

### Esempio 35.5 Rendimento di un ciclo con rigenerazione

Nell'impianto a vapore con due surriscaldamenti affrontato nell'*Esempio 35.4*, viene effettuato un ciclo rigenerativo del tipo di quello mostrato in *Figura 35.6-b*. La tabella che segue riporta le principali proprietà nei diversi stati del ciclo.

Stato	Pressione [kPa]	Temperatura [°C]	Entalpia [kJ/kg]	Condizioni del fluido
1	4,0	28,96	121,46	liquido saturo
2	500,0	28,96	122,0	liquido sottoraffreddato
3	4500,0	600	3670,5	vapore surriscaldato
4	500,0	304	3067	vapore surriscaldato
5	500,0	500	3483,9	vapore surriscaldato
6	4,0	28,96	2539,9	miscela liquido-vapore ( $x = 0,995$ )
7	500,0	152	640,2	liquido saturo
8	4500,0	152	646	liquido sottoraffreddato

Determinare:

- La frazione di vapore spillata  $\dot{m}_4/\dot{m}_3$  e la frazione di liquido  $\dot{m}_2/\dot{m}_3$  proveniente dal condensatore;
- il rendimento  $\eta$  del ciclo.

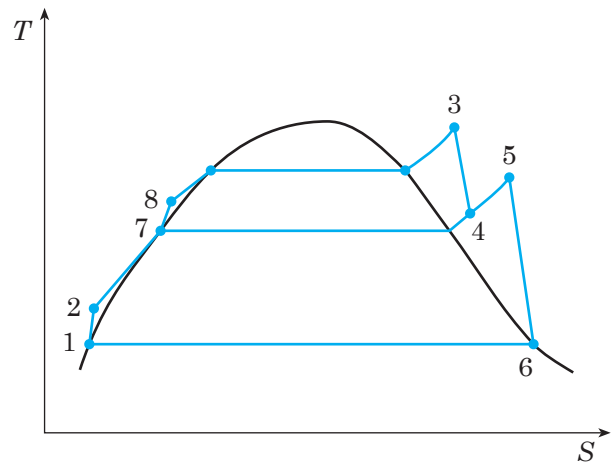
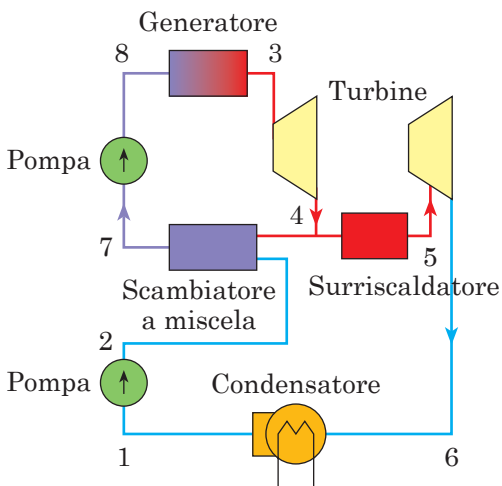


Fig. 35.6-b - Impianto rigenerativo con rigeneratore aperto (scambiatore a miscela). Il ciclo è rappresentato in un piano avente in ascisse l'entropia totale  $S$ , al posto dell'entropia massica  $s$ , in quanto dopo lo spillamento, la massa del vapore è diminuita e l'espansione non è più riferita a una quantità costante di vapore.

### SOLUZIONE

- Per rispondere alla prima domanda occorre impostare il bilancio di massa e di energia relativa al rigeneratore aperto della *Figura 35.6-b*. Sia  $\dot{m}_3$  la portata in massa princi-

pale, quella cioè che, dopo essere uscita dal rigeneratore, viene compressa dalla seconda pompa, passa attraverso il generatore ed entra nella prima turbina. Sia inoltre  $\dot{m}_2$  la portata di vapore che, scaricata dalla seconda turbina, diventa liquido nel condensatore ed entra nel rigeneratore per essere preriscaldata con la portata di vapore  $\dot{m}_4$ , spillata dalla prima turbina. Per l'equazione di continuità (15-2) abbiamo:

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_4 = \dot{m}_3$$

mentre per il principio di conservazione dell'energia (31-6), scritto in termini di bilancio di potenze date dal prodotto della portata per la corrispondente entalpia massica, abbiamo:

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_7$$

Queste due equazioni costituiscono un sistema la cui soluzione permette di ottenere la portata di vapore spillata  $\dot{m}_4$  e la portata di liquido  $\dot{m}_2$  proveniente dal condensatore, ambedue riferite alla portata principale  $\dot{m}_3$ . Sostituendo  $\dot{m}_2 = \dot{m}_3 - \dot{m}_4$ , ricavato dalla prima equazione, nella seconda equazione, si ha:

$$(\dot{m}_3 - \dot{m}_4)h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_7 \Rightarrow \dot{m}_3 h_2 - \dot{m}_4 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_7 \Rightarrow \dot{m}_4 (h_4 - h_2) = \dot{m}_3 (h_7 - h_2)$$

$$\frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_3} = \frac{(h_7 - h_2)}{(h_4 - h_2)} = \frac{620,2 \text{ kJ/kg} - 122 \text{ kJ/kg}}{3067 \text{ kJ/kg} - 122 \text{ kJ/kg}} = 0,176$$

Dividendo poi la prima equazione per  $\dot{m}_3$ , si ha:

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_3} + \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_3} = 1 \Rightarrow \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_3} = 1 - \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_3} = 1 - 0,176 = 0,824 \quad \blacktriangleleft$$

- b) Trascurando come al solito il lavoro delle pompe, il rendimento del ciclo è espresso dalla relazione che abbiamo usato in occasione del ciclo con surriscaldamento e risurriscaldamento dell'*Esempio 35.4*.

$$\eta = \frac{w}{q_H} \approx \frac{w_{tI} + w_{tII}}{q_{HI} + q_{HII}}$$

dove  $w_{tI}$  = lavoro massico della prima turbina

$w_{tII}$  = lavoro massico della seconda turbina

$q_{HI}$  = calore massico entrante fino al surriscaldamento

$q_{HII}$  = calore massico entrante con il risurriscaldamento

Ma sia il calore che il lavoro vanno riferiti a un'unica portata in massa: sia questa  $\dot{m}_3$ , portata di vapore ammessa alla prima turbina. Ricordiamo inoltre che sia il calore (31-6) che il lavoro (31-5) vengono espressi come variazioni di entalpia. Teniamo infine presente che, dovendo riferire tutte le grandezze a una portata, dobbiamo considerare il rapporto tra il lavoro (o il calore) nell'unità di tempo (cioè una potenza) e la massa nell'unità di tempo (cioè una portata) in modo che, essendo ambedue queste grandezze riferite al tempo, è come se facessimo il rapporto tra entalpia e massa. Il lavoro, prodotto nell'unità di tempo, dalla prima turbina  $\dot{W}_{tI}$  è già riferito a  $\dot{m}_3$ , perché qui entra tutto il vapore:

$$\frac{\dot{W}_{tI}}{\dot{m}_3} = h_3 - h_4 = 3670,5 \text{ kJ/kg} - 3067 \text{ kJ/kg} = 603,5 \text{ kJ/kg}$$

Il lavoro, prodotto nell'unità di tempo, dalla seconda turbina  $\dot{W}_{tII}$  è invece riferito a  $\dot{m}_2$ , in quanto l'altra parte di  $\dot{m}_3$ , che è  $\dot{m}_4$ , viene spillata per realizzare la rigenerazione. Per ridurre a  $\dot{m}_3$ , moltiplichiamo il salto entalpico  $5 \Rightarrow 6$  nella seconda turbina per  $\dot{m}_2/\dot{m}_3$ .

$$\frac{\dot{W}_{tII}}{\dot{m}_3} = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_3} (h_5 - h_6) = 0,824 (3483,9 \text{ kJ/kg} - 2540 \text{ kJ/kg}) = 777,8 \text{ kJ/kg}$$

Seguiamo la stessa procedura per il calore

$$\frac{\dot{Q}_{HI}}{\dot{m}_3} = h_3 - h_8 = 3670,5 \text{ kJ/kg} - 646 \text{ kJ/kg} = 3024,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{\dot{Q}_{HII}}{\dot{m}_3} = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_3} (h_5 - h_4) = 0,824 (3483,9 \text{ kJ/kg} - 3067 \text{ kJ/kg}) = 343,5 \text{ kJ/kg}$$

Il lavoro massico complessivo prodotto dalle due turbine, che, a meno del lavoro delle due pompe, coincide con il lavoro nel ciclo è dato da:

$$w \approx w_{tI} + w_{tII} = 603,5 \text{ kJ/kg} + 777,8 \text{ kJ/kg} = 1381,3 \text{ kJ/kg}$$

mentre il calore totale trasferito al fluido è:

$$q_H = q_{HI} + q_{HII} = 3024,5 \text{ kJ/kg} + 343,5 \text{ kJ/kg} = 3368 \text{ kJ/kg}$$

e il rendimento vale:

$$\eta = \frac{w}{q_H} \approx \frac{1381,3 \text{ kJ/kg}}{3368 \text{ kJ/kg}} = 0,41$$

**COMMENTI** Il confronto tra il ciclo rigenerativo trattato in questo esempio e il ciclo analogo, ma senza rigenerazione, dell'*Esempio 35.4* porta a:

Ciclo	Lavoro $w$ [kJ/kg]	Calore $q_H$ [kJ/kg]	Rendimento $\eta$ [-]
Con rigenerazione	1381,3	3368	0,41
Senza rigenerazione	1547,5	3965,9	0,39

## 35.5 Impianti termici a energia nucleare

### 35.5.1 Elementi di base dell'impianto

Dal punto di vista termodinamico la differenza tra la potenza ottenuta dalla centrale convenzionale esaminata finora e quella ottenuta da una centrale nucleare è rappresentata dal combustibile utilizzato come sorgente di energia per alimentare il generatore di vapore: fossile nel caso della centrale convenzionale e nucleare nel caso del reattore nucleare (*Paragrafo 11.3*).

---

La fissione dei *nuclei di uranio* nel reattore, e cioè la loro disintegrazione per urto di un neutrone, avviene negli elementi di combustibile contenuti nel nocciolo e si sviluppa secondo le seguenti fasi:

- il nucleo, colpito da un neutrone, esplose in più frammenti: sono i prodotti di fissione;
- si libera allora una quantità di calore di fissione notevolmente superiore a quella messa a disposizione dalla reazione chimica di un combustibile fossile<sup>35.5</sup>;
- si producono in media 2,5 neutroni liberi che, bombardando altri nuclei, danno luogo alla propagazione di una reazione che si comunica da nucleo a nucleo (reazione a catena).

---

Il calore, prodotto negli elementi di combustibile nucleare, viene asportato mediante un fluido refrigerante costituito da acqua oppure da gas: da qui la suddivisione in reattori a gas e in reattori ad acqua.

Nel *reattore a gas*<sup>35.6</sup> (GR, *Gas reactor*) gli elementi di combustibile, costituiti da barre di uranio naturale rivestite con una lega di alluminio e magnesio (*magnox*) che ha lo scopo di contenere i prodotti della fissione, sono sistemati in fori verticali ricavati in un impilaggio di blocchi di grafite sorretto e rinforzato da strutture di acciaio. Il calore, sviluppato dalla reazione di fissione del nucleo, viene asportato dalla circolazione di biossido di carbonio in pressione; successivamente il biossido di carbonio cede questo calore all'acqua del generatore di vapore. Il complesso citato, chiamato *nocciolo*, che, insieme ai dispositivi di regolazione (barre di controllo) e alle apparecchiature di spostamento del combustibile, costituisce il reattore nucleare, è racchiuso in un contenitore metallico sferico circondato, a sua volta, da una struttura di calcestruzzo armato che fa da schermo alle radiazioni nucleari. La grafite ha la funzione di moderare la velocità dei neutroni, prodotti nella fissione, riducendola di circa 10.000 volte in modo tale che risulti elevata la probabilità di interazione tra i neutroni e i nuclei di combustibile nucleare.

I reattori ad acqua si dividono ulteriormente in *reattori ad acqua bollente* (BWR, *Boiling Water Reactor*) e *reattori ad acqua in pressione* (PWR, *Pressurized Water Reactor*). In ambedue i casi gli elementi di combustibile sono costituiti da un insieme di tubi di acciaio inos-

---

**35.5** - I granuli di combustibile nucleare sono arricchiti con l'isotopo uranio-235 per produrre il combustibile fissile. Tipicamente i granuli di combustibile contengono circa il 13% di questo isotopo. La fissione di 1 grammo di uranio U-235 corrisponde al rilascio di un'energia termica pari a circa 86.500 MJ. Questa energia equivale a quella prodotta dalla combustione di circa 2,5 Mg (tonnellate) di carbone.

**35.6** - Nel *reattore a gas avanzato* (AGR, *Advanced Gas Reactor*) si impiega al posto di uranio naturale metallico, uranio arricchito sotto forma di ossido con i vantaggi di una minore dimensione del nocciolo e dell'impiego di una guaina in acciaio inossidabile, materiale più resistente alle alte temperature del *magnox*. Nel reattore a gas ad alta temperatura il gas è costituito da elio in pressione, mentre il combustibile è costituito da sferette (0,25 mm di diametro) di carburi di uranio e torio. Dal momento che il reattore ricicla l'uranio-233 prodotto per fertilizzazione del torio, il materiale fissile prodotto è circa uguale a quello fissionato; il reattore si dice perciò autofertilizzante con fattore di conversione pari all'unità.

sidabile o in lega speciale di zirconio contenenti il combustibile nucleare. Il nocciolo del reattore, racchiuso in un contenitore di acciaio a pressione di adeguato spessore, è costituito dagli elementi di combustibile e dalle barre di controllo, tenuti in posizione verticale da una struttura di sostegno in acciaio. La funzione di moderare i neutroni di fissione è adesso affidata alla stessa acqua di raffreddamento, che, attraversando il nocciolo dal basso verso l'alto, asporta il calore prodotto. Nei reattori ad acqua bollente l'ebollizione avviene nella parte superiore del nocciolo e il vapore così ottenuto viene convogliato direttamente in turbina. Nei reattori ad acqua pressurizzata l'ebollizione viene impedita, portando l'acqua, che circola all'interno del reattore (*circuito primario*), a una pressione notevolmente più elevata della pressione di saturazione corrispondente alla temperatura esistente all'uscita dal reattore. L'acqua del circuito primario cede, nello scambiatore di calore, il proprio calore a un *circuito secondario* acqua-vapore, che costituisce il generatore del vapore che viene poi avviato alla turbina per produrre lavoro.

