

## Capitolo 30

In una turbina idraulica, il fluido attraversa una serie di condotti ricavati entro l'organo mobile (ruota o girante) e soggetti perciò a un moto di rotazione intorno all'asse geometrico della girante stessa.

Riferendoci allo schema di figura, supponendo che il peso unitario di liquido, dotato di una velocità assoluta iniziale  $c_1$ , debba percorrere il condotto generico ruotante intorno all'asse di traccia (O) nel piano del disegno e applicando il teorema di Bernoulli alle due sezioni 1) e 2) poste poco prima del condotto e poco oltre lo sbocco di esso, abbiamo:

$$L_1 = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 \cdot g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2 \cdot g} \quad (30.6)$$

dove  $v_1$  e  $v_2$  sono rispettivamente le velocità relative di ingresso e di uscita e  $u_1$  e  $u_2$  le velocità periferiche della girante. La (30.6) costituisce l'**equazione fondamentale delle turbine**, che esprime il lavoro idraulico sviluppato dal peso unitario di fluido operante.

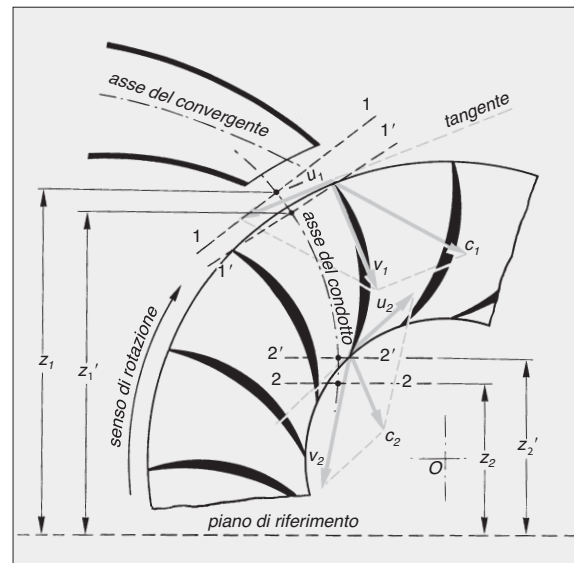
Le turbine idrauliche, come tutte le macchine rotanti, devono essere progettate in modo da soddisfare le condizioni di massimo rendimento imposte dai due aforismi idraulici; costruito perciò il triangolo di velocità nella sezione di ingresso e nella sezione di uscita otteniamo:

$$L_1 = \frac{1}{g} \cdot (c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2) \quad (30.9)$$

relazione nota come **equazione canonica delle turbine**. L'equazione (30.9) viene impiegata per stabilire un criterio di progettazione della macchina in modo che quest'ultima sia in condizione di funzionare con il massimo rendimento idraulico:

$$\eta_i = \frac{u_1}{g \cdot H} \cdot \left( c_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot \frac{r_2}{r_1} \cdot \cos \alpha_2 \right) \quad (30.10)$$

in cui il rendimento idraulico  $\eta_i$  della macchina è funzione della velocità periferica all'ingresso  $u_1$ , del salto netto  $H$  e della conformazione dei condotti, che dipende a sua volta dagli angoli  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  e dal rapporto delle distanze dall'asse di rotazione ( $r_2/r_1$ ). Ritenendo invariabile il valore di  $H$ , è possibile assegnare alla motrice un proporzionamento tale che permetta di conseguire il massimo rendimento idraulico e, di conseguenza, il massimo rendimento totale. A tal proposito è **facile osservare che il massimo valore di  $\eta_i$  si ottiene quando è nullo il secondo termine posto entro la parentesi** cioè  $\alpha_2 = 90^\circ$  (il triangolo di uscita diventa rettangolo e il vettore  $c_2$  risulta perpendicolare alla velocità periferica  $u_2$  misurata lungo la circonferenza di uscita). Il liquido



effluente dall'organo mobile della turbina, dotato della velocità assoluta  $c_2$ , è posto così nelle migliori condizioni per imboccare il condotto di scarico; inoltre, se il triangolo di uscita è rettangolo, il vettore  $c_2$  assume il minimo valore compatibile con le intensità di  $v_2$  e di  $u_2$  come richiesto dal secondo aforisma idraulico. In queste ipotesi, la (30.10) diventa semplicemente:

$$\eta_i = \frac{u_1}{g \cdot H} \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (30.11)$$

e da questa sarà possibile determinare, caso per caso, il valore della velocità periferica  $u_1$  che consente di ottenere il massimo rendimento idraulico.

