



ESERCITAZIONE 8

Similitudine fluidodinamica.

Due turbomacchine geometricamente simili funzionano in condizioni di similitudine fluidodinamica quando in ogni punto realizzano dei triangoli di velocità simili e con lo stesso rapporto di scala delle due macchine. Per esempio, se una macchina è grande il doppio di un'altra, questa funzionerà in condizioni fluidodinamicamente simili alla seconda quando in ogni sezione si avrà una velocità del fluido doppia rispetto alla macchina piccola.

In pratica affinché si abbia tale similitudine è sufficiente che si verifichi la similitudine dei triangoli di velocità in alcune sezioni prese come riferimento. Nella maggior parte dei casi si assume come sezione di riferimento la sezione di separazione tra la parte mobile e quella fissa della macchina (ingresso della girante in una turbina ovvero uscita della girante in un turbocompressore).

E' possibile quindi caratterizzare il funzionamento di macchine simili facendo riferimento a particolari parametri adimensionalizzati i quali non dipendono dai rapporti di scala delle due macchine ma soltanto dalla loro forma e dalla forma dei triangoli di velocità nella sezione di riferimento. Tali parametri sono il coefficiente di lavoro, il coefficiente di perdita e il coefficiente di portata:

$$\Psi = \frac{L_i}{u^2/2}$$

$$z = \frac{L_w}{u^2/2}$$

$$\Phi = \frac{c_m}{u}$$

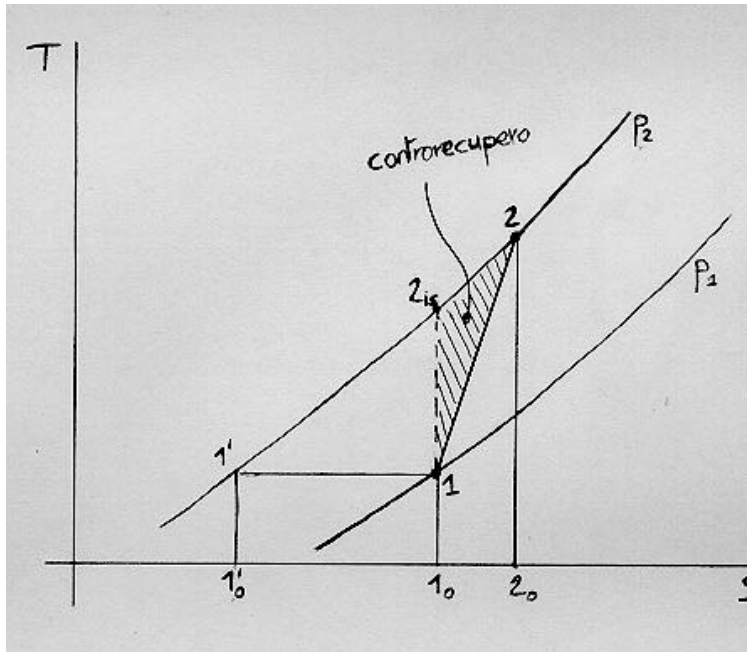
dove u è la velocità con cui si muove la palettatura e c_m è la componente meridiana della velocità nella sezione di riferimento (per componente meridiana si intende la componente responsabile della portata, cioè la componente perpendicolare alla sezione di riferimento).

Turbocompressori.

I turbocompressori sono delle turbomacchine operatrici il cui scopo è prevalentemente quello di elevare la pressione del fluido. Essi sono costituiti da una girante che incrementa l'energia cinetica della corrente e da un diffusore che la trasforma in energia di pressione. Il diffusore può anche essere non palettato, oppure può essere addirittura assente nel caso dei ventilatori, il cui scopo finale è l'energia cinetica.

Nella figura seguente rappresentiamo sul diagramma di Gibbs la trasformazione di compressione, assumendo che l'energia cinetica sia trascurabile (questo può essere vero

tra due sezioni a monte e valle dell'intera macchina, ma non lo sarà senz'altro a cavallo della girante!):



$$L_{w1,2} = \int_1^2 T dS \equiv 1_0 1' 2 2_0$$

$$L_{is,c} = c_p (T_{2,is} - T_1) \equiv 1'_0 1' 2_{is} 1_0$$

$$L_{i,c} = c_p (T_2 - T_1) \equiv 1'_0 1' 2 2_0$$

$$L_{pol,c} = L_i - L_{w1,2} > L_{is,c}$$

Come si può apprezzare dal grafico il lavoro reale differisce da quello isoentropico per una quantità maggiore del lavoro delle resistenze passive. Infatti se consideriamo una compressione infinitesima fino alla pressione p_1+dp , essa nel caso ideale avrebbe termine nel punto i , mentre nel caso reale ha termine nel punto r che si trova a temperatura più alta, a causa delle resistenze passive. La differenza $T_r - T_i$ è la causa del *controrecupero*, ossia dell'ulteriore aumento di lavoro di compressione rispetto al lavoro ideale più quello delle resistenze passive, poiché il lavoro di compressione risulta a parità di tutto il resto proporzionale alla T di inizio compressione. Nel lavoro politropico questa differenza non è considerata poiché la trasformazione di riferimento è una politropica che passa per i punti 1 e 2 della trasformazione reale, quindi anche nel caso ideale la compressione infinitesima termina in r .