In tutti e tre i tipi di reattore nucleare<sup>35.7</sup> il vapore, dopo l'espansione nella turbina, attraversa, come negli impianti convenzionali, il condensatore, dove viene raffreddato con acqua proveniente da una sorgente esterna (fiume o mare). Per sicurezza, il circuito vapore viene tenuto chiuso e separato dalla sorgente esterna.

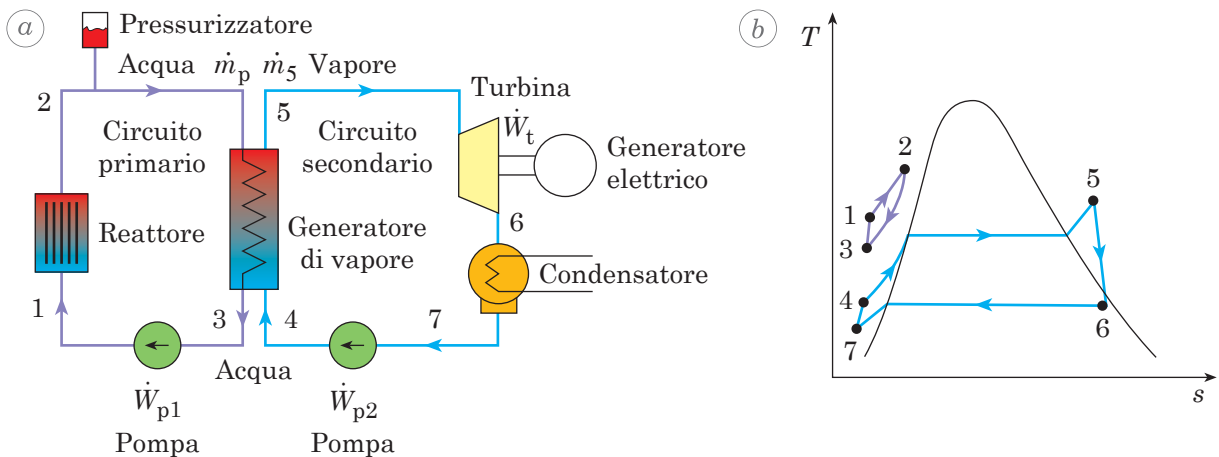


Fig. 35.9 - Reattore ad acqua pressurizzata: a) schema del sistema; b) rappresentazione del processo.

**35.7** - I tipi di reattori nucleari più diffusi sono i reattori ad acqua bollente e ad acqua pressurizzata, ambedue utilizzando come combustibile l'ossido di uranio lievemente arricchito (dal 2 al 4%). Un altro tipo, sviluppato in Canada, è il *reattore ad acqua pesante* (PHWR, *Pressurized Heavy Water Reactor*), sostanza costituita da ossido di deuterio e dotata di un elevato potere moderatore, che consente di ridurre le dimensioni del nocciolo e quindi del reattore; il combustibile è costituito da ossido di uranio naturale. Infine va citato il *reattore veloce* (FR, *Fast Reactor*), in cui, essendo la reazione nucleare determinata da neutroni veloci, è assente l'elemento moderatore. Il combustibile è costituito da uranio-238 e plutonio (85% e 15% rispettivamente), mentre il refrigerante è sodio liquido (oppure sodio e potassio) che, oltre a non dar luogo a un effetto di moderazione dei neutroni veloci, permette di raggiungere coefficienti globali di scambio termico estremamente elevati. Il reattore veloce è autofertilizzante con fattore di conversione compreso tra 1,2 e 1,4 in quanto i nuclei di plutonio-239 fissile prodotti sono più di quelli di uranio-235 fissionati, e quindi la quantità di combustibile fissile globalmente presente nel reattore aumenta nel tempo, a spese dell'uranio-238, che di per sé non è utilizzabile per la fissione. Si rammenta che l'uranio naturale è costituito per lo 0,7% dall'isotopo 235 e per il 99,3% dall'isotopo 238 che non partecipa alla reazione nucleare.

La *Figura 35.9* mostra uno schema e la relativa rappresentazione sul piano  $T-s$  del processo di un reattore ad acqua in pressione. Oltre al generatore di vapore, che è semplicemente uno scambiatore di calore, in cui l'ebollizione avviene nella parte alta (lato vapore), vi è un serbatoio indicato con il nome di pressurizzatore; questo serbatoio contiene vapore nella parte superiore e acqua nella parte inferiore e viene utilizzato per controllare la pressione nel circuito primario. Da osservare inoltre come i diversi stati del circuito primario siano tutti situati nella regione del liquido sottoraffreddato o compresso.

### 35.5.2 Nucleare avanzato

Dismessi da tempo i reattori della prima generazione realizzati tra il 1950 e il 1970, i reattori attualmente in funzione sono quelli della seconda generazione costruiti negli anni settanta e ottanta; questi reattori sono: a gas-grafite avanzato (AGR, *Advanced Gas Reactor*), ad acqua in pressione (PWR, *Pressurized Water Reactor*) e bollente (BWR, *Boiling Water Reactor*), distinti, a loro volta, ad acqua leggera (LWR, *Light Water Reactor*) e ad acqua pesante in pressione (PHWR, *Pressurized Heavy Water Reactor*).

La terza generazione è costituita da reattori ad acqua leggera bollente o pressurizzata aventi, rispetto ai corrispondenti reattori di seconda generazione, maggior rendimento, maggior sicurezza e costi minori.

La ricerca è attualmente rivolta allo studio della quarta generazione che dovrebbe consentire, a partire dal 2030, di realizzare reattori commerciali caratterizzati da:

1. un livello di sicurezza maggiore di quello attuale;
2. una produzione minima di rifiuti radioattivi;
3. costi contenuti;
4. assenza di produzione di plutonio, elemento essenziale per la produzione di bombe nucleari a fissione.

Tre sistemi appartengono al tipo dei reattori termici:

- VHTR (*Very High Temperature Reactor*) – reattore ad altissima temperatura,
- SCWR (*SuperCritical Water-cooled Reactor*) – reattore supercritico raffreddato ad acqua,
- MSR (*Molten Salt Reactor*) – reattore a sali fusi;

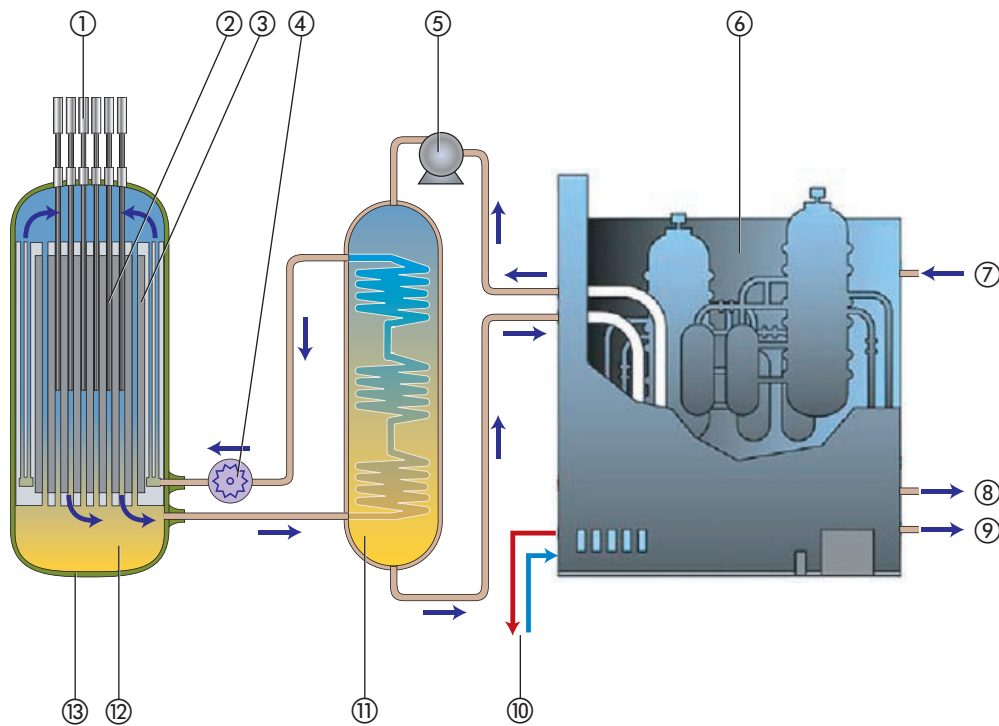
e altri tre sistemi appartengono al tipo dei reattori veloci:

- GFR (*Gas-cooled Fast Reactor*) – reattore veloce raffreddato a gas,
- SFR (*Sodium-cooled Fast Reactor*) – reattore veloce raffreddato a sodio,
- LFR (*Lead-cooled Fast Reactor*) – reattore veloce raffreddato a piombo.

Oltre naturalmente alla sicurezza del reattore, l'altro problema che caratterizza la ricerca sui reattori di quarta generazione è quello del ridimensionamento delle scorie radioattive, il cui stoccaggio richiede attualmente depositi in grado di isolarli per migliaia e migliaia di anni, depositi sempre più difficili da reperire. Nel ciclo del combustibile nucleare (*nuclear fuel cycle*) che consiste nella preparazione del combustibile, nella sua utilizzazione durante il funzionamento del reattore e nello stoccaggio del combustibile nucleare spento (*spent nuclear fuel*, combustibile irradiato e non più in grado di sostenere una rea-

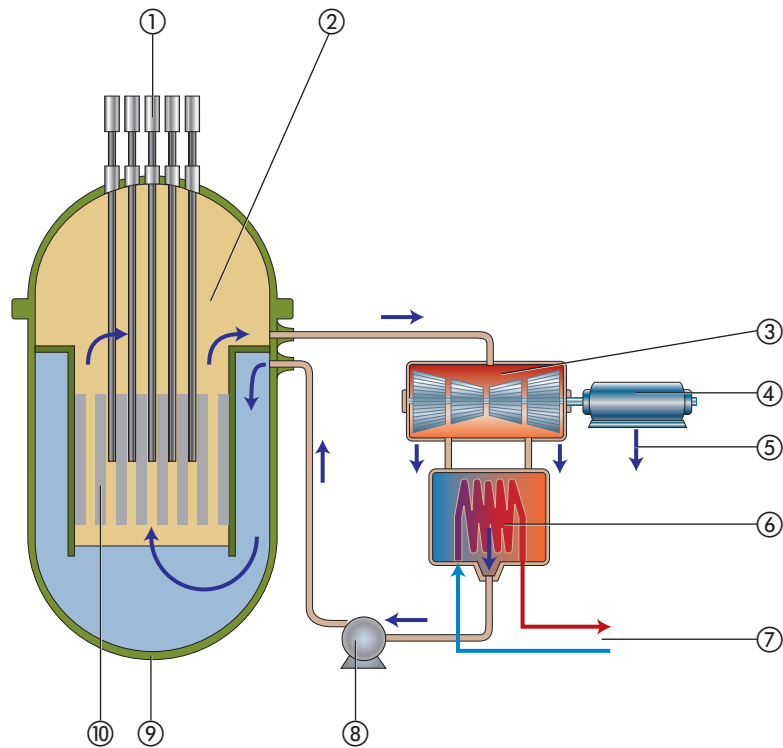
zione nucleare), si distinguono il ciclo aperto (*open fuel cycle*), in cui manca il trattamento del combustibile irradiato, e il ciclo chiuso (*closed fuel cycle*) in cui il combustibile nucleare spento viene trattato di nuovo (*reprocessed*). Esempio di ciclo chiuso è il reattore veloce autofertilizzante (FBR, *fast breeder reactor*), in cui i componenti radioattivi a vita lunga sono bombardati con neutroni ad alta energia e perdono buona parte della loro vita radioattiva, che passa così dalle decine di migliaia alle centinaia di anni.

### 35.5.3 I sei sistemi nucleari della quarta generazione



- |    |  |    |                        |
|----|--|----|------------------------|
| 1  | Barre di controllo   | 7  | Acqua                  |
| 2  | Nocciolo di grafite  | 8  | Ossigeno               |
| 3  | Riflettore di grafite  | 9  | Idrogeno               |
| 4  | Soffiante  | 10 | Pozzo termico          |
| 5  | Pompa  | 11 | Scambiatore intermedio |
| 6  | Impianto di produzione dell'idrogeno e impianto di generazione elettrica | 12 | Elio refrigerante      |
| 13 | Reattore   |    |                        |

Fig. 35.10 - Schema del reattore VHTR (*very high temperature reactor*). È un impianto a ciclo aperto del combustibile nucleare e ha quindi problemi di smaltimento delle scorie radioattive. Punta soprattutto a generare calore ad altissime temperature (oltre 1.000 °C) per produrre, oltre a energia elettrica, idrogeno direttamente dall'acqua con processi termochimici ad alto rendimento. La potenza termica del prototipo di riferimento si aggira attorno a 600 MW, il refrigerante del nocciolo è l'elio e il combustibile previsto può essere di due tipi: a blocchi esagonali di grafite oppure a sfere di grafite che inglobano uranio arricchito (ENI – Enciclopedia degli idrocarburi, Edizioni Treccani).

