TURBOMACCHINE ASSIALI

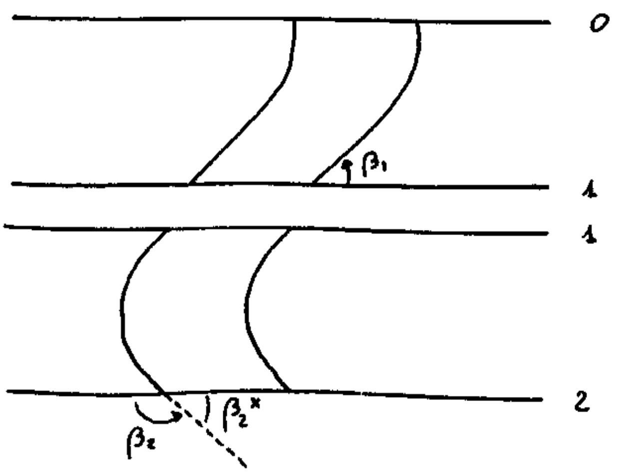
STUDIO DELLE MACCHINE AD AZIONE (R = 0)

Vediamo la caratteristica tipica di queste macchine dal punto di vista dello stadio riferendosi ad una macchina assiale:

$$\Delta H_{stat} = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} \qquad \Delta H_{Rot} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$$

Macchina ad azione cioè $R=0$ significa $\Delta H_{\mathrm{rot}} = 0$ cioè $w_2 = w_1$

Il modulo della velocità relativa del fluido si mantiene inalterato tra l'ingresso e l'uscita dal rotore. Tutto questo non può che portare alla ipotesi di simmetria degli angoli costruttivi del rotore. In altri termini, prescindendo da qualsiasi altra ipotesi di progetto che favorisca il rendimento e magari lo ottimizzi, la sezione cilindrica del rotore si presenterà come in figura



Il rotore sarà caratterizzato da una simmetria degli angoli costruttivi ossia:

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

Il modo più semplice per disegnare una palettatura, dal punto di vista geometrico, sarà quella di disegnarla simmetrica. Macchine per turbina assiali significa palettatura rotorica simmetrica. Ci sono infiniti modi di disegnare lo stadio obbedendo a questo vincolo del disegno. Altre considerazioni che è opportuno rispettare affinché lo stadio si comporti nella maniera migliore. Dobbiamo definire quale sia la funzione obbiettivo che ci poniamo. Ciò che detta legge è il rendimento dello stadio, o come si usa in campo macchinistico, il rendimento della palettatura o meglio il rendimento delle palettature, perché sono 2 quella del rotore e quella di statore

Indichiamo con $h_p = \frac{P}{P_d}$ il rendimento di palettatura dello stadio.

P potenza specifica prodotta dal fluido sulle pale

P_d potenza disponibile cioè l'energia che l'unità di massa del fluido mette a disposizione nello stadio.

RENDIMENTO DI PALETTATURA IN SEDE LIMITE

In questa sede prescindiamo dalla viscosità del fluido,dalle dissipazioni per urto che il fluido subisce quando incontra la sezione d'ingresso dello statore e quella del rotore, perchè gli elementi statorici e rotorici sono dati in termini matematici e con velocità del fluido perfettamente allineata alla tangente al profilo del rotore stesso. Nella realtà anche se possiamo supporre che la velocità assoluta del fluido all'ingresso nello statore e nel rotore sia perfettamente allineata con la tangente, sarà inevitabile che venga prodotta una certa dissipazione di energia per urto, per effetto dello spessore palare. Nella sede limite non abbiamo la presenza di dissipazioni del genere e quindi diciamo che non abbiamo l'effetto Clausius dovuto agli effetti fluidodinamici. Quindi sia al numeratore che al denominatore nell'espressione della potenza noi avremo le quantità della potenza che sono relative alla sede limite. Quando passeremo alla sede reale al numeratore avremo la potenza che il fluido scambierà con la palettatura nella sede reale ma per quanto riguarda il denominatore continueremo a conteggiare la stessa quantità che avevamo in sede limite, cioè l'energia per l'unità di massa che il fluido mette a disposizione (il fluido non sa dell'effetto Clausius che lo aspetta). Indichiamo la potenza disponibile con

$$P_d = (\Delta H_{tot})_s + \frac{c_0^2}{2}$$

$(\Delta H_{tot})_s$ salto entalpico totale in sede limite (isoentropico)

$\frac{c_0^2}{2}$ energia cinetica all' ingresso dello statore.