Dalla (30.6) si rileva che il lavoro idraulico sviluppato dal peso unitario di liquido elaborato dalla macchina, dipende da tre fattori:

- variazione della velocità assoluta del fluido fra la sezione di entrata e quella di uscita della motrice (**lavoro per azione**);
- variazione della velocità relativa del liquido fra la sezione di ingresso e quella di uscita dell'organo mobile (**lavoro per reazione**);
- variazione della velocità periferica fra le stesse sezioni (**lavoro della forza centrifuga**).

Richiamiamo alcuni concetti di idrodinamica:

- dal teorema di Bernoulli applicato a un fluido scorrente entro un **condotto orizzontale** di sezione gradualmente **decrescente (convergente)** si deduce un **incremento di velocità a spese della pressione (trasformazione di energia potenziale in cinetica)**;
- se il fluido scorre **in un condotto orizzontale a sezione divergente si verifica un incremento di pres-**

### sione a spese della velocità (trasformazione di energia cinetica in energia potenziale).

Le turbine devono perciò essere corredate di un organo meccanico fisso alla carcassa della macchina (detto **distributore**) con il compito di convertire l'energia potenziale disponibile (il salto netto  $H$ ) in energia cinetica; esso è costituito da uno o più condotti convergenti attraverso i quali il fluido convogliato dalla condotta forzata acquista velocità in misura tanto più sensibile quanto maggiore è il grado di convergenza dei singoli condotti. Le turbine idrauliche perciò sono costituite da una carcassa, alla quale è fissato il distributore, e da un organo mobile (girante) munito di una serie di palette che nel loro insieme realizzano i diversi condotti la cui conformazione varia a seconda del tipo di macchina:

- **turbine ad azione** (Pelton) dotate di un distributore atto a trasformare integralmente l'energia potenziale in cinetica; allo sbocco del distributore il fluido operante, dotato della massima velocità consentita (funzione del salto netto  $H$ ) attraversa la palettatura mobile cedendo parte della sua energia cinetica e ne esce con velocità minore; le pale sono disposte e formate in modo da creare dei condotti con sezione costante e perciò il lavoro è sviluppato solo per azione della lama liquida che imprime alla girante il moto di rotazione;
- **turbine a reazione** (Francis, elica, Kaplan ecc.) dotate di un distributore che converte in energia cinetica solo una parte del salto disponibile mentre la rimanente trasformazione è affidata alla variazione di sezione conferita ai condotti ricavati entro la girante; il liquido penetra nella palettatura mobile dotato di una velocità inferiore a quella massima consentita dal salto netto  $H$ , e nell'attraversamento dei condotti mobili la sua velocità aumenta generando una spinta per reazione che va addizionata a quella ottenuta per azione diretta del fluido sulle pareti del condotto, esaurendo tutta l'energia potenziale disponibile.