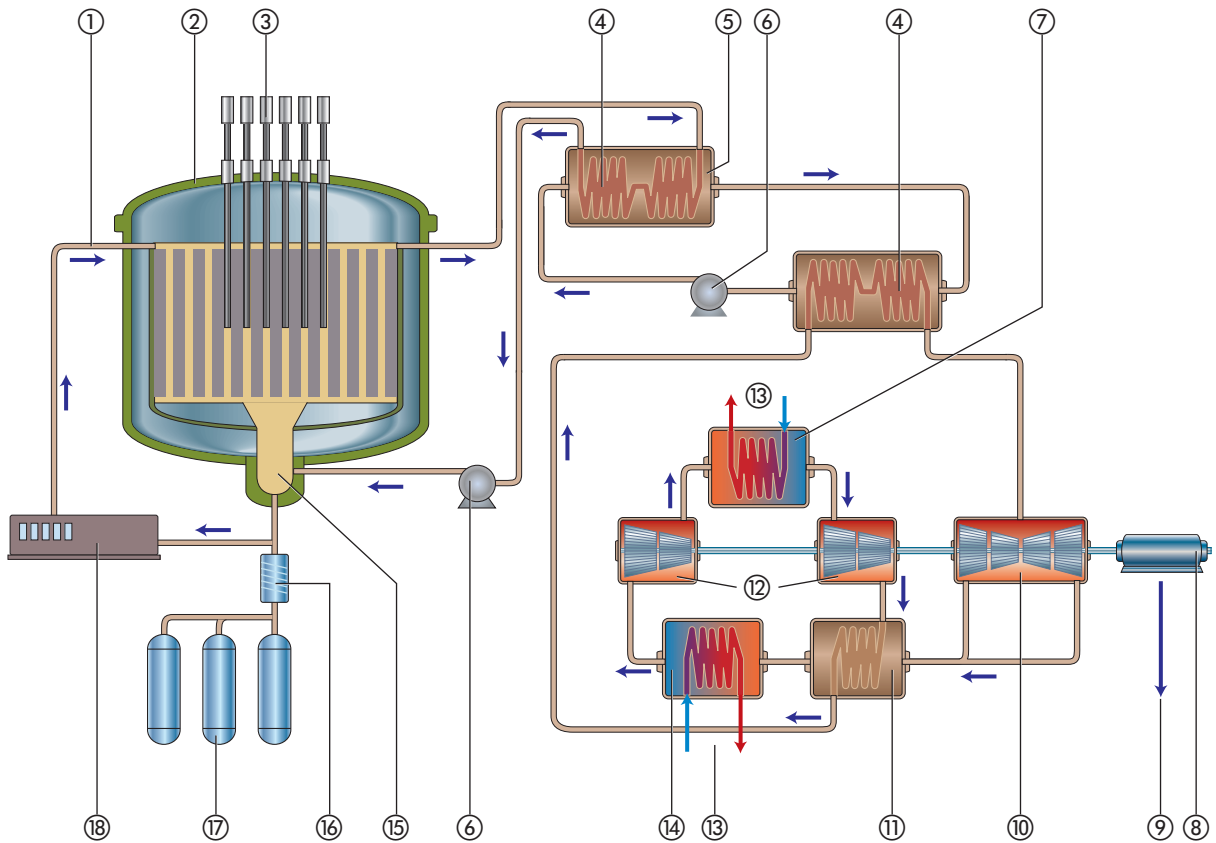


- 1 Barre di controllo
- 2 Acqua supercritica
- 3 Turbina
- 4 Generatore
- 5 Potenza elettrica

- 6 Condensatore
- 7 Pozzo termico
- 8 Pompa
- 9 Reattore
- 10 Nocciolo

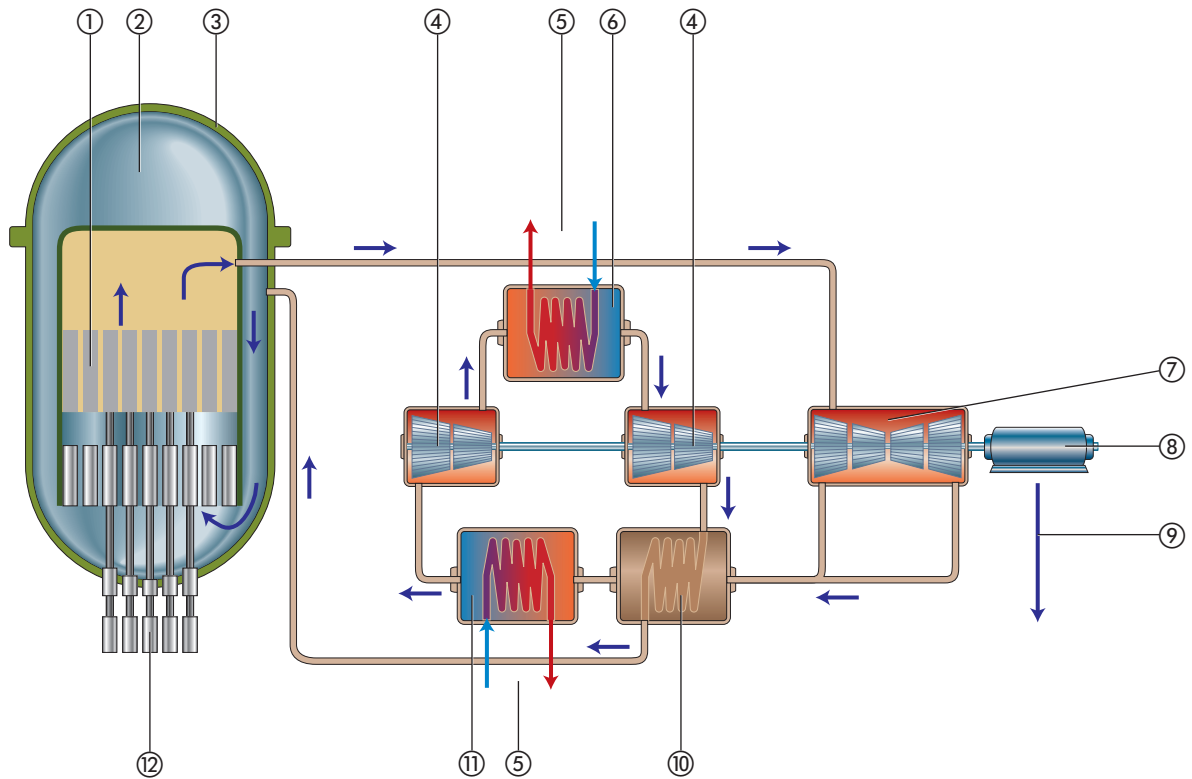
Fig. 35.11 - Schema del reattore SCWR (*SuperCritical water-cooled reactor*). È un reattore termico ad acqua portata a una pressione e a una temperatura notevolmente superiori a quelle corrispondenti al punto critico (22,1 MPa, 374 °C): si vuole portare la temperatura di uscita dal nocciolo addirittura a 550 °C. A queste condizioni il rendimento termodinamico arriva a 0,44. Il ciclo del combustibile è aperto e quindi presenta problemi di smaltimento dei rifiuti radioattivi. Punta soprattutto a vantaggi economici (semplificazione di impianto) per la produzione di energia elettrica (la potenza elettrica del prototipo di riferimento è di 1700 MW). I punti critici da investigare sono soprattutto la resistenza delle guaine e delle strutture interne del reattore e le brusche variazioni di densità dell'acqua supercritica con la temperatura (ENI – Enciclopedia degli idrocarburi, Edizioni Treccani).





- |                          |                                      |
|--------------------------|--------------------------------------|
| 1 sali purificati        | 10 turbina                           |
| 2 reattore               | 11 recuperatore                      |
| 3 barre di controllo     | 12 compressori                       |
| 4 scambiatore termico    | 13 pozzo termico                     |
| 5 sali refrigeranti      | 14 pre-refrigeratore                 |
| 6 pompa                  | 15 sali fusi                         |
| 7 scambiatore intermedio | 16 tappo freddo                      |
| 8 generatore             | 17 serbatoi di scarico di emergenza  |
| 9 potenza elettrica      | 18 impianto chimico di ritrattamento |

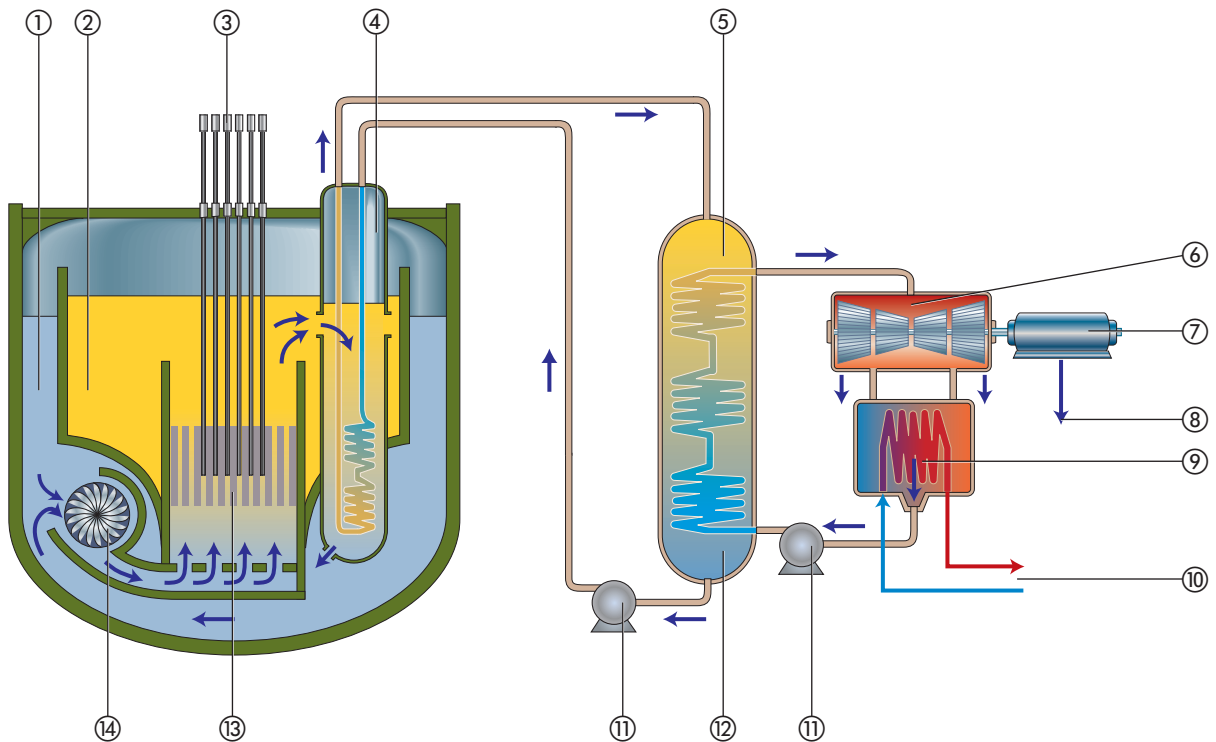
Fig. 35.12 - Schema del reattore MSR (*molten salt reactor*). È un reattore a sali fusi, con un ciclo chiuso del combustibile nucleare. Il combustibile è costituito da una miscela liquida di sodio, zirconio e fluoruri di uranio, posta in circolazione da apposite pompe. Il sistema necessita di un circuito intermedio (refrigerante metallico) fra circuito primario del reattore e circuito finale elettrogenatore. La potenza elettrica prevista è di 1.000 MW, la pressione di circa 5 bar, con una temperatura massima di oltre 700 °C che garantisce un ottimo rendimento termodinamico (ENI – Enciclopedia degli idrocarburi, Edizioni Treccani).



- 1 nocciolo
- 2 elio
- 3 reattore
- 4 compressore
- 5 pozzo termico
- 6 scambiatore intermedio

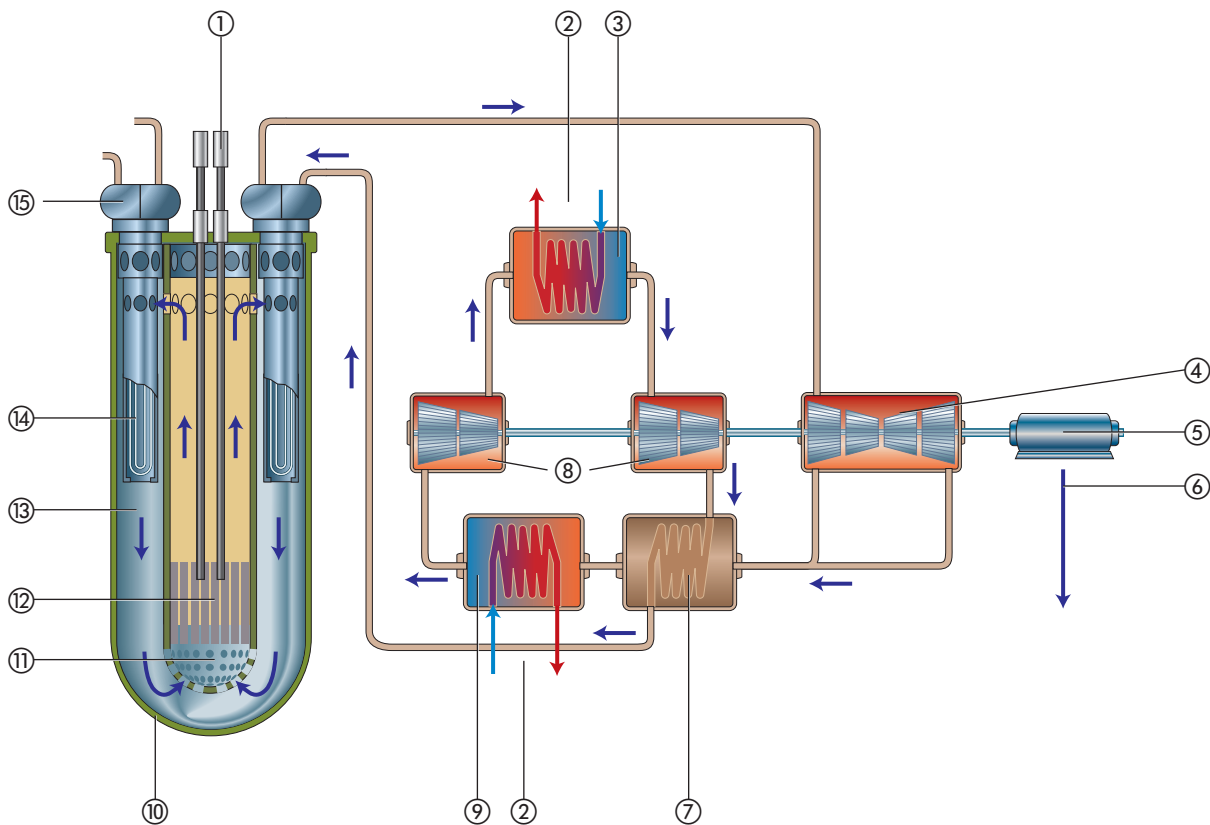
- 7 turbina
- 8 generatore
- 9 potenza elettrica
- 10 recuperatore
- 11 pre-refrigeratore
- 12 barre di controllo

Fig. 35.13 - Schema del reattore GFR (*gas-cooled fast reactor*). È un reattore veloce raffreddato a gas (elio), a ciclo di combustibile chiuso. La potenza elettrica è compresa fra 300 e 600 MW. Tale sistema è considerato di buone caratteristiche per sicurezza, economicità, ed è particolarmente adatto per la produzione di energia elettrica e di idrogeno e per il trattamento dei composti ad altissima radioattività e lunghissima vita, che causano problemi ai depositi geologici. Una strategia per ridurre questi composti è appunto quella di irradiarli in reattori veloci ad alto flusso, come appunto il GFR, convertendoli in parte in isotopi con radioattività nulla o a vita breve. L'impiego di elio come refrigerante consente sia di raggiungere alte temperature, e quindi alti rendimenti in un ciclo termodinamico diretto, sia di produrre idrogeno da un processo termochimico (ENI – Enciclopedia degli idrocarburi, Edizioni Treccani).