La potenza specifica la valuteremo con una delle tre espressioni di Eulero

$$P = u\left(c_1 \cos\alpha_1 - c_2 \cos\alpha_2\right) = u(w_1 \cos\beta_1 - w_2 \cos\beta_2)$$

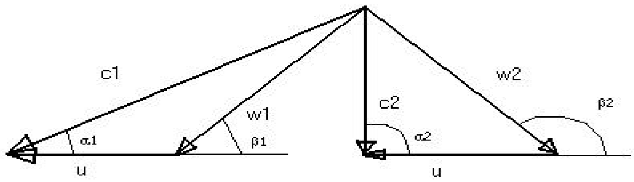
Stiamo parlando di una macchina ad azione per cui $\Delta H_{tot} = \Delta H_{stat}$

quindi la potenza disponibile è

$$P_d = (\Delta H_{tot})_s + \frac{c_0^2}{2} = \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} + \frac{c_0^2}{2}$$

$$P_d = \frac{c_1^2}{2}$$

In sede limite non dobbiamo differenziare le velocità tra di loro, tra il numeratore e il denominatore, in quanto sia P che P_d sono espresse in sede limite. In sede reale P_d dovrà essere conteggiata lungo il processo isoentropico, mentre P dovrà essere conteggiata in corrispondenza della conversione energetica reale. Vogliamo trovare l'espressione per il rendimento di palettatura in sede limite in funzione di due parametri chiave cioè il rapporto u/c_1 e l' angolo α_1

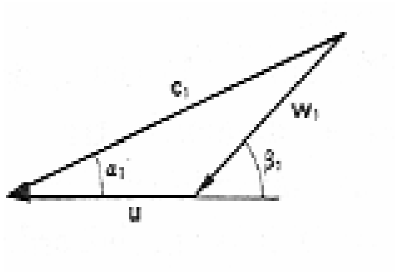


$$\eta_P = \frac{P}{P_d} = \frac{u(w_1 \cos\beta_1 - w_2 \cos\beta_2)}{\frac{c_1^2}{2}} = \frac{u\left(w_1 \cos\beta_1 + w_2 \cos\beta_2^*\right)}{\frac{c_1^2}{2}}$$

$$\eta_P = \frac{2uw_1 \cos\beta_1}{\frac{c_1^2}{2}} = \frac{2u(c_1 \cos\alpha_1 - u)}{\frac{c_1^2}{2}} = \frac{4u}{c_1} \cdot \frac{c_1 \cos\alpha_1 - u}{c_1}$$

$$\eta_P = 4\frac{u}{c_1}\left(\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right)$$

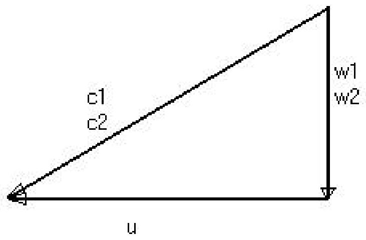
Il rendimento di palettatura ci dice che, nel modello monodimensionale che abbiamo considerato, può variare in funzione di 2 parametri. Il rapporto u/c_1 e l' angolo α_1 con il quale la velocità assoluta all'ingresso del rotore vede la velocità u.



Consideriamo ora α_1 come parametro e vediamo che cosa succede al variare del rapporto $\frac{u}{c_1}$ dei moduli delle velocità periferica e la velocità del fluido all' ingresso nel rotore.

Per $\frac{u}{c_1} = 0 \rightarrow \eta_p = 0$ Questo è più che ovvio nel senso che se u = o il rotore è fermo

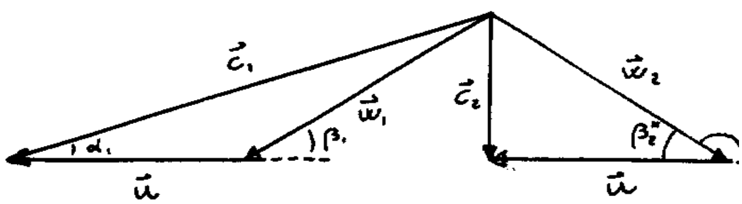
Per $\frac{u}{c_1} = \cos\alpha_1 \rightarrow \eta_p = 0$ in armonia con l' intuizione per il sempice fatto che $\frac{u}{c_1} = \cos\alpha_1$ significa che il triangolo di velocità è rettangolo



La proiezione di c_1 su u concide con u, quindi il vettore $\overline{w_1}$ risulta assiale.
Nella simmetria dovendo essere $w_2 = w_1 \rightarrow \overline{w_2} \equiv \overline{w_1}$

I due triangoli di velocità risulterebbero sovrapposti tra loro, il che significa nè più ne meno, che il profilo del rotore è un profilo rettilineo, diretto concordemente con l'asse di rotazione, il fluido non subisce alcuna variazio ne di energia cinetica nel moto relativo proprio perchè non esiste variazione della quantità di moto. Il caso del profilo rettilineo diretto concordemente con la velocità relativa non può dare luogo ad alcuna trasmissione di potenza.

$$\frac{dh_p}{d\left(\frac{u}{c_1}\right)} = 0 \rightarrow h_p = \left(h_p\right)_{\max} \quad \text{per} \ \frac{\mathrm{u}}{\mathrm{c}_1} = \frac{\cos a_1}{2} \rightarrow \left(h_p\right)_{\max} = \cos^2 a_1$$



