

RASSEGNA GENERALE DELLE TURBOMACCHINE MOTRICI ASSIALI IN VIRTÙ DELLE LORO APPLICAZIONI INDUSTRIALI

Il grado di reazione per i compressori assiali che nella pratica viene adottato oscilla entro una gamma piuttosto ampia di valori , più o meno in quella che abbiamo incontrato nelle turbomacchine motrici .

Nel caso delle turbine il grado di reazione pratico oscilla sempre tra 0 ed un valore massimo che è 0,5 . Anzi diciamo che per quanto riguarda le macchine con palettature non svergolate, cioè per il campo della medio alta pressione, costruttivamente vediamo soltanto macchine con grado di reazione $R=0$ oppure con $R=0,5$.

Per le pale svergolate in bassa pressione abbiamo un grado di reazione variabile tra la radice e l' apice.

Di solito è $R=0$ alla radice mentre all' apice avremo gradi di reazione tanto più elevati quanto più grande è l' altezza della pala, cioè quanto più ci troviamo in bassa pressione.

Nei compressori assiali la gamma presa in considerazione dai costruttori per il grado di reazione è il campo complementare a quello delle turbine e cioè partiamo da $R=0,5$ per arrivare a gradi di reazione prossimi all' unità e talvolta addirittura superiori come vedremo tra breve .

Naturalmente esistono motivi ben precisi che consigliano fortemente per le turbine la gamma di valori per il grado di reazione più bassa e per i compressori la gamma più alta rispetto alle turbine .

Più elevato è il grado di reazione e più il profilo palare è di regola allungato , caratterizzato da modeste deviazioni dello scheletro del profilo della linea media. Tutto questo è accompagnato per l' appunto da aumenti del grado di reazione. In altri termini più elevato è il grado di reazione, minore è la deviazione che il fluido può subire e di conseguenza minore è la potenza specifica dello stadio , ovvero il Δh dello stadio e quindi anche il Δp .

Nelle macchine operatrici e segnatamente nei compressori assiali, l' esigenza di scongiurare distacchi di vena, contenendo le deviazioni del fluido in entità molto molto ridotte, conduce necessariamente alla obbligatorietà di lavorare con gradi di reazione elevati , quindi con modeste deviazioni palari .

Ecco perché $R=0,5$ è un grado di reazione molto alto per una turbina ma è al contrario molto basso per un compressore .

Nelle turbine non varrebbe la pena realizzare macchine con gradi di reazione più elevati in quanto la turbina, non dovendo sopportare l' insidia, il pericolo del distacco di vena, come invece succede per i compressori ,non necessita di gradi di reazione più elevati , i quali porterebbero sì ad un piccolo miglioramento di rendimento ma porterebbero anche ad una grande penalizzazione per quanto riguarda il salto entalpico smaltibile nello stadio , in quanto più elevato è il grado di reazione e più modesto è il salto entalpico sfruttabile. Economicamente la turbina subirebbe una penalizzazione in termini di costi d' investimento assolutamente non giustificabile .

Vediamo ora come si presenta il disegno della sezione cilindrica delle macchine assiali per i vari valori del grado di reazione e come sono configurati i corrispondenti triangoli di velocità all' ingresso e all' uscita dal rotore.

Il primo stadio classico che incontriamo è quello di un compressore assiale con $R=0,5$.

COMPRESSORE ASSIALE CON $R=0,5$

Questo valore corrisponde per i compressori assiali al valore minimo di R preso in considerazione a livello costruttivo .

Il compressore con $R=0,5$ è noto con il nome BROWN-BOVERI dal nome della casa costruttrice che lo ha sviluppato .

Il caso di $R=0,5$ conduce, tenuto conto della costanza della componente assiale della velocità, alla doppia uguaglianza tra i moduli delle velocità:

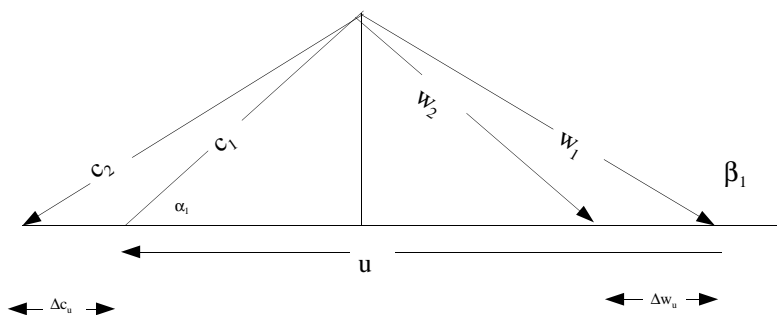
$$c_1 = w_2$$

$$c_2 = w_1 \text{ avendo confuso } c_1 \text{ con } c_3$$

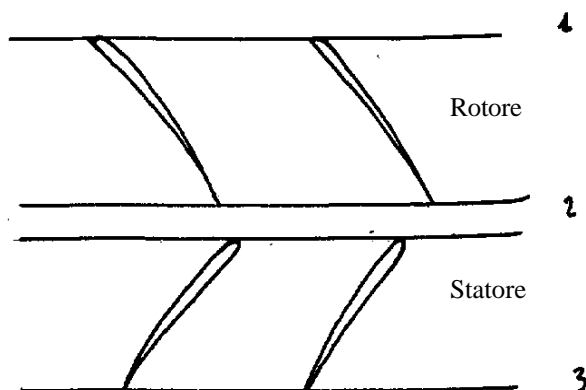
per cui in definitiva $R=0,5$ conduce ad una simmetria dei triangoli di velocità ,che avevamo già trovato ovviamente anche nella turbina con lo stesso grado di reazione .

I triangoli di velocità si presentano come nella figura accanto. Immaginiamo di partire dalla componente assiale della velocità $c_a = w_a$ che garantisce lo smaltimento della portata e poi rappresentiamo i vettori c e w con 4 segmenti simmetrici.. Dovendo rappresentare il rotore quindi le velocità w_1, w_2, c_1, c_2 avremo Δc_u e Δw_u rappresentati dal segmento evidenziato in figura . $\Delta c_u = \Delta w_u$

Il vettore u è ovviamente quel vettore orizzontale che congiunge l' esterno della w con quello della c corrispondente. Rappresentiamo anche quantitativamente la sezione .



Costruzione della figura
Si disegna il primo triangolo in modo tale che $w_1 > c_2$



Le pale sia statoriche che rotoriche sono simmetriche ($R=0,5$) per cui possono essere realizzate con la stessa serie di pale, calettate però a 180° l'una rispetto all'altra passando dal rotore allo statore.

Abbiamo quindi una sezione cilindrica del tipo indicato in figura. Immaginando di ruotare di 180° le pale ottenendo il profilo simmetrico.

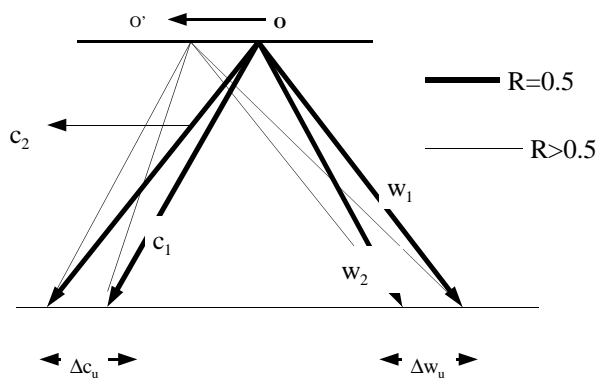
Vediamo ora come si costruiscono i triangoli di velocità quando il grado di reazione aumenta. Conviene effettuare questa panoramica mantenendo costanti determinati parametri in maniera che il confronto tra i vari tipi di macchina risulti particolarmente significativo .

Conviene in particolare fare questa panoramica comparata mantenendo costante, al variare del grado di reazione , la velocità periferica u in quanto significa ragionare sostanzialmente a parità di sollecitazione meccanica indotta sulla pala dalla forza centrifuga, condizione che deve essere soddisfatta nella pratica costruttiva. La seconda condizione è la parità di Δc_u ovvero il Δw_u quindi a parità della variazione di quantità di moto nella direzione di moto della girante. E' chiaro che risulta costante il prodotto $u\Delta c_u$ e quindi in questa maniera ragioniamo a parità di potenza specifica ovvero a parità di Δh di stadio o ancora di Δp di stadio, quindi la prestazione prevalente della potenza è la medesima .

Infine ragioniamo anche a parità di c_a ovvero di w_a cioè ragionare facciamo riferimento al medesimo fluido e quindi alla medesima densità ,a parità di portata.