- |                           |                     |
|---------------------------|---------------------|
| 1 sodio primario (freddo) | 8 potenza elettrica |
| 2 sodio primario (caldo)  | 9 condensatore      |
| 3 barre di controllo      | 10 pozzo termico    |
| 4 scambiatore intermedio  | 11 pompa            |
| 5 generatore di vapore    | 12 sodio secondario |
| 6 turbina                 | 13 nocciolo         |
| 7 generatore              | 14 pompa            |

Fig. 35.14 - Schema del reattore SFR (*sodium-cooled fast reactor*). È un reattore veloce raffreddato a sodio, a ciclo chiuso, con una surgenerazione di materia fissile (conversione di uranio U-238, fertile, in plutonio, fissile). Il termine surgenerazione significa che il reattore produce, per conversione, più materiale fissile di quanto ne bruci, per cui in circa venti anni dall'esercizio di un reattore si accumula tanto materiale fissile quanto basta per due reattori uguali. Si prevedono due tipi di reattori: uno di media taglia (potenza elettrica pari a 150-500 MW) e l'altro di taglia medio grande (500-1.500 MW). La temperatura di uscita del sodio dal nocciolo è di 550 °C (ENI – Enciclopedia degli idrocarburi, Edizioni Treccani).



- |                          |                                 |
|--------------------------|---------------------------------|
| 1 barre di controllo     | 9 pre-refrigeratore             |
| 2 pozzo termico          | 10 rettor                       |
| 3 scambiatore intermedio | 11 distributore di ingresso     |
| 4 turbina                | 12 nocciolo                     |
| 5 generatore             | 13 refrigeratore                |
| 6 potenza elettrica      | 14 scambiatori con tubi a U (4) |
| 7 recuperatore           | 15 distributore                 |
| 8 condensatori           |                                 |

Fig. 35.15 - Schema del reattore LFR (*lead-cooled fast reactor*). È un reattore veloce a ciclo chiuso, raffreddato a piombo o con eutettico piombo-bismuto per abbassare la temperatura di fusione. Raffreddato a circolazione naturale, cioè senza pompe, esso può avere una potenza elettrica variabile da 50 a 150 MW, con una temperatura di uscita dal nocciolo del refrigerante che può andare da 550 a 800 °C; la temperatura più alta può essere raggiunta se in futuro verranno sviluppati dei materiali adeguati. Il ciclo chiuso del combustibile assicura, come per il GFR, il completo trattamento dei materiali radioattivi. Viene considerato di buone caratteristiche anche per l'economia e la sicurezza, grazie al tipo di refrigerante che, a differenza del sodio, non reagisce violentemente con l'aria e con l'acqua. Il problema principale da risolvere è legato alla tecnologia del refrigerante piombo che è al tempo stesso corrosivo e tossico (ENI – Enciclopedia degli idrocarburi, Edizioni Treccani).

## 35.6 Turbine termiche

### 35.6.1 Descrizione

Si definisce **turboespansore** o, più semplicemente **turbina**, una macchina motrice a flusso continuo costituita da una successione di condotti fissi e di condotti rotanti attraversati da un fluido che, espandendosi, esercita un lavoro sulle pareti dei condotti mobili. Quando il fluido di lavoro è rappresentato da un liquido, come l'acqua, abbiamo le *turbine idrauliche*, se invece il fluido di lavoro è costituito dai prodotti della combustione di un combustibile che reagisce con l'aria abbiamo le *turbine a gas* (Figura 35.16-a), se infine il fluido di lavoro è il vapore d'acqua abbiamo le *turbine a vapore* (Figura 35.16-b). Esistono anche applicazioni, molto meno diffuse, realizzate con fluidi di lavoro costituiti da fluidi organici (per esempio, cloruro di etile) per cicli Rankine a bassa temperatura, oppure da gas come azoto, elio oppure miscele di gas nobili per cicli di turbine a gas.

Nella trattazione delle turbine idrauliche si era potuto considerare il fluido di lavoro come incompressibile. Nel caso invece delle *turbine termiche*, turbine a gas e turbine a vapore, il fluido è comprimibile: il funzionamento di queste turbine ubbidisce agli stessi principi con la differenza che nel caso delle turbine a vapore occorre far uso delle tabelle e dei diagrammi illustrati nell'Unità 29, mentre le turbine a gas seguono le relazioni del gas perfetto riportate nell'Appendice A.6.

Abbandonata ormai da tempo la macchina alternativa a vapore, la turbina a vapore rappresenta il mezzo abituale impiegato per convertire l'energia termica, fornita dal gene-



Fig. 35.16-a - Palette vistosamente svergolte (le più alte su sfondo verde) nel quarto stadio di una turbina a gas.



Fig. 35.16-b - Rotore di una turbina a vapore usata in un impianto termoelettrico. L'altezza delle palette aumenta progressivamente passando dall'ingresso all'uscita a causa dell'aumento del volume massico del fluido durante l'espansione.

ratore di vapore, in energia meccanica utilizzata prevalentemente per azionare generatori elettrici, macchine operatrici come pompe e compressori o eliche marine. Se progettata per operare con velocità variabile una turbina può funzionare sopra un intervallo di velocità piuttosto esteso con notevoli vantaggi nelle applicazioni. Le turbine a vapore possono essere dimensionate per potenze da pochi kW fino a potenze al di sopra dei 1000 MW. Le più grandi vengono utilizzate negli impianti dedicati alla generazione di potenza elettrica (*Figura 35.16-c*).

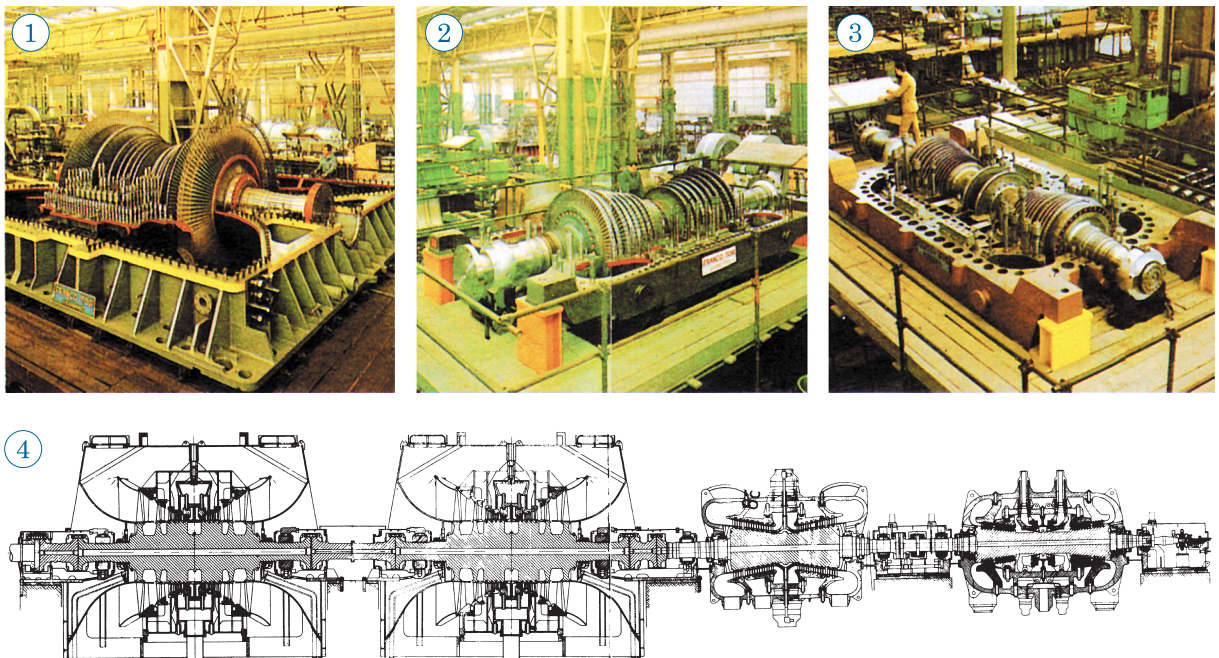


Fig. 35.16-c - Turbina a vapore a risurriscaldamento con quattro cilindri; potenza 660 MW a 50 giri/s, alimentazione del vapore a 24,2 MPa e 538 °C (Franco Tosi):

- 1) elemento di bassa pressione;
- 2) elemento di media pressione;
- 3) elemento di alta pressione;
- 4) sezione longitudinale; in ogni cilindro, il vapore entra in mezzo in modo da suddividere il flusso in due correnti simmetriche, diretta una verso destra e l'altra verso sinistra in modo da equilibrare la spinta assiale sull'albero.

Uno *stadio* della turbina è costituito da (*Figura 35.17*):

1. uno *statore* o *cassa* dove sono ricavati i condotti fissi di ingresso (*distributore*) e di scarico del vapore. I condotti fissi di ingresso (spesso chiamati ugelli) sono delimitati dalla schiera delle *palettature statoriche* nelle quali si espande il vapore;
2. un *rotore* o *girante* su cui si trova una corona di palette mobili (la schiera della *palettatura rotorica*) che delimita, insieme all'involucro esterno, una serie di condotti mobili. I condotti mobili, orientati opportunamente, sono situati di fronte ai condotti fissi e raccolgono lavoro dal fluido che esce, con elevata velocità, dagli ugelli. Nella girante il fluido può subire un'ulteriore espansione.

Una turbina può essere costituita da un solo stadio (*turbina semplice* o *monostadio*) oppure da più stadi (*turbina multistadio* o *pluristadio*). Nel primo caso, tutto il lavoro generato dall'espansione del vapore è raccolto da una sola schiera di palette mobili, mentre, nel secondo caso, il lavoro di espansione viene suddiviso su più schiere di palette mobili. A differenza delle turbine idrauliche che sono tipicamente monostadio, le turbine a vapore e in generale le turbine termiche, impegnate nella generazione di potenze elevate, sono pluristadio (*Figura 35.16-c*).

In una macchina idraulica infatti l'energia disponibile è limitata dalla caduta  $h_u$  che si riesce a utilizzare dalla differenza di quota tra bacino di alimentazione e bacino di scarico; la caduta utile, che arriva al massimo a 2500 m (caso della Pelton) dà luogo a un lavoro sufficientemente modesto da poter essere raccolto in un solo stadio:

$$w = gh_u = 9,81 \text{ m/s}^2 \times 2500 \text{ m} = 24.525 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 24.525 \text{ J/kg} = 24,5 \text{ kJ/kg}$$

Al contrario il lavoro massico  $w$ , messo a disposizione nell'espansione del vapore, può arrivare a valori notevolmente elevati. Consideriamo, ad esempio, l'espansione dalla pressione  $p = 3,5 \text{ MPa}$  e dalla temperatura  $T = 600 \text{ }^\circ\text{C}$ , con entalpia  $h = 3678,4 \text{ kJ/kg}$  ed entropia  $s \approx 7,44 \text{ kJ/(kg K)}$  (*Tabella A.3.3*), fino alla pressione  $p = 5 \text{ kPa}$ , con entalpia  $h = 2270 \text{ kJ/kg}$ , letta sul diagramma di Mollier in corrispondenza di un'espansione isentropica con  $s \approx 7,44 \text{ kJ/(kg K)}$ . Nel caso ideale dell'espansione isentropica, si ottiene (31-5) il lavoro  $w = \Delta h_s = 3678,4 \text{ kJ/kg} - 2270 \text{ kJ/kg} = 1408,4 \text{ kJ/kg}$  contro un salto massimo di circa 200 kJ/kg che può essere trattato dal singolo stadio della turbina. Occorre perciò suddividere la turbina in più stadi per elaborare tutta l'energia fornita dal vapore. Le turbine di potenza più elevata (*Figura 35.16-c*) sono costituite dall'unione di più *corpi* o *cilindri* (gruppi di elementi che sono racchiusi entro una stessa cassa e hanno un unico albero)

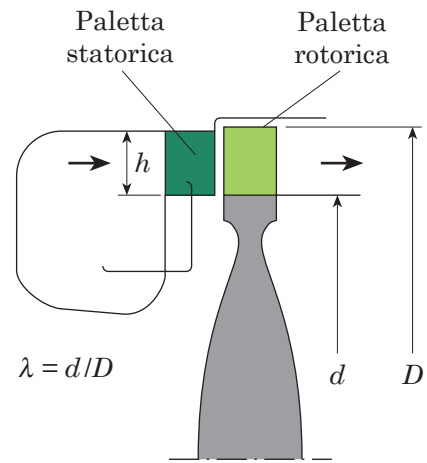


Fig. 35.17-a - Schema di uno stadio di turbina assiale.

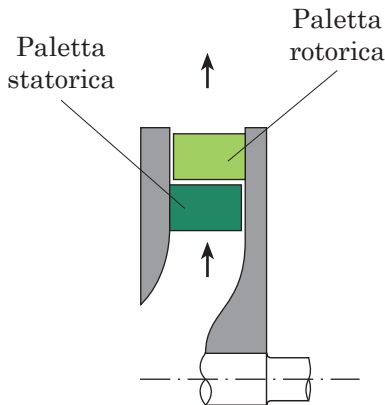


Fig. 35.17-b - Schema di uno stadio di turbina radiale centrifuga.

