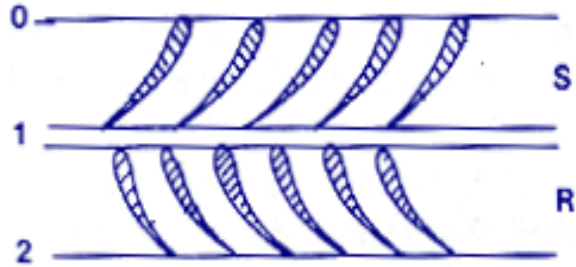


Naturalmente se immaginiamo di tagliare la reale sezione cilindrica della macchina avremo il disegno in figura. Volendo passare alla sede reale, diciamo che anche qui si devono introdurre i coefficienti riduttori della velocità

$$j = \frac{c_{1r}}{c_{1s}} \quad y = \frac{w_{2r}}{w_{2s}}$$

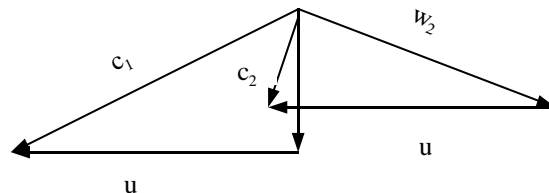


Dal punto di vista formale, il calcolo può risultare sensibilmente più fastidioso rispetto a quello della macchina ad azione, ma concettualmente non esiste alcuna differenza quindi ci conviene vedere direttamente il risultato e fare alcune considerazioni di ordine pratico.

In sede reale la condizione di ottimo rendimento la si ottiene ancora per $\frac{u}{c_1} = \cos \alpha_1$

ed il valore del rendimento è
$$h_{pr} = \frac{2j^2 y^2 \cos^2 \alpha_1}{j^2 + y^2 (1 - 2j^2 \sin^2 \alpha)}$$

Vediamo cosa ciò implica dal punto di vista della fluidodinamica e quindi dal punto di vista dei triangoli di velocità. Anche qui immaginiamo, passando dalla sede limite alla sede reale, di utilizzare la medesima palettatura, cioè per la scelta degli angoli costruttivi delle palettature le direzioni dei vettori w_1 , c_1 e w_2 , c_2 si mantengono conformi alle direzioni della sede limite. Disegnando i triangoli delle velocità come in figura, avremo una w_2 più piccola mentre la c_2 che non è più assiale.



Naturalmente per effetto della diminuzione di w_2 avremo che se la macchina è costruita secondo questa tipologia può lavorare con $R = 0.5$ in condizioni di ottimo rendimento in sede limite. In sede reale la macchina lavorerà con un grado di reazione effettivo leggermente minore di 0.5 per effetto della diminuzione di w_2 rispetto al caso isoentropico. Dal punto di vista del rendimento, in sede limite, la macchina a reazione presenta un risultato più favorevole. Il rendimento di stadio è maggiore rispetto a quello ad azione a parità di α_1 . Per motivi connessi con la stabilità meccanica della struttura palare l'ordine di grandezza della velocità periferica u si può considerare il medesimo sia nella macchina ad azione che in quella a reazione a parità di collocazione dello stadio durante l'espansione. Per questo motivo i valori delle velocità assolute e relative che interessano lo stadio sia nell'elemento statorico che in quello rotorico sono in linea di massima più modeste rispetto a quelle della macchina a reazione. Ciò è dovuto al fatto che naturalmente se si prende un triangolo di ingresso per macchine ad azione, a parità di u , si ha una situazione come in figura. Quindi sia le c che le w sono in sostanza più alte in una macchina ad azione, per cui dato che le perdite fluidodinamiche dipendono dal quadrato della velocità e dato che lo statore sente la velocità assoluta mentre il rotore quella relativa, è evidente che lo stadio a reazione si presenta più fortunato rispetto allo

stadio ad azione anche in sede reale . Inoltre anche l'angolo di deviazione rotorico è più contenuto nelle macchine a reazione. Considerando la deviazione del fluido, che passa da una velocità w_1 di tipo assiale ad una w_2 secondo la tangente al profilo, si vede che l'angolo δ è la metà dell'angolo di deviazione rispetto ad una macchina ad azione. Infatti l'angolo β_2^* costruttivo è dell'ordine di $20^\circ - 25^\circ$ quindi l'angolo δ sarà di $65^\circ - 70^\circ$ che è circa la metà dell'angolo di deviazione in una macchina ad azione. In sede reale la macchina a reazione si trova con c_1 e w_2 più basse e con deviazioni rotoriche decisamente minori, fattori questi che concorrono nel conferire allo stadio a reazione un rendimento migliore e quindi dal punto di vista del rendimento, lo stadio a reazione esce vittorioso, anche se nel seguito vedremo che ci sono altri fattori che influenzano la decisione in merito ad una o all'altra scelta circa il tipo di macchina.

