 0,88.

Studiamo ora il rendimento di palettatura per uno stadio completo. Con i coefficienti di riduzione delle velocità si tiene conto delle perdite fluidodinamiche nell'attraversare i condotti stessi.

$$\left(h_p\right)_r = \frac{\mathrm{P_r}}{\mathrm{P_d}}$$

$\mathrm{P_r}$: potenza specifica in sede reale.

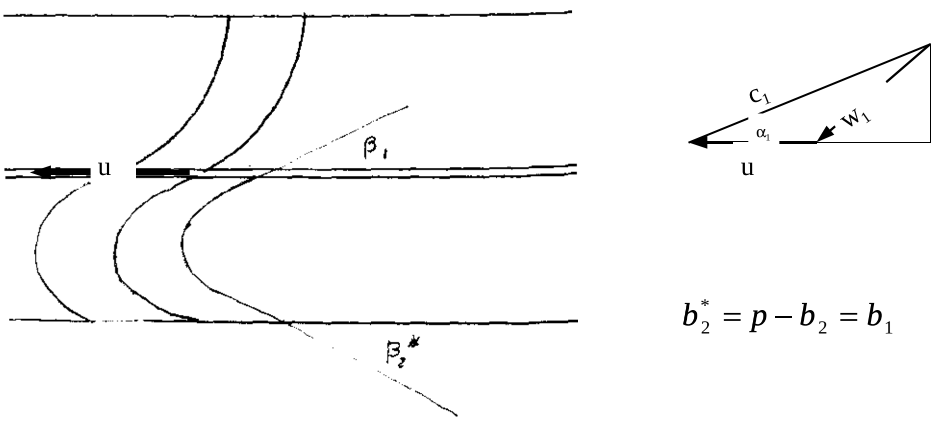
$\mathrm{P_d}$: potenza per unità di portata disponibile dal fluido (è la stessa sia in sede reale che limite)

$$\mathrm{P_d} = \frac{c_0^2}{2} + (\Delta h_{stat})_s = \frac{c_0^2}{2} + \frac{c_{1l}^2 - c_0^2}{2} = \frac{c_{1l}^2}{2} = \frac{c_1^2}{2j^2}$$

Le velocità assolute $c_1 \equiv c_{1\lambda}$ in sede limite coincidono

Per avere un riferimento concreto immaginiamo di realizzare lo stadio anche in sede reale rispettando la condizione di simmetria del profilo palare rotorico che avevamo in sede limite.

Riducendo la geometria dello statore e del rotore nella sezione cilindrica dello scheletro avremo ancora per il rotore a_0 costruttivo in ingresso a 90° e un a_1 costruttivo ≈ 16°, e il rotore sarà sagomato come in figura.



$$b_2^* = p - b_2 = b_1$$

Volendo usare la prima equazione di Eulero tenendo conto che : $w_2 = y w_1$, $b_1 = b_2^*$, $\cos b_2^* = -\cos b_2$

$$P_r = u(w_1 \cos b_1 - w_2 \cos b_2) = u(w_1 \cos b_1 + y w_1 \cos b_2^*) = u\left(w_1 \cos b_1 + y w_1 \cos b_1\right) =$$

$$= u w_1 \cos b_1 (1 + y) = (1 + y) u (c_1 \cos a_1 - u) \qquad \text{(per il teorema delle proiezioni)}$$

Quindi il rendimento di palettatura in sede reale sarà:

$$\left(h_\mathrm{p}\right)_r = \frac{\mathrm{P_r}}{\mathrm{P_d}} = \frac{2j^2(1+y)u(c_1 \cos a_1 - u)}{c_1^2}$$

Si tratta della espressione che abbiamo visto in sede limite con la differenza che in tale sede avevamo un 4 al posto di $2\phi^2$,.al tendere di ϕ e ψ ad 1 si ritorna alla formula trovata per la sede limite.

Prescindendo dalla variazione di ϕ e ψ , possiamo studiare il rendimento di palettatura in sede reale,ponendo l' espressione di quest' ultima nella forma:

$$\left(h_p\right)_r = 2j^2(1+y)\frac{u}{c_1}\left[\cos a_1 - \frac{u}{c_1}\right]$$

Dal punto di vista della ricerca del massimo :

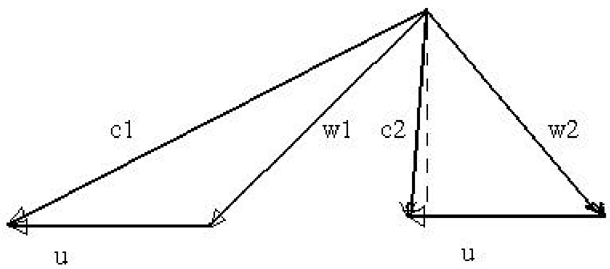
$$(h_p)_r = 0 \qquad per\,\frac{u}{c_1} = 0, \text{ e per } \frac{\mathrm{u}}{\mathrm{c}_1} = \cos a_1$$

$$(h_p)_r^{\max} = \frac{j^2}{2}(1+y)\cos^2 a_1 \quad \text{Tale valore si ha in corrispondenza di } \frac{\mathrm{u}}{\mathrm{c}_1} = \frac{\cos a_1}{2}$$

Il rapporto $\frac{\mathrm{u}}{\mathrm{c}_1}$ ottimale per il rendimento di palettatura in sede limite rimane ottimale anche in sede reale

Volendo mantenere la palettatura rotorica simmetrica, cioe i b costruttivi ugualitra di loro, a quale conseguenza si perviene adottando la condizione che rende ottimale il rendimento ?