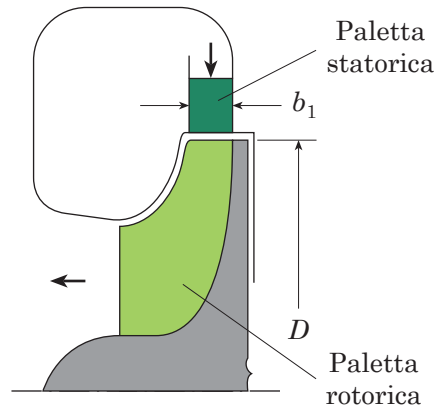


Fig. 35.17-c - Schema di uno stadio di turbina radiale (mista) centripeta.

suddivisi, a seconda della pressione, in alta pressione (AP), media pressione (MP) e bassa pressione (BP). Ma, appena possibile, si preferisce, per la semplicità, la costruzione in un solo cilindro (monocilindrica).

Analogamente alle macchine idrauliche, le turbine possono essere classificate, sulla base dell'andamento del flusso rispetto all'asse della macchina, in turbine (*Figura 35.17*) *assiali, radiali centrifughe e radiali centripete* o, meglio, dal momento che il fluido entra assialmente ed esce radialmente, *miste centripete*. Le turbine a vapore a flusso assiale predominano; in Europa vengono qualche volta utilizzate turbine a vapore radiali, mentre negli Stati Uniti queste sono praticamente sconosciute. Il motivo principale della scarsa diffusione delle turbine radiali è dovuto ai limiti imposti dalle sollecitazioni centrifughe alle dimensioni del disco rotante e quindi al numero degli stadi; essendo limitato il numero degli stadi, la turbina radiale risulta meno adatta di quella assiale alla produzione di grandi potenze. La turbina a gas radiale è al contrario di uso comune nei gruppi di sovralimentazione che sono in grado di sfruttare in un solo stadio l'energia contenuta nei gas di scarico dei motori alternativi a combustione interna.

### 35.6.2 Lavoro, rendimento e potenza

Nell'equazione **31-3** di conservazione dell'energia in un fluido comprimibile, applicata tra ingresso e uscita dello stadio di una turbina termica e cioè tra la sezione 0 di ingresso nel distributore e la sezione 2 di uscita dalla girante, è possibile trascurare il calore scambiato con l'esterno ( $q = 0$ ) a causa del tempo molto breve in cui si attua l'espansione. Si ottiene così il lavoro massico interno  $w_i$  in funzione dell'entalpia massica  $h$  e della velocità assoluta  $c$  del fluido che sostituisce la generica velocità  $v$  dell'equazione **31-3**:

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} + w_i \quad \Rightarrow \quad w_i = \left( h_0 + \frac{c_0^2}{2} \right) - \left( h_2 + \frac{c_2^2}{2} \right) \quad \mathbf{35-7}$$

Il fluido, nell'espandersi in uno stadio intermedio della turbina termica (*Figura 35.18-a*), entra nello stadio con la velocità assoluta  $c_0$  con la quale era stata scaricata dallo stadio precedente e quindi possiede ancora un'energia massica  $c_0^2/2$ ; il fluido possiede così un'entalpia totale (o di ristagno)  $h_{\text{totale}}$  uguale alla somma dell'entalpia  $h_0$  nel punto 0 e dell'energia  $c_0^2/2$ . Nella prima espansione dalla pressione  $p_0$  alla pressione  $p_1$ , all'interno del condotto fisso (distributore), le perdite nel distributore fanno sì che il salto entalpico effettivo valga  $\Delta h_d$ ; a queste perdite corrisponde una riduzione del valore della velocità assoluta isentropica  $c_{1s}$  che diviene  $c_1$  e di cui si tiene conto attraverso un coefficiente di efflusso  $\varphi$  ( $0,90 \div 0,95$ ):

$$\varphi = \frac{\text{velocità reale di efflusso dal condotto fisso}}{\text{velocità ideale di efflusso dal condotto fisso}} = \frac{c_1}{c_{1s}} \quad \mathbf{35-7'}$$

La seconda espansione, dalla pressione  $p_1$  alla pressione  $p_2$ , avviene all'interno del condotto mobile (girante); il salto entalpico isentropico è questa volta tra i punti 1 e 2's, ma le perdite nella girante fanno sì che il salto entalpico effettivo  $\Delta h_g$  si svolga tra i punti 1 e 2; alle perdite per il minor salto entalpico corrisponde una riduzione del valore della velocità relativa alla paletta  $w$  tra i punti 1 e 2's e di cui si tiene conto attraverso un altro coefficiente il cui valore oscilla in un intervallo più ampio ( $0,80 \div 0,95$ ) di quello di  $\varphi$ . Alla fine



dell'espansione il fluido esce dallo stadio con la velocità assoluta  $c_2$  e quindi l'energia massica corrispondente  $c_2^2/2$  viene recuperata dallo stadio successivo. La *Figura 35.18-a* mostra il lavoro massico  $w_i$  espresso dalla **35-7** e il salto isentropico di entalpia  $\Delta h_s$  disponibile per lo stadio, differenza tra l'entalpia totale  $h_{\text{totale}}$  all'entrata nel distributore e l'entalpia  $h_{2s}$  nel punto  $2s$  alla fine dell'espansione isentropica a valle della girante:

$$\Delta h_s = h_{\text{totale}} - h_s = h_0 + \frac{c_0^2}{2} - h_{2s} \quad \mathbf{35-8}$$

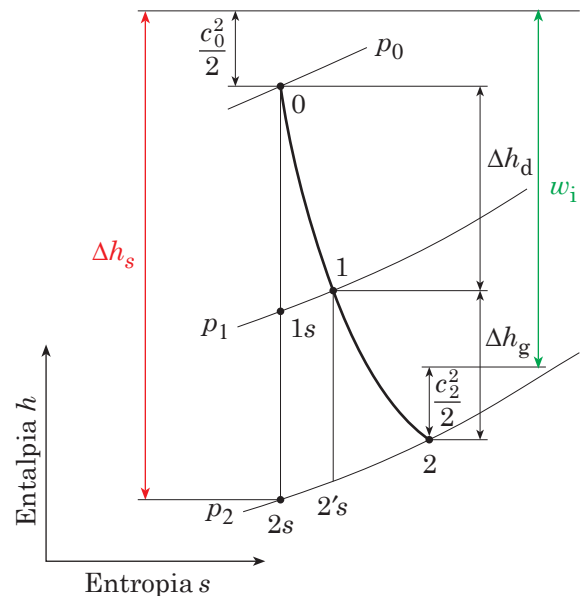


Fig. 35.18-a - Diagramma di Mollier  $h$ - $s$  dell'espansione in una turbina termica del fluido (gas o vapore). Data la relazione esistente tra entalpia  $h$  e velocità  $v$  del fluido, i valori sulle ordinate possono essere espressi sia come differenza di entalpia ( $\Delta h$ ) sia come metà del quadrato della velocità ( $v^2/2$ ).

La relazione fra le pressioni  $p_0$  (ingresso del distributore),  $p_1$  (a valle del distributore e a monte della girante) e  $p_2$  (a valle della girante) determina l'appartenenza delle turbine a due diverse classi (*Figura 35.18-b*):

1. Ad *azione* ( $p_1 = p_2$ ) – L'espansione del vapore avviene solo a cavallo della schiera statica e cioè nei condotti del distributore, dai quali esce il vapore con velocità elevata  $c_1$  e angolo  $\alpha_1$ , tale da investire, con opportuna incidenza, la palettatura rotorica su cui imprime un impulso motore. Non avendosi espansione lungo i condotti del rotore, si verifica soltanto una modesta variazione della velocità relativa ( $w_1 > w_2$ ) necessaria per vincere le resistenze passive dei condotti mobili.
2. A *reazione* ( $p_1 > p_2$ ) – Il fluido si espande non solo nel distributore sfruttando il salto di pressione  $p_0 - p_1$ , ma anche nei condotti rotanti sotto il salto di pressione  $p_1 - p_2$  che determina un'accelerazione del fluido nei condotti mobili con l'aumento del valore della velocità relativa rispetto a quello che aveva in ingresso ( $w_2 > w_1$ ).

Le due classi di turbine sono caratterizzate dal *grado di reazione*  $R$ , rapporto tra l'energia trasferita alla girante, dovuta all'espansione del vapore tra le pressioni  $p_1$  e  $p_2$  a monte e a valle della girante ed espressa dalla variazione di entalpia  $h_1 - h_2$ , e l'energia totale trasferita allo stadio, espressa dal lavoro raccolto  $w_i$ :

$$R = \frac{\text{Energia dovuta alla variazione di pressione nella girante}}{\text{Energia totale scambiata nello stadio}} = \frac{h_1 - h_2}{w_i} \quad 35-9$$

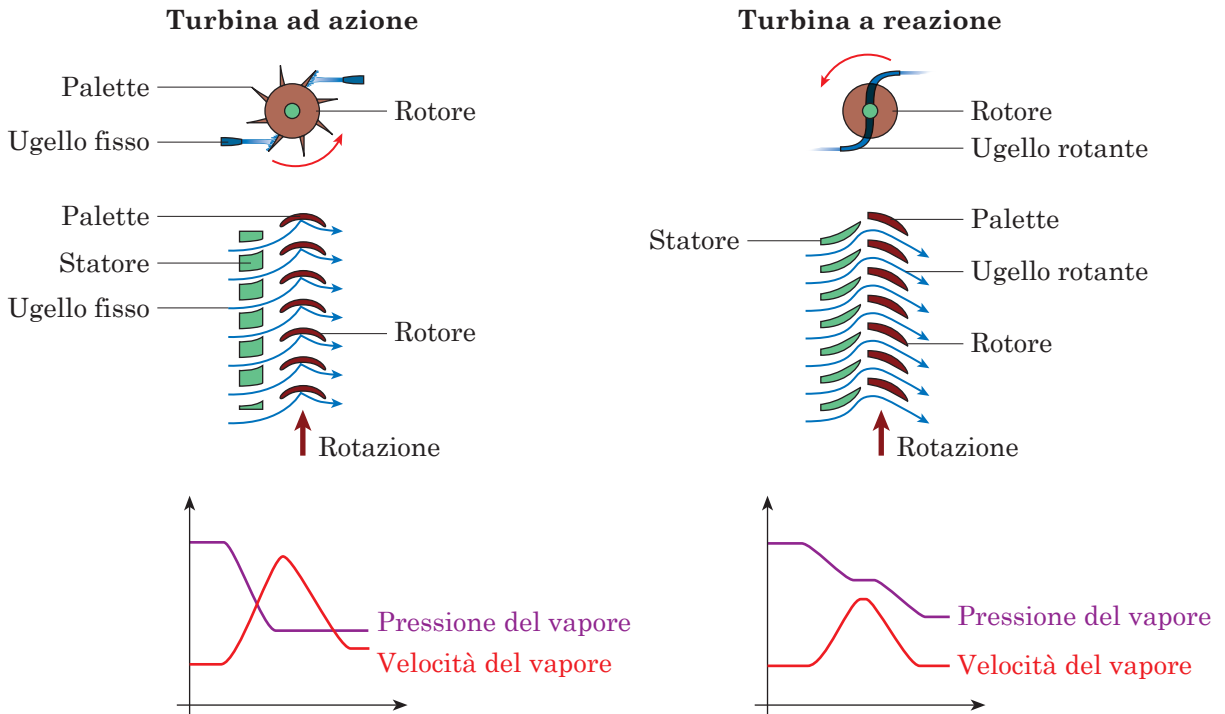


Fig. 35.18-b - Principio delle turbine ad azione e a reazione: andamento delle pressioni e delle velocità in uno stadio.

Nello stadio a reazione puro non vi dovrebbe essere, in teoria, alcuna variazione della velocità all'interno dei condotti fissi; questi dovrebbero avere la funzione di guidare il flusso, mentre la variazione di pressione statica e di entalpia, accompagnate dal corrispondente aumento della velocità, dovrebbe avvenire soltanto all'interno dei condotti mobili. In queste condizioni la schiera di palette rotanti di uno stadio a reazione si comporta come una serie di ugelli mobili che imprimono alla girante, a causa della variazione di entalpia che avviene al loro interno, una forza tangenziale analoga alla spinta sviluppata nei sistemi di propulsione a reazione, come i turboreattori impiegati sugli aeroplani oppure gli endoreattori. Un tale sistema, caratterizzato da pura reazione, si dice che ha il 100% di reazione. Per contro nel tipico stadio a reazione di una turbina a vapore la caduta entalpica si suddivide approssimativamente in ugual misura tra condotti fissi e condotti mobili: lo stadio è al 50% a reazione. Naturalmente, nel caso dello stadio ad azione per cui la caduta di entalpia nella girante è nulla, il grado di reazione è uguale a zero.

Il rendimento interno isentropico  $\eta_t$  dell'espansione in uno stadio di turbina è (*Paragrafo 31.4*) il rapporto tra il lavoro  $w_i$  ceduto dal fluido alla palettatura, espresso dalla **35-7**, e il lavoro ideale ottenibile in una trasformazione adiabatica reversibile, e quindi isentropica, che si svolge fra le stesse pressioni estreme dell'espansione reale. Questa definizione va

applicata a due diverse situazioni in cui si riesce a utilizzare in tutto oppure solo in parte la caduta disponibile  $\Delta h_s$  (35-8):

- rendimento semplicemente indicato con  $\eta_t$  quando non si recupera l'energia cinetica di scarico;
- rendimento  $\eta_{\text{con recupero}}$  quando, come avviene in uno stadio intermedio, l'energia cinetica di scarico  $c_2^2/2$  può essere interamente recuperata dallo stadio successivo.

$$\eta_t = \frac{w_i}{\Delta h_s} \quad \mathbf{35-10}$$

$$\eta_{\text{con recupero}} = \frac{w_i}{\Delta h_s - \frac{c_2^2}{2}} \quad \mathbf{35-10'}$$

Il lavoro interno  $w_i$  si ottiene come prodotto della caduta entalpica isentropica per il rendimento interno dello stadio della turbina ( $w_i = \Delta h_s \eta_t$ ) calcolato con la 35-10 in assenza di recupero e con la 35-10' che tiene conto del recupero nella turbina pluristadio.