Il confronto è molto significativo in quanto è condotto a parità di velocità periferica , ovvero di sollecitazione sulla pala ,a parità di prevalenza dello stadio ,quindi a parità di lavoro specifico, di potenza specifica e anche a parità di portata .

Dal punto di vista geometrico esaminare questi vari gradi di reazione, partendo ad esempio da 0,5, corrisponde né più né meno che ad uno spostamento verso sinistra su un binario orizzontale di un polo O che costituisce il centro stella delle varie rette che compongono i triangoli di velocità.



Se spostiamo il polo verso sinistra otteniamo un progressivo aumento del grado di reazione dello stadio fermo rimanendo tutte e tre le condizioni che abbiamo voluto mantenere invariate per rendere il confronto più ricco.

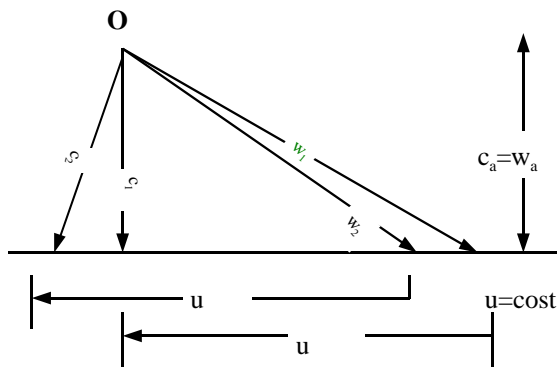
CASO $0.5 < R < 1$

Di numeri reali compresi tra 0.5 e 1 ce ne sono infiniti ed infatti tali sono le rappresentazioni geometriche che possiamo condurre

Tra tutti i casi con $0.5 < R < 1$ ne esiste uno particolarmente interessante in quanto corrisponde ad una c_3 e quindi a una c_1 diretta assialmente, il fluido all'uscita dello stadio si trova animato da una velocità assoluta già diretta assialmente.

Ebbene un costruttore di compressori assiali che scelga questo tipo di filosofia costruttiva si trova particolarmente orientato a scegliere proprio il grado di reazione che gli consente di far ottenere al fluido una velocità assoluta assiale all'uscita dell'elemento statico cioè una c_3 , in quanto, da quello stadio, il fluido può uscire ed essere convogliato direttamente al di fuori della macchina, alla sua destinazione di servizio, senza la necessità che vengano predisposte palettature raddrizzatrici in quanto il fluido è già diretto assialmente.

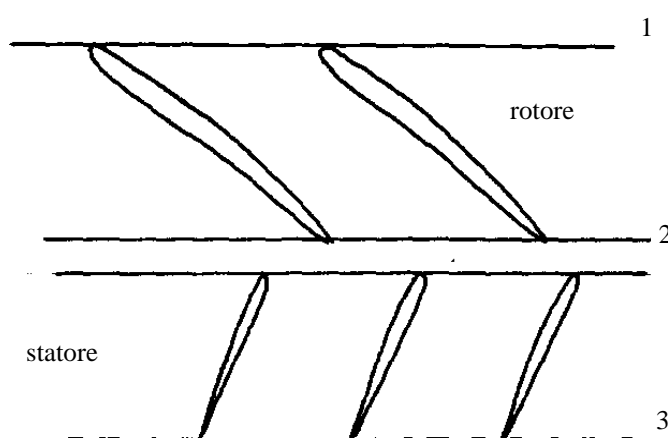
Volendo mantenere le stesse condizioni di confronto $\Delta c_u = \Delta w_u$ $u = \text{cost.}$ disegniamo i triangoli in figura



Facciamo riferimento alla medesima c_a e spostiamo il polo in maniera che la c_1 risulti assiale. Δc_1 e Δw_1 sono uguali tra loro e sono posizionati esattamente come prima quindi dovremo portare il polo esattamente sulla verticale passante per O.

Avremo c_1 e c_2 , w_1 e w_2 come in figura. Come si può vedere, passando ad un grado di reazione maggiore, il disegno dei triangoli di velocità evidenzia con estrema franchezza come il modulo dei vettori velocità relativa sia in ingresso che in uscita aumenta considerevolmente mantenendo le tre condizioni di parità soddisfatte e si vede anche come diminuisce l'angolo di deviazione del fluido che è per l'appunto l'angolo descritto dai due vettori w , il quale lo possiamo chiamare δ come sempre.