Riportiamo ora le espressioni che si utilizzano per il calcolo del lavoro e dei rendimenti:

$$L_{i,c} = c_p (T_2 - T_1) = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(b^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)$$

$$L_{pol,c} = \int v dp = \frac{m}{m-1} RT_1 \left(b^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)$$

$$L_{is,c} = c_p (T_{2,is} - T_1) = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(b^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad h_{y,c} = \frac{L_{pol,c}}{L_{i,c}} = \frac{m}{m-1} \frac{k-1}{k}$$

$$h_{is,c} = \frac{L_{is,c}}{L_{i,c}} = \frac{b^{\frac{k-1}{k}} - 1}{b^{\frac{m-1}{m}} - 1}$$

Notare che il rendimento isoentropico dipende dal fluido e dal rapporto di compressione, mentre il rendimento politropico non dipende da β .

Sulla base della teoria della similitudine fluidodinamica è possibile formulare una relazione analitica che rappresenta la caratteristica di funzionamento di un turbocompressore generico.

Con riferimento alle condizioni comuni di funzionamento di un compressore:

- evoluzione adiabatica irreversibile;
- velocità del fluido in ingresso puramente assiale (ovvero $c_u' = 0$)

si ricava la seguente espressione dipendente solo dall'angolo geometrico del bordo di fuga della girante β'' :

$$\Psi = 2(1 + \Phi \cot \beta'')$$

Tale relazione necessita della conoscenza di $\zeta(\Phi)$ per poter essere usata in pratica, e quindi non è comoda. Per tale motivo si preferisce riportare direttamente la caratteristica sperimentale in funzione di parametri più pratici quali la portata corretta $\dot{m} \sqrt{T_1} / p_1$ e il numero di giri corretto $n / \sqrt{T_1}$.

REGOLAZIONE – Innanzitutto occorre osservare che, rispetto alle turbine, esiste una maggiore variabilità di condizioni di funzionamento, soprattutto per quanto riguarda la velocità di rotazione.

Per variare la portata mandata da un turbocompressore esistono i seguenti metodi:

1. variazione del numero di giri;
2. laminazione alla mandata;
3. laminazione all'aspirazione;
4. riflusso di parte della mandata sull'aspirazione;
5. variazione dell'angolo di calettamento delle pale della girante in modo da variare la componente meridiana della velocità.

I metodi più facili da realizzare, e quindi i più usati, sono quelli che prevedono la laminazione. Nella figura seguente è mostrato come si sposta il punto di funzionamento



Esercizi proposti

- 1) Un turbocompressore centrifugo monostadio aspira $9000 \text{ m}^3/\text{h}$ di aria nelle condizioni $p_1 = 1 \text{ bar}$, $t_1 = 18 \text{ }^\circ\text{C}$ e manda una portata di $6300 \text{ m}^3/\text{h}$ con una pressione $p_2 = 1.7 \text{ bar}$. Trascurando l'energia cinetica all'ingresso della macchina e le fughe di aria, determinare la potenza assorbita ($\eta_m = 0.98$) ed il rendimento isoentropico e politropico della macchina.

$$[P_{\text{ass}} = 169.8 \text{ MW}; \eta_{\text{is}} = 0.861 \quad \eta_{\text{pol}} = 0.871]$$

- 2) Un compressore centrifugo monostadio ruota alla velocità di 15000 giri/min e comprime 0.8 kg/s di aria dalle condizioni $p_1 = 1 \text{ bar}$, $t_1 = 15^\circ\text{C}$ alla pressione $p_2 = 2 \text{ bar}$ con un rendimento politropico pari a 0.8 . Calcolare quale pressione di mandata e quale portata darà lo stesso compressore alla velocità di 20000 giri/min con temperatura all'ingresso $t'_1 = 30^\circ\text{C}$ e pressione $p'_1 = 0.9 \text{ bar}$ funzionando con stesso coefficiente di portata.

$$[\dot{m} = 0.912 \text{ kg/s}; p_2 = 2.67]$$

- 3) Valutare la potenza assorbita e la velocità di rotazione di un compressore centrifugo con girante a palette radiali che comprime 25 kg/s di aria dalle condizioni ambiente ($p_1 = 1 \text{ bar}$, $t_1 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$) sino alla pressione di 3 bar , assumendo $d = 0.6 \text{ m}$, $\eta_y = 0.75$, $\alpha'' = 20^\circ$.

$$[n = 11500 \text{ giri/min}; P_{\text{ass}} = 3.9 \text{ MW}]$$

- 4) Si consideri un turbocompressore bistadio in cui ciascuno degli stadi presenti la caratteristica allegata. Tale caratteristica è costruita con riferimento alle condizioni ambiente $p_0 = 1 \text{ bar}$ e $T_0 = 300 \text{ K}$ coincidenti con le condizioni dalle quali aspira il I stadio. Il punto di funzionamento del I stadio è definito dai seguenti valori:

$$\frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{T_0}{T}} = 1.10 \qquad \dot{m} \sqrt{\frac{T}{T_0}} \frac{p_0}{p} = 3.5 \text{ kg / s}$$

Nell'ipotesi che il II stadio giri alla stessa velocità angolare del I stadio, determinare il presumibile punto di funzionamento.