Nel caso della turbina assiale, l'area  $A$  della sezione di passaggio del fluido è data dal prodotto della circonferenza della girante di diametro medio  $D$  per l'altezza delle palette  $h$  e per un coefficiente di ingombro ( $\approx 0,92$ ), che può essere trascurato in un calcolo di prima approssimazione ( $A = \pi Dh$ ). Noto il componente della velocità assoluta  $c_m$  nella direzione del flusso normale alla sezione di passaggio, si può calcolare la portata in massa di fluido  $\dot{m}$  (15-2), scritta in funzione della massa volumica  $\rho$  oppure del volume massico  $\nu$  del fluido ( $\nu = 1/\rho$ ), e la portata in volume  $\dot{V}$  (15-3).

$$\dot{m} = \rho A c_m = \rho (\pi Dh) c_m = \frac{1}{\nu} \pi Dh c_m \quad \mathbf{35-11}$$

$$\dot{V} = \dot{m} \nu = \pi Dh c_m \quad \mathbf{35-11'}$$

La potenza interna dello stadio  $P_i$  si ottiene moltiplicando la portata in massa  $\dot{m}$  per il lavoro massico interno  $w_i$ . Il prodotto della potenza interna  $P_i$  per il rendimento organico  $\eta_o$  dà la potenza utile  $P_u$  dello stadio di turbina.

$$P_i = \dot{m} w_i \quad P_u = P_i \eta_o = \dot{m} w_i \eta_o = \dot{m} \Delta h_s \eta_t \eta_o \quad \mathbf{35-12}$$

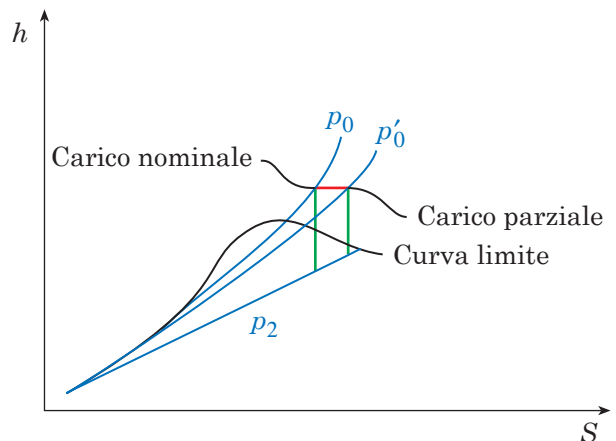
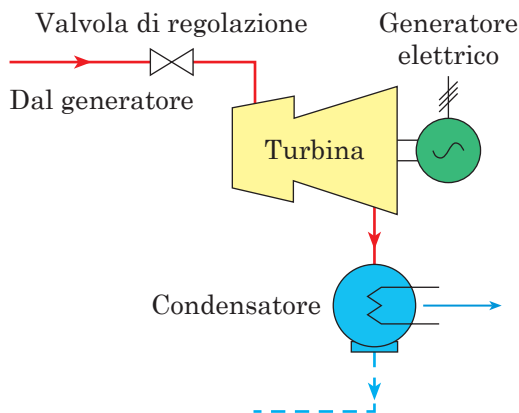


Fig. 35.19 - Regolazione della potenza, o carico nominale, per strozzamento.

Escludendo naturalmente un intervento sui rendimenti e in particolare sul rendimento interno  $\eta_t$  che al contrario va salvaguardato il più possibile, la *regolazione* della potenza  $P_u$  per passare dalla potenza prodotta o carico nominale a quella ridotta (carico parziale) richiesta dall'impianto, si ottiene facendo diminuire la portata in massa di vapore  $\dot{m}$  (è la parzializzazione che verrà esaminata per le turbine ad azione) oppure il salto entalpico  $\Delta h_s$  strozzando con una valvola l'ingresso del condotto che porta il vapore al distributore. In questo caso si verifica una perdita di carico localizzata e graduabile che fa diminuire la pressione di ingresso in turbina da  $p_0$  a  $p_0'$ . Il vapore passando attraverso la valvola subisce una *laminazione* (Paragrafo 31.3), processo per cui l'entalpia rimane costante e la pressione si riduce determinando lo spostamento verso destra dell'inizio dell'espansione. Questa regolazione agisce direttamente sul lavoro massico interno  $w_1$  poiché diminuisce la caduta  $\Delta h_s$  disponibile per l'espansione, ma anche la portata diminuisce proporzionalmente alla minor pressione di ammissione in turbina.

### 35.6.3 Caduta entalpica limite

Il *coefficiente di velocità periferica*  $k$  introdotto nelle turbine idrauliche viene utilizzato anche nelle turbine termiche per scegliere il tipo di turbina più adatto per una determinata applicazione. Questo coefficiente è dato dal rapporto tra la velocità periferica  $u = \pi n D$  (1-17') all'ingresso della girante di diametro medio  $D$  ( $n$  è la velocità di rotazione in giri/s) e la velocità ideale raggiungibile dal fluido nel caso di espansione isentropica dalle condizioni iniziali alla pressione presente allo scarico dello stadio  $c^* = \sqrt{2\Delta h_s}$ :

$$k = \frac{u}{c^*} = \frac{u}{\sqrt{2\Delta h_s}} \quad 35-13$$

La *Figura 35.20* mostra il confronto tra i rendimenti  $\eta_t$  di diversi tipi di stadi in funzione di  $k$ . Lo stadio a reazione permette di raggiungere il rendimento più elevato, ma che nello stesso tempo richiede un valore di  $k$ , per raggiungere il massimo del rendimento, più alto ( $\approx 0,7$ ) di quello dello stadio ad azione semplice ( $\approx 0,5$ ) e di quello della ruota Curtis a due salti di velocità ( $\approx 0,25$ ).

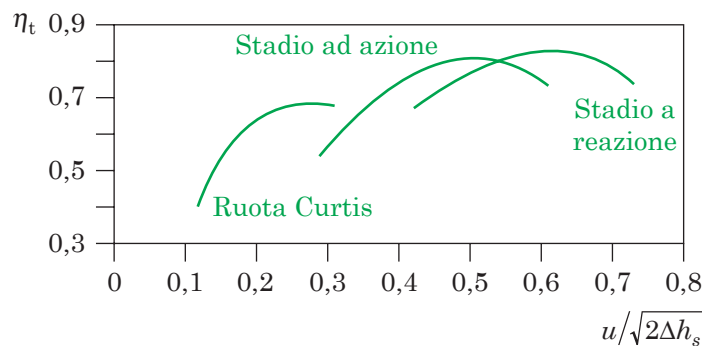


Fig. 35.20 - Confronto tra i rendimenti interni in assenza di recupero ( $\eta_t$ ) di uno stadio a reazione ( $R = 0,5$ ), di uno stadio ad azione e di una ruota Curtis a due salti di velocità che verrà esaminata nel paragrafo successivo.

Elevando al quadrato il reciproco di  $k$ , si ottiene il *coefficiente di pressione*  $\Pi_2 = \Delta h_s / (u^2/2)$ , che era stato introdotto nella trattazione delle regole di similitudine delle pompe (17-9). Esso è un indice della **caduta di entalpia** che può essere trattato dallo *stadio* in quanto confronta la caduta di entalpia  $\Delta h_s$  con il quadrato della velocità periferica  $u^2$  legato alle sollecitazioni indotte dalla forza centrifuga sulla girante. Questo coefficiente scende da un valore compreso tra 4,5 e 5,5 per lo stadio ad azione a un valore compreso tra 2,2 e 2,6 per lo stadio a reazione con grado di reazione  $R = 0,5$  assumendo valori intermedi tra 2,6 e 4,5 per stadi aventi un grado di reazione compreso tra 0 (stadio soltanto ad azione) e 0,5 (stadio a reazione usuale):

$$\frac{\Delta h_s}{u^2/2} = \begin{cases} 4,5 \div 5,5 & \text{stadio ad azione } (R = 0) \\ 2,6 \div 4,5 & \text{stadio a reazione con } 0,5 > R > 0 \\ 2,2 \div 2,6 & \text{stadio a reazione con } R = 0,5 \end{cases} \quad \mathbf{35-14}$$

Quando la velocità periferica necessaria per elaborare la caduta entalpica assegnata è accettabile si preferisce impiegare stadi a reazione con un grado di reazione pari a 0,5<sup>35.8</sup> poiché lo stadio a reazione consente di raggiungere rendimenti più elevati dello stadio ad azione. Se occorre invece limitare la velocità periferica, si passa a stadi ad azione o, al limite, a ruote Curtis che consentono di trattare, per un dato valore della velocità periferica, cadute entalpiche molto più elevate di quelle che possono essere trattate dallo stadio a reazione.

Assegnata, ad esempio, una caduta  $\Delta h_s = 200 \text{ kJ/kg} = 200.000 \text{ J/kg}$ , la velocità periferica necessaria allo stadio a reazione per elaborare tale caduta vale per la **35-14**:

$$\frac{\Delta h_s}{u^2/2} = 2,4 \Rightarrow \frac{u^2}{2} = \frac{\Delta h_s}{2,4} \Rightarrow u^2 = 0,833 \Delta h_s \Rightarrow u = \sqrt{0,833 \Delta h_s} = \sqrt{0,833 \times 200.000 \text{ J/kg}} = 408,2 \text{ m/s}$$

Se questo valore di velocità periferica viene considerato inaccettabile dal momento che, per quel particolare progetto, si desidera limitare la velocità periferica della girante a 300 m/s, occorre allora procedere a determinare il valore del coefficiente  $\Delta h_s / (u^2/2)$

$$\frac{\Delta h_s}{u^2/2} = 2 \frac{\Delta h_s}{u^2} = 2 \frac{200.000 \text{ J/kg}}{(300 \text{ m/s})^2} = 2 \frac{200.000 \text{ J/kg}}{90.000 \text{ m}^2/\text{s}^2} = 4,44$$

valore prossimo a quello che, secondo la **35-14**, caratterizza lo stadio ad azione. La conclusione è che, per un limite a  $u$  di 300 m/s, si è obbligati a scegliere lo stadio ad azione.

---

**35.8** - Nel campo delle turbine a vapore il grado di reazione  $R = 0,5$  permette di raggiungere il miglior compromesso tra un rendimento interno elevato dello stadio e un valore del parametro  $\Delta h_s / (u^2/2)$  non troppo basso in modo da poter trattare cadute entalpiche sufficientemente alte (per uno stadio a reazione) e non essere costretti a ricorrere a un numero di stadi piuttosto elevato. Qualora invece prevalga il criterio di ridurre al minimo il numero degli stadi in modo da privilegiare la leggerezza della turbina, come ad esempio nel caso delle turbine a gas di impiego aeronautico, allora il grado di reazione necessario per trattare una maggiore caduta entalpica diventa inferiore a 0,5 in accordo con la **35-9**.

### Esempio 35.6 Stadi necessari a trattare una caduta prestabilita

Una turbina ad azione multistadio elabora del vapore che viene fatto espandere da una pressione di 2,0 MPa e temperatura di 400 °C fino alla pressione di condensazione pari a 5 kPa. Assegnata una velocità periferica media  $u = 220$  m/s, determinare il numero  $i$  di stadi necessari per trattare tutta la caduta disponibile.

#### SOLUZIONE

Determiniamo prima di tutto la caduta di entalpia complessiva a disposizione in condizioni isentropiche. Le caratteristiche all'inizio dell'espansione sono ricavate dalla *Tabella A.3.3* del vapore surriscaldato, quelle di fine espansione vengono lette sul diagramma di Mollier.

Stato	$p$ [kPa]	$T$ [°C]	$s$ [kJ/(kg·K)]	$h$ [kJ/kg]	$v$ [m <sup>3</sup> /kg]	Situazione
0	2000	400	7,1271	3247,6	0,1512	Inizio espansione
1s	5,0	33	7,127	2173,6	23,7	Fine espansione

Nell'ipotesi che la velocità di ingresso del vapore sia trascurabile ( $c_0 = 0$ ), il salto entalpico globale  $\Delta h_s|_{\text{globale}}$  vale:

$$\Delta h_s|_{\text{globale}} = 3247,6 \text{ kJ/kg} - 2173,6 \text{ kJ/kg} = 1074 \text{ kJ/kg}$$

Preso un valore intermedio del rapporto  $\Delta h_s / (u^2/2)$  pari a 5 come caduta che possiamo utilizzare nel singolo stadio ad azione, con la formula **35-30** otteniamo il valore  $\Delta h_s$  dello stadio singolo.

$$\frac{\Delta h_s}{u^2/2} = 5 \Rightarrow \Delta h_s = 5 \frac{u^2}{2} = \frac{(220 \text{ m/s})^2}{2} = 121 \text{ kJ/kg}$$

Il numero  $i$  di stadi ad azione per elaborare l'intera caduta disponibile è dato da:

$$i = \frac{\Delta h_s|_{\text{globale}}}{\Delta h_s} = \frac{1074 \text{ kJ/kg}}{121 \text{ kJ/kg}} = 8,87 \approx 9 \text{ stadi ad azione}$$

#### 35.6.4 Turbine assiali ad azione

Le **turbine ad azione** (*impulse turbines*) sono caratterizzate dall'uso di ugelli che alimentano, con una corrente di vapore avente una velocità molto elevata, una palettatura mobile fissata sulle ruote (o dischi) della turbina (*Figura 35.21*). La turbina semplice ad azione (*Figura 35.22*), del tipo di quella inventata da De Laval nel 1883, è costituita da un unico stadio (turbina *semplice*) composto da un distributore e da una girante:

– il distributore separa due ambienti, caratterizzati da una differenza di pressione molto elevata ( $p_0 \gg p_1$ ), da cui esce con alta velocità il vapore;

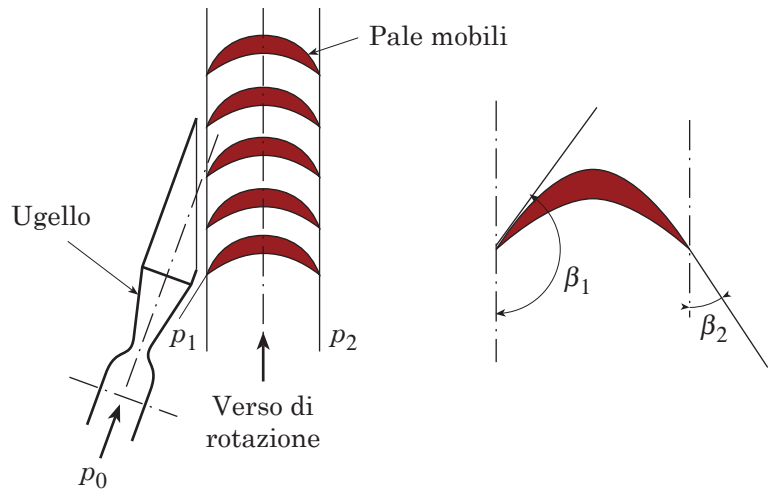


Fig. 35.21 - Sezione di un ugello e delle diverse pale mobili affacciate di una turbina a vapore ad azione (Rateau).