Nel caso di turbine ad azione, tenendo conto delle resistenze passive che si manifestano entro il distributore, la velocità assoluta di ingresso nella girante assume è:  $c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$  dove  $\varphi$  è un coefficiente numerico ( $< 1$ ) da determinare caso per caso. Se la turbina è a reazione il fluido penetra entro la girante con una energia cinetica  $E_c = c_1^2 / (2 \cdot g)$  e dispone di una residua energia potenziale suscettibile di essere convertita (per reazione) in cinetica entro i condotti della girante stessa. Si definisce **grado di reazione**  $G$  di una turbina, il rapporto fra l'energia residua da convertire per reazione e l'energia totale disponibile:

$$G = \frac{\eta_i \cdot H - \frac{c_1^2}{2 \cdot g}}{\eta_i \cdot H} \quad (30.15)$$

dove  $\eta_i$  rappresenta il rendimento idraulico. Il grado di reazione è una grandezza adimensionale compreso fra i limiti estremi 0 (turbina ad azione) e 1 (turbina a reazione). Non esiste una macchina funzionante completamente a reazione perché ciò vorrebbe dire che l'acqua dovrebbe uscire dal distributore con velocità nulla. Il **grado di reazione pratico di una turbina idraulica oscilla fra 0,3 e 0,7**; fissato a priori tale elemento fondamentale nella progettazione della macchina si ottiene la **velocità assoluta di efflusso** dal distributore:

$$c_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot \eta_i \cdot H \cdot (1 - G)} \quad (30.16)$$

in base alla quale si dimensioneranno i condotti fissi.

Nel caso delle turbine idrauliche il **numero di giri caratteristico** ha l'espressione generica:

$$n_c = \frac{n}{H} \cdot \frac{\sqrt{P}}{\sqrt[4]{H}} \quad (30.17)$$

dove  $n$  è il numero di giri al minuto che la macchina deve compiere,  $P$  è la potenza utile che essa deve erogare espressa in kW e  $H$  è il salto netto disponibile misurato in m. Il **numero di giri caratteristico di una turbina coincide con il numero di giri al minuto che compirebbe un'altra turbina geometricamente simile a quella data, capace di erogare la potenza utile di 1 kW utilizzando un salto netto di 1 m**. Tale numero comporta una certa forma costruttiva della girante e condiziona il tipo di turbina (ad azione o a reazione o elicoidale).

Provare prototipi a grandezza naturale ha costi elevati, per cui vengono provati modelli da laboratorio in scala ridotta che devono essere simili da un punto di vista: geometrico, fluidodinamico e del regime del moto. In questo caso le macchine hanno lo stesso rendimento e una serie di parametri (numero di giri caratteristico, diametro di rotazione della macchina, coefficiente di prevalenza, coefficiente di portata e coefficiente di potenza).

Una classificazione più completa delle turbine idrauliche è la seguente:

- turbine a **getto libero**: la vena liquida uscente dal distributore investe i condotti mobili creati dalla palettatura e li percorre senza riempirli completamente, mantenendosi a contatto con l'ambiente;
- turbine a **getto forzato**: l'acqua percorre i canali mobili riempiendoli completamente e diminuendo progressivamente di pressione fino a imboccare il condotto di scarico mantenendo una pressione che può anche essere inferiore a quella atmosferica;
- turbine ad **asse orizzontale** o ad **asse verticale** (a seconda della sua disposizione);
- turbina **in camera libera**: la turbina viene installata

- direttamente sul fondo della vasca di carico completamente immersa nell'acqua;
- turbina **in camera a spirale**: il liquido viene convogliato alla macchina attraverso una condotta che comunica con una cassa a forma di chiocciola che avvolge completamente la motrice;
  - turbina **in camera forzata**: il liquido viene convogliato in una seconda vasca sul fondo della quale è installata la macchina;
  - macchine **ad ammissione totale**: l'alimentazione del liquido operante avviene su tutta la circonferenza della girante;

- macchine **ad ammissione parziale**: il getto fluido investe solo qualche paletta e non agisce contemporaneamente sulle altre ma solamente in un secondo tempo.

Per quanto concerne la direzione seguita dal fluido nell'attraversamento dei condotti, essa, nelle turbine ad azione, risulta *tangenziale* alla girante, mentre in quelle a reazione può assumere traiettorie diverse: fluido scorrente parallelamente all'asse di rotazione (macchina **assiale**) o fluido entrante con direzione perpendicolare all'asse di rotazione (macchina **radiale**) e uscente secondo l'asse.