Triangoli di velocità per $\frac{\mathrm{u}}{\mathrm{c}_1} = \frac{\cos a_1}{2}$

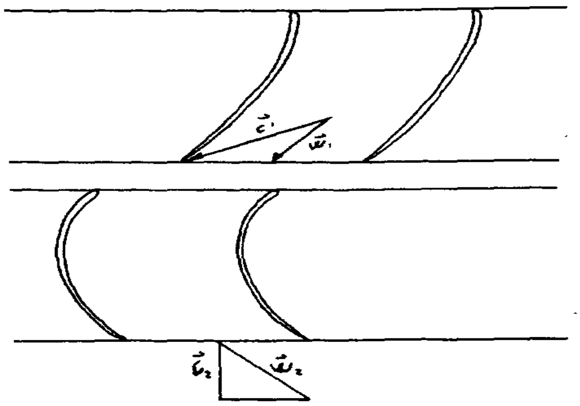
La proiezione di c_1 è il doppio di u. Il triangolo in uscita si disegna riportando w_2 simmetricamente per l'uguaglianza del modulo di $w_2 = w_1$, c_2 risulterà assiale.

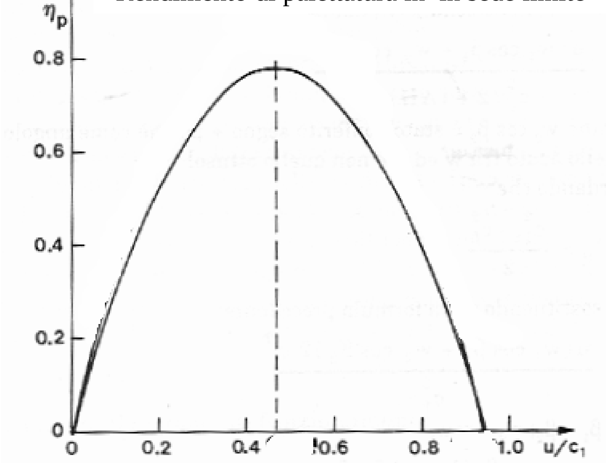
Chiediamoci: è logico che il rendimento di palettatura in sede limite coincida con la condizione di assialità del vettore c_2 ? Certamente si. Per definizione di sede limite non sono presenti perdite fluidodinamiche quindi il rendimento di palettatura, se non è unitario, la perdita rispetto all' unità, a che cosa sarà dovuta ? Quali sono le sole perdite per cui non tutta la potenza disponibile, ma una sua frazione viene convertita ? L'unica perdita possibile è quella cinetica allo scarico e vale $c_2^2/2$

$$h_p = \frac{P}{P_d} = \frac{P_d - P_p}{P_d} = 1 - \frac{\frac{c_2^2}{2}}{P_d}$$

A parità di $c_a = w_a$ la situazione che dà luogo alle minime perdite è per c_2 assiale.

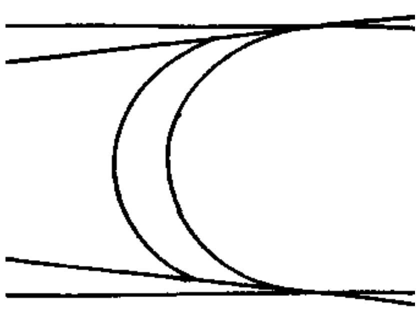
La perdita cinetica allo scarico dello stadio è l'unica ! Se il fluido tentasse di scappare con velocità nulla, il rendimento di palettatura sarebbe unitario e questo purtroppo non è possibile in quanto la conservazione della massa impone la conservazione della portata nello stadio. Ora la condizione di assialità è anche quella che, a parità di portata, cioè a parità di componente assiale di velocità, darà luogo al minimo valore di c_2. La velocità c_2 è minima in modulo quando è assiale.





Rendimento di palettatura in in sede limite

Rotore



Per quanto riguarda l'angolo α_1, dal punto di vista costruttivo, sarebbe conveniente che fosse il più piccolo possibile perchè una volta soddisfatta la condizione di massimo rendimento il rendimento di palettatura risulta pari al quadrato del $\cos^2\alpha_1$, più piccolo è α_1 e più elevato è il rendimento. Rendere massimo il $\cos\alpha_1$, cioè rendere il più piccolo possibile α_1 significa in termini di variazione di quantità di moto, passare da $w_1\cos\beta_1$ a $w_2\cos\beta_2$ uguale e contrario. Il valore massimo della quantità di moto si ottiene quando $c_1\cos\beta$ rende masssima la quantità di moto.

L' angolo α_1 non si può ridurre a 0 in quanto si annullerebbe la portata (c_2=0), quindi α_1 deve essere piccolo ma non troppo di solito esso è compreso tra i 18 e i 20°