– il disco della girante porta delle palette mobili che hanno un diametro medio uguale a quelle del distributore (macchina *assiale*) e si muovono, con moderata velocità periferica, in un ambiente caratterizzato dall'esistenza della stessa pressione ( $p_1 = p_2$ ) a monte e a valle della girante (funzionamento *ad azione*). La cassa è quindi sottoposta solo alla modesta differenza di pressione fra la pressione  $p_1 = p_2$  e la pressione di condensazione ed è, per tale motivo, costruttivamente piuttosto leggera.

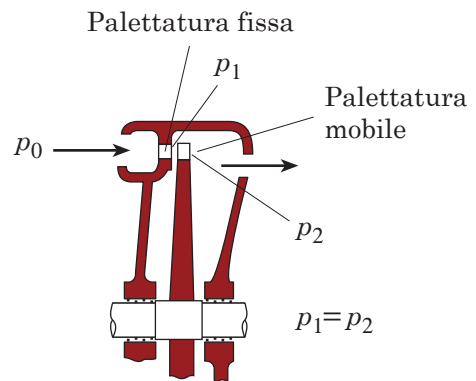


Fig. 35.22 - Schema di turbina semplice ad azione.

In una turbina ad azione tutta l'espansione avviene nel distributore; l'altezza  $h$  dell'ugello all'uscita va dimensionata in modo da soddisfare l'equazione di continuità **35-11** e, in particolare, la sezione anulare  $A = \pi Dh$  di efflusso dal distributore. Volendo aumentare il salto entalpico  $\Delta h_s$  trattato dalla turbina, occorre far crescere la velocità periferica  $u = \pi nD$  (per la **35-14**,  $\Delta h_s \sim u^2$ ) e quindi il diametro medio  $D$  della girante, poiché la velocità di rotazione  $n$  è imposta dal generatore elettrico. L'aumento del diametro comporta la riduzione dell'altezza  $h$  delle palette. Ma palette troppo corte non sono accettabili per i condotti lunghi e stretti che danno luogo a perdite di attrito eccessive e per la grande importanza che vengono ad assumere i giochi necessari tra l'estremità delle palette stesse e la carcassa, attraverso i quali il vapore passa senza compiere lavoro. Una soluzione al problema è offerta dalla *parzializzazione* che consente di ammettere il vapore solo per una frazione della periferia del distributore. A differenza della Pelton, turbina idraulica parzializzata dove gli ugelli iniettano acqua sulla ruota che gira nell'aria, la parzializzazione nella turbina a vapore comporta perdite non trascurabili perché il fluido motore è quello stesso che si trova nell'ambiente in cui gira la ruota. Ma, nel caso della turbina a vapore, la parzializzazione costituisce un ripiego spesso indispensabile, in testa alla macchina multistadio, a causa della portata volumetrica  $\dot{V} = \dot{m}v$  che, nel primo stadio, è piccolissima essendo estremamente basso il volume massico  $v$ .

Nella turbina ad azione non si può superare una velocità periferica  $u = 300$  m/s, valore limite imposto dal comportamento fluidodinamico dello stadio ad azione e dalla resistenza dei materiali. A questo valore della velocità periferica corrisponde, per la **35-14**, la caduta di entalpia  $\Delta h_s = 5(u^2/2) = 5 \times \left[ (300 \text{ m/s})^2 / 2 \right] = 225.000 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 225 \text{ kJ/kg}$ . Sono state perciò studiate delle soluzioni di turbine ad azione che consentono di trattare, a pari velocità periferica  $u$ , cadute di entalpia maggiori di quelle che possono essere elaborate dalla turbina semplice. Queste soluzioni consistono:

- nell'utilizzare l'energia cinetica del vapore, proveniente dal distributore, su più corone successive portate dalla stessa girante (turbina a salti di velocità);
- nel suddividere la caduta entalpica totale in tante cadute parziali ciascuna delle quali viene sfruttata in uno stadio analogo a quello della turbina semplice (turbina a salti di pressione o turbina ad azione multistadio).

La *turbina Curtis a salti di velocità* (Figura 35.23) è, come la turbina semplice, a un solo stadio nel senso che presenta un unico distributore che fa espandere il vapore utilizzando il salto entalpico disponibile; tuttavia, a differenza della turbina semplice, presenta, a valle del distributore, una serie di palettature mobili ad azione, separate tra loro da palettature fisse (*raddrizzatori*) sempre ad azione. Il compito dei raddrizzatori non è quello di accelerare la corrente facendo espandere il fluido, compito proprio del distributore; è bensì quello di raccogliere il vapore scaricato da una corona di palette rotanti e di presentarlo, nella direzione opportuna, alla corona rotante successiva, in modo da ottenere nuovo lavoro, a spese dell'energia cinetica ancora posseduta dal fluido. Le principali caratteristiche della ruota Curtis sono:

- elevata velocità di efflusso del vapore dal distributore come conseguenza del salto entalpico elevato;
- bassa velocità periferica;
- rendimenti modesti.

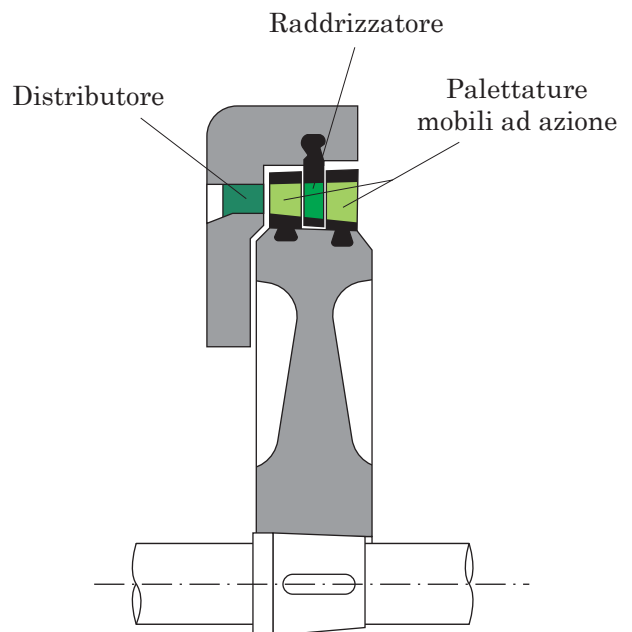


Fig. 35.23 - Stadio di turbina Curtis ad azione a due salti di velocità.



La *turbina a salti di pressione* è una turbina multistadio costituita sostanzialmente da più stadi De Laval (cioè ad azione semplice), posti in serie e accostati in modo tale da rendere possibile il recupero in ciascuno stadio dell'energia cinetica posseduta dallo stadio che precede. La turbina a salti di pressione o turbina Rateau è in pratica realizzabile da più diaframmi dotati di palettature statoriche e dai relativi dischi che portano le palettature rotoriche (Figura 35.24). È importante assicurare la tenuta tra diaframmi e albero in modo tale che non si verifichino fughe di vapore tra una camera e l'altra in cui i diaframmi suddividono la cassa. Ogni camera infatti si trova a una pressione diversa in quanto il salto totale di pressione e la relativa caduta di entalpia devono essere frazionati tra i vari stadi che compongono la turbina. Il salto totale di pressione si fraziona automaticamente tra le varie camere in funzione dell'ampiezza assegnata all'area di passaggio dei relativi distributori; il vapore infatti, sotto l'azione del salto di pressione, passa da una camera all'altra con una velocità tanto più alta quanto più stretta è la luce di comunicazione.

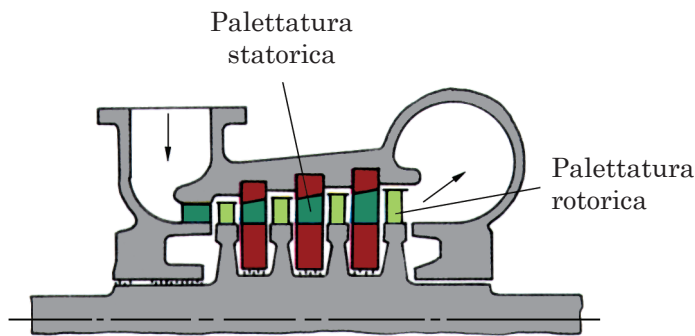


Fig. 35.24 - Schema di turbina Rateau.

Molto spesso i due tipi di turbine, a salti di pressione e a salti di velocità, convivono dando luogo a turbine ad azione multiple di tipo misto. Quando infatti, partendo da condizioni di pressione e di temperatura piuttosto elevate, occorre trattare un'alta caduta di entalpia, conviene fare espandere inizialmente il vapore in una Curtis, in modo da realizzare un notevole abbassamento della pressione e della temperatura. Il rendimento più basso, tipico della Curtis, viene compensato dalla riduzione nelle sollecitazioni termiche a cui viene sottoposta questa sezione della turbina con la possibilità di realizzare casse di spessore ridotto. La caduta entalpica rimanente viene trattata poi nella sezione a salti di pressione dove il più basso livello della pressione di partenza permette di realizzare una costruzione più leggera e più corta di quella che si sarebbe dovuta fare qualora l'intera caduta fosse stata elaborata in una turbina tutta a salti di pressione.

Il valore *ottimo del coefficiente di velocità periferica*  $k_{opt} = \left| \frac{u}{c_1} \right|_{opt}$ , che consente di raggiungere il rendimento massimo della *turbina assiale ad azione*, viene espresso in funzione dell'angolo di iniezione  $\alpha_1$  con cui il vapore, avente la velocità assoluta  $c_1$ , entra in turbina. Quest'angolo è compreso tra  $10^\circ$  e  $25^\circ$ . Si ha così per la turbina semplice assiale ad azione e per quella a salti di pressione:

$$\left. \frac{u}{c_1} \right|_{opt} = \frac{\cos \alpha_1}{2} \quad \ll \text{semplice} \gg \quad \left. \frac{u}{c_1} \right|_{opt} = 1,05 \div 1,15 \frac{\cos \alpha_1}{2} \quad \ll \text{salti di pressione} \gg \quad \mathbf{35-15}$$

e per la Curtis con  $z$  salti di velocità:

$$\frac{u}{c_1} \Big|_{\text{opt}} = \frac{1}{z} \frac{\cos \alpha_1}{2} \quad \ll \text{Curtis} \gg$$

35-16

### 35.6.5 Turbine a reazione

Al contrario di quello che avviene nel funzionamento ad azione dove le pressioni a cavallo della girante non cambiano, nel funzionamento a reazione la pressione, a valle della girante, è più bassa di quella a monte. Di conseguenza la velocità assoluta nel distributore e la velocità relativa all'ingresso della girante sono più basse, mentre si verifica un aumento della velocità relativa in corrispondenza dell'espansione del fluido lungo le palette mobili di uno stadio a reazione. Una differenza ancor più significativa con lo stadio ad azione è la variazione nell'area tra le sezioni di ingresso e di uscita della palettatura a reazione; tale geometria è necessaria per produrre il cambiamento nello stato e l'aumento nella grandezza della velocità relativa durante il flusso nel condotto mobile. Perciò mentre la palettatura ideale dello stadio ad azione è simmetrica, la palettatura ideale a reazione non è più simmetrica.

I cambiamenti nella pressione statica e nella velocità assoluta di due stadi a reazione, posti in serie, sono rappresentati nella *Figura 35.25*; in particolare si osserva come, all'ingresso e all'uscita del condotto mobile, si abbiano pressioni diverse, la girante cioè, a differenza di quanto avveniva per lo stadio ad azione, lavora in un ambiente non a pressione costante. Lo stadio a reazione è caratterizzato da rendimenti più elevati dello stadio ad azione, ma nello stesso tempo è incapace di trattare cadute entalpiche così elevate come quelle dello stadio ad azione (*Figura 35.20*).

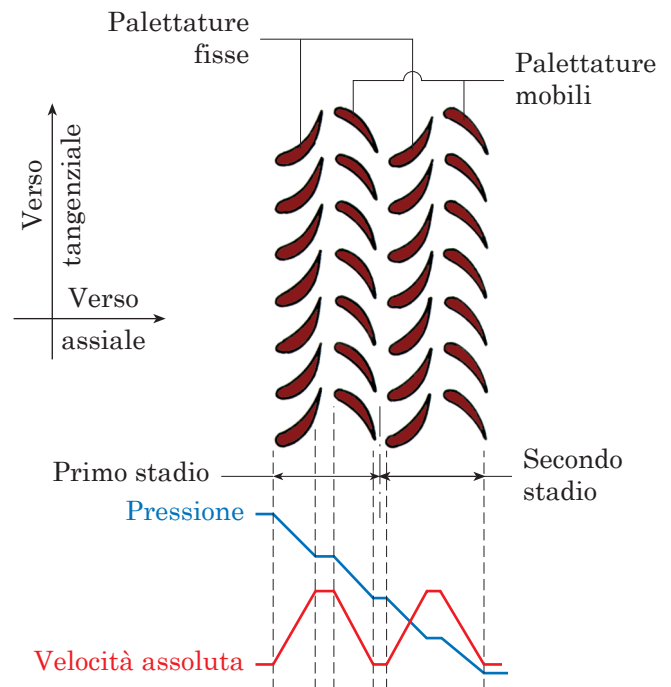


Fig. 35.25 - Profili della velocità assoluta e della pressione lungo due stadi a reazione adiacenti.