Dobbiamo disegnare i triangoli di velocità rispettando la condizione $\frac{\mathrm{u}}{\mathrm{c}_1} = \frac{\cos a_1}{2}$



Consideriamo il vettore c_1 ruotato di $a_1 \cong 18$ sulla c_1 °, la proiezione $\mathrm{c}_1 \cos a_1$ è doppia di $\overline{\mathrm{u}}$,
Per quanto riguarda il triangolo di uscita avendo noi rispettato la condizione di simmetria nella costruzione della pala rotorica, la direzione di $\overline{\mathrm{w}_1}$ sarà emisimmetrica rispetto alla direzione verticale che per noi coincide con la direzione assiale della macchina, pertanto la direzione di $\overline{\mathrm{w}_2}$ sarà emissimmetrica rispetto alla verticale.

*L*a velocità c_2 non sarà assiale ma presentera un angolo $a_2 < 90°$

La condizione di rendimento ottimo in sede reale non coincide più con la condizione di c_2 assiale ovvero di perdita cinetica allo scarico minima.

In sede reale le perdite dello stadio che rendono il rendimento di palettatura ovviamente uguale all' unità non sono dovute esclusivamente alla perdita cinetica allo scarico ma sono la somma delle perdite fluidodinamiche statoriche e rotoriche , per cui in definitiva la condizione di minima perdita complessiva non è più associata alla condizione di minima perdita dell' energia cinetica allo scarico

Vediamo ora cosa significa lasciare inalterata la geometria della macchina e in particolare conservare la condizione di simmetria palare del rotore in sede reale dal punto di vista del grado di reazione della macchina. Abbiamo visto in sede limite la condizione di simmetria palare, ovvero la simmetria palare del rotore è quella che soddisfa esattamente il grado di reazione nullo in quanto:

$$(\Delta h)_{rot} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = 0$$

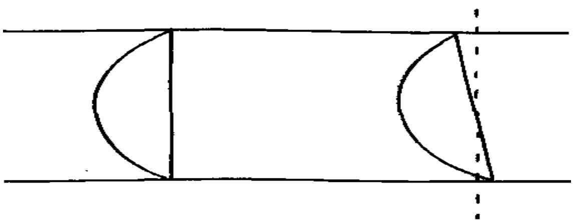
In sede limite ove i moduli $w_2 = w_1$ la condizione di simmetria rende perfettamente soddisfato il grado di reazione nullo, cioè rende compatibile la costruzione della macchina con la condizione di salto entalpico $\Delta h_{rot} = 0$

In sede reale essendo $w_2 < w_1$ il salto entalpico rotorico sarà fortemente negativo, in altri termini anche un grado di reazione negativo sia pure di poco. Come si dimostra dalla relazione

$$R = \frac{\Delta h_{rot}}{\Delta h_t}$$

il salto entalpico rotorico diventa negativo mentre il salto entalpico totale è chiaramente positivo perchè il Δh_{stat} è molto elevato. Dal punto di vista fisico questo significa che il fluido nel rotore, disegnato simmetrico, subisce una sia pur piccola compressione, in quanto un grado di reazione fortemente negativo implica una piccola compressione nel rotore che in sede limite non esiste proprio perché il grado di reazione è nullo, ossia la macchina è rigorosamente ad azione. Il fluido nel rotore non subisce né espansione ne compressione, ossia il suo salto entalpico è nullo. In pratica nelle macchine più evolute dal punto di vista tecnologico si preferisce recuperare un piccolo salto entalpico rotorico negativo , ossia un grado di reazione negativo in quanto sé una macchina è disegnata correttamente come macchina ad azione in sede limite, in sede reale la macchina lavorerà in condizione di grado di reazione sia pure molto debolmente negativo. Per recuperare questo piccolo grado di reazione negativo, i costruttori molto spesso rendono leggermente dissimmetrica la pala rotorica semplicemente prolungando di poco la pala rotorica e calettandola in maniera leggermente, diversa facendola ruotare in senso di antiorario sino a quando il profilo non assuma una configurazione come in figura. In questa maniera si riesce a far si che il $\beta_1 > \beta_2^*$

Si recupera in questa maniera quella piccola compressione a cui il fluido andrebbe soggetto se



la costruzione della palettatura rimanesse inalterata. E' chiaro che con questo accorgimento, cioè con questa dissimetrizzazione debole della palettatura rotorica rendiamo la macchina capace di comportarsi in sede reale come macchina ad azione mente in sede limite la macchina sarebbe caratterizzata da un piccolo grado di reazione positivo proprio per l'effetto della dissimmetria, del prevalere di β_1 rispetto a β_2^*.

$$\frac{\text{sen}\, b_2}{\text{sen}\, b_1} = \frac{w_1}{w_2} \geq 1$$