Discuteremo sui vari vantaggi e svantaggi che tali conseguenze comportano.



Vediamo la sezione cilindrica di questa macchina.

Per quanto riguarda il rotore, sezione 1-2, avremo una forma qualitativamente analoga a quella dello stadio caratterizzato da R più basso ma avremo un profilo più allungato e angoli β , anche costruttivi, più bassi.

Nello statore il fluido entra angolato con una c_2

orientata come mostra il triangolo ed uscirà con la c_3 identica, per lo meno in direzione, come la c_1 . Abbiamo un profilo come in figura, con la c di uscita che renderebbe la macchina priva della necessità di una palettatura raddrizzatrice affinché il fluido venga convogliato a valle.

CASO CON $R = 1$

$R=1$ significa ovviamente che tutto il salto entalpico e quindi anche tutto il Δp viene sviluppato in seno al rotore. Lo statore pertanto sarà caratterizzato da $c_2 = c_1$ (in modulo). Lo statore avrà ne più ne meno la funzione di semplice deviatore in quanto non dovrà provvedere a nessuna compressione del fluido, servirà in definitiva per predisporre il fluido, dal punto di vista cinematico, ad essere accolto nello stadio successivo.

E' evidente che il polo O dovrà essere spostato ulteriormente verso sinistra in maniera tale che i due vettori c_1 e c_2 risultino simmetrici tra loro rispetto all'asse verticale. In questa maniera si raggiungerà appunto la condizione di invarianza dei moduli della c_1 e quindi l'inerzia dello statore dal punto di vista del salto entalpico. Anche qui rappresentiamo i triangoli di velocità e la sezione cilindrica.

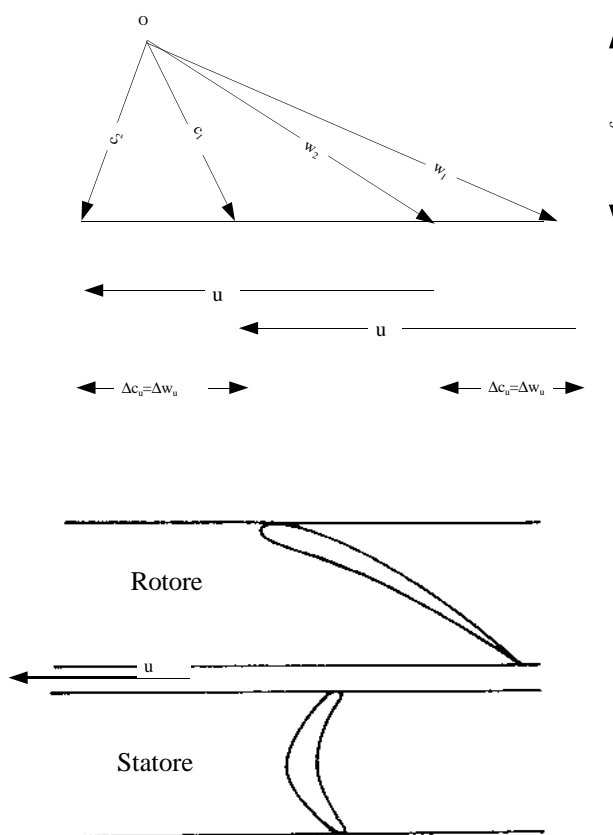
Mantenendo sempre costanti tutte le grandezze che servono per rendere significativo il confronto. Avremo la situazione in figura

(notare che $\Delta c_u = \Delta w_u$).

A questo punto ci chiediamo come si presenterà la sezione cilindrica?

Abbiamo, per quanto riguarda il rotore, la rappresentazione del tutto analoga alle due precedenti ma con profili palari rotorici sempre più allungati e con β costruttivi sempre più piccoli con deviazioni più modeste.

Per quanto riguarda lo statore il profilo palare non potrà fare altro che ripercorrere le direzioni obbligate che gli vengono imposte dai vettori c_1 e c_2 .



Sarà un profilo simmetrico, funzionerà esclusivamente da deviatore e sarà fatto come in figura. Ricorderà esattamente il profilo statorico di una turbina ad azione.

Infatti nel rotore di una turbina ad azione non si realizza un salto entalpico così come un compressore con grado di reazione unitario non si realizza alcun ΔH nell'elemento statorico. Naturalmente il profilo statorico vede le velocità assolute perché si tratta di un elemento fisso