Le **turbine a reazione** (*reaction turbines*) sono tipicamente multistadio, costituite (Figura 35.26) da un rotore cilindrico sulla periferia del quale sono calettate le palette dei vari elementi mobili; queste sono intercalate dalle corrispondenti palette fisse collegate rigidamente all'involucro esterno. Una tipica turbina a flusso assiale a reazione ha quindi un elevato numero di stadi a reazione, ciascuno dei quali elabora un salto entalpico piuttosto modesto; nella turbina a reazione le velocità periferiche sono piuttosto elevate e così pure i rendimenti.

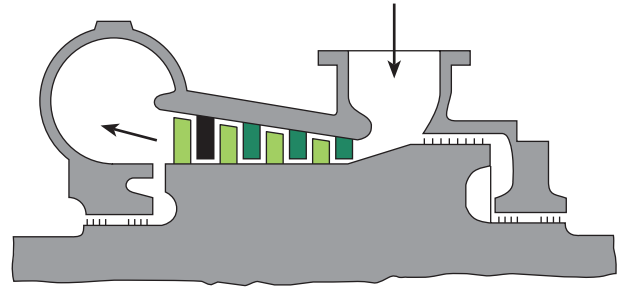


Fig. 35.26 - Schema di turbina a reazione multistadio; l'idea venne brevettata da Charles Parsons nel 1884.

Le turbine sono spesso costituite dall'unione di più corpi o cilindri, ad azione e/o a reazione, suddivisi in alta, media e bassa pressione a seconda della pressione del vapore che li attraversa. Nel precedente paragrafo era stata esaminata la soluzione completamente ad azione Curtis/Rateau. Come soluzioni miste ad azione e a reazione si possono citare:

- una ruota ad azione Curtis seguita da molti stadi a reazione caratterizzata da un elevato salto entalpico nella prima ruota, che permette di realizzare l'ammissione totale negli stadi a reazione;
- una ruota ad azione De Laval seguita da molti stadi a reazione, caratterizzata da un salto entalpico iniziale elevato e dalla possibilità di parzializzazione della prima ruota.

Gli stadi a reazione vengono cioè impiegati nella fase a media e soprattutto a bassa pressione dell'espansione del vapore. Procedendo lungo la turbina la pressione del vapore si riduce fino al valore che avrà nel condensatore, e corrispondentemente aumenta il volume massico  $v$ . Il rapporto tra il volume massico negli ultimi stadi e quello nel primo può arrivare a valori dell'ordine delle migliaia richiedendo palette di altezza  $h$  notevole per smaltire valori elevati della portata in volume. Il proporzionamento della sezione di passaggio porta perciò a un valore altrettanto elevato (fino a 0,25) del rapporto  $h/D$  tra altezza della paletta e diametro della girante. Così i problemi di palette troppo corte dei primi stadi (Paragrafo 35.6.4) si possono trasformare ora in problemi di palette troppo lunghe. Non essendo infatti accettabile una velocità allo scarico troppo elevata perché ne deriverebbe una perdita per energia cinetica di scarico eccessiva (non più recuperabile nell'ultimo stadio), per smaltire grandi portate volumetriche non si può fare altro che aumentare il diametro  $D$  della turbina con l'altezza  $h$  delle palette. Entrambe queste strade portano all'aumento della velocità periferica  $u$ , che, se è favorevole alla caduta di entalpia, crea però gravi problemi di resistenza strutturale alla sollecitazione centrifuga. Una strada per contrastare la limitazione che ne deriva è quella di rastremare le palette. Di fatto le palette sono normalmente di forma cilindrica: hanno cioè la stessa sezione sia all'incastro sia ai vari raggi fino all'estremità. Realizzarle rastremate, cioè di sezione decrescente al crescere del raggio, avvicina il baricentro all'asse di rotazione, e aumenta la sezione di incastro, riducendo così la sollecitazione centrifuga. L'aumento della velocità periferica  $u$ , che si verifica nel

passare dalla radice alla punta della paletta richiede inoltre di modificarne il profilo conferendo alla paletta lo svergolamento (è una specie di torsione) illustrato nella *Figura 35.16-a*.

L'adozione di bassi valori del numero di giri (ad esempio 25 giri/s) per questi stadi della turbina è favorevole, ma il limite si sposta allora sulle dimensioni massime che possono assumere il rotore o la carcassa della macchina, che potrebbero renderla non più trasportabile dalla fabbrica all'impianto. Diametri esterni dell'ordine di 4500 mm, lunghezza delle palette dell'ordine di 1000 mm, velocità periferiche dell'ordine di 400 m/s all'estremità delle pale e velocità di scarico del vapore dell'ordine di 250 m/s sono valori massimi accettabili, arrivando a una capacità di smaltimento di portata dell'ordine di  $40 \div 45$  kg/s (alle pressioni usuali di condensazione) e indicativamente a una potenza dell'ordine di  $70 \div 80$  MW. Quando la potenza dell'impianto comporta portate maggiori di quelle sopra citate, occorre frazionare la portata, facendola passare attraverso stadi in parallelo. Si giustifica così l'architettura tipica delle turbine di grande potenza, che hanno un solo corpo all'alta pressione, e due o più corpi alla bassa (talvolta anche alla media) pressione (*Figura 35.16-c*). La realizzazione in corpi separati consente anche di adottare velocità di rotazione diverse nei corpi di alta e di bassa pressione, pur comportando questo la necessità di avere due alternatori.

Poco impiegata per trattare il vapore, la *turbina radiale centripeta* viene soprattutto impiegata insieme al motore alternativo a combustione interna, del quale utilizza l'energia contenuta nel gas di scarico. La turbina radiale centripeta consiste (*Figura 35.27*) in:

- una cassa di ingresso a voluta con la funzione di rendere uniforme il flusso del fluido entrante;
- una schiera di ugelli distributori (qualche volta mancanti) seguiti da un breve tratto non palettato;
- una girante.

Il valore *ottimo del coefficiente di velocità periferica*  $k_{opt} = \left| \frac{u}{c_1} \right|_{opt}$ , che consente di raggiungere il rendimento massimo della *turbina assiale a reazione in più stadi*, viene espresso in funzione dell'angolo di iniezione  $\alpha_1$  ed è dato da:

$$\left. \frac{u}{c_1} \right|_{opt} = \cos \alpha_1 \quad \text{35-17}$$

Il *rendimento interno della turbina radiale a uno stadio* (monostadio) è il *rendimento*  $\eta_t$  dato dalla **35-10**. Trattandosi di un solo stadio, non è possibile infatti tenere in considerazione il recupero dell'energia cinetica scaricata dallo stadio. Il rapporto di velocità periferica ottimo è riferito alla velocità periferica all'entrata  $u_1$  e vale circa 0,7.

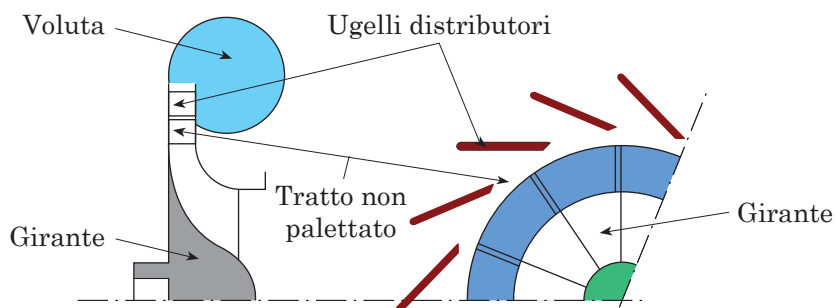
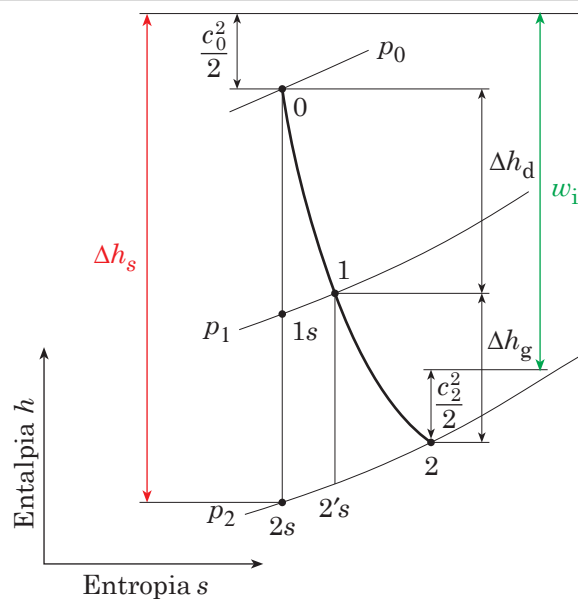


Fig. 35.27 - Turbina radiale centripeta.

## SINTESI

Il calore, prodotto negli elementi di combustibile nucleare, viene asportato mediante un fluido refrigerante costituito da gas oppure da acqua. Nel *reattore a gas* il calore, sviluppato dalla reazione di fissione del nucleo, viene asportato dalla circolazione di un gas. I reattori ad acqua si dividono ulteriormente in *reattori ad acqua bollente* e *reattori ad acqua pressurizzata*. La funzione di moderare i neutroni di fissione è adesso affidata alla stessa acqua di raffreddamento, che, attraversando il nocciolo dal basso verso l'alto, asporta il calore prodotto. In tutti e tre i tipi di reattore nucleare il vapore, dopo l'espansione nella turbina, attraversa, come negli impianti convenzionali, il condensatore, dove viene raffreddato con acqua proveniente da una sorgente esterna. Per sicurezza, il circuito vapore viene tenuto chiuso e separato dalla sorgente esterna.

Il *turboespansore* o, più semplicemente *turbina*, è una macchina motrice a flusso continuo costituita da una successione di condotti fissi e di condotti rotanti attraversati da un fluido che, espandendosi, esercita un lavoro sulle pareti dei condotti mobili. Mentre la turbina idraulica ha un solo stadio per il lavoro modesto che riesce a raccogliere (24,5 kJ/kg) anche sotto una caduta molto alta (2500 m), il lavoro massico nell'espansione del vapore può arrivare a valori notevolmente elevati, ad esempio 1400 kJ/kg, contro un salto massimo di circa 200 kJ/kg che può essere trattato dal singolo stadio della turbina. Occorre perciò suddividere la turbina in più stadi per elaborare tutta l'energia fornita dal vapore.



$$w_i = \left( h_0 + \frac{c_0^2}{2} \right) - \left( h_2 + \frac{c_2^2}{2} \right) \quad 35-7$$

$w_i$  = lavoro interno dello stadio nel caso in cui l'energia  $c_2^2/2$  venga recuperata dallo stadio successivo [kJ/kg]

$h_0$  = entalpia all'ingresso dello stadio [kJ/kg]

$c_0$  = velocità assoluta del fluido all'ingresso dello stadio [m/s]

$h_2$  = entalpia all'uscita dello stadio [kJ/kg]

$c_2$  = velocità assoluta del fluido all'uscita dello stadio [m/s]

<p><math>\Delta h_s</math> è il <i>salto di entalpia isentropico</i> tra le pressioni <math>p_0</math> e <math>p_2</math> a cavallo dello stadio. Esso è uguale all'entalpia <math>h_0</math> nel punto 0 più l'energia <math>c_0^2/2</math> (corrispondente alla velocità <math>c_0</math> posseduta dal fluido all'ingresso dello stadio) meno l'entalpia <math>h_{2s}</math> nel punto di arrivo dell'espansione isentropica tra le pressioni <math>p_0</math> e <math>p_2</math>.</p>	$\Delta h_s = h_0 + \frac{c_0^2}{2} - h_{2s} \quad \mathbf{35-8}$ <p> <math>\Delta h_s</math> = salto di entalpia isentropico [kJ/kg]  <math>h_0</math> = entalpia all'ingresso dello stadio [kJ/kg]  <math>c_0</math> = velocità assoluta del fluido all'ingresso dello stadio [m/s]  <math>h_{2s}</math> = entalpia nel punto 2s relativo all'espansione isentropica tra le pressioni <math>p_0</math> e <math>p_2</math> [kJ/kg] </p>
<p>Il <i>grado di reazione R</i> è il rapporto tra l'energia <math>h_1 - h_2</math> trasferita alla girante nell'espansione del vapore tra le pressioni <math>p_1</math> e <math>p_2</math> e l'energia totale <math>w_i</math> raccolta dallo stadio. Nelle turbine ad azione, essendo uguali le pressioni <math>p_1</math> e <math>p_2</math> a cavallo della girante, l'espansione del vapore avviene solo nei condotti del distributore. Nelle turbine a reazione il fluido si espande anche nei condotti rotanti sotto il salto di pressione <math>p_1-p_2</math> provocando l'aumento della velocità relativa.</p>	$R = \frac{h_1 - h_2}{w_i} \quad \mathbf{35-9}$ <p> <math>R</math> = grado di reazione [-]  <math>h_1</math> = entalpia all'ingresso della girante [kJ/kg]  <math>h_2</math> = entalpia all'uscita della girante [kJ/kg]  <math>w_i</math> = lavoro interno raccolto dallo stadio [kJ/kg] </p>
<p>Il <i>rendimento interno dell'espansione</i> in uno stadio della turbina termica è uguale al rapporto tra il lavoro <math>w_i</math> raccolto e la caduta di entalpia.</p> <p>In assenza di recupero dell'energia <math>c_2^2/2</math>, caso tipico dello stadio singolo, la caduta di entalpia è il salto isentropico complessivo <math>\Delta h_s</math>.</p> <p>Nel caso di uno stadio intermedio, il rendimento deve invece tener conto del recupero dell'energia <math>c_2^2/2</math> che avviene nello stadio successivo.</p>	$\eta_t = \frac{w_i}{\Delta h_s} \quad \mathbf{35-10}$ $\eta_{\text{con recupero}} = \frac{w_i}{\Delta h_s - c_2^2/2} \quad \mathbf{35-10'}$ <p> <math>\eta_t</math> = rendimento dello stadio singolo [-]  <math>\eta_{\text{con recupero}}</math> = rendimento dello stadio intermedio [-]  <math>w_i</math> = lavoro interno dello stadio [kJ/kg]  <math>\Delta h_s</math> = salto di entalpia isentropico [kJ/kg]  <math>c_2</math> = velocità assoluta del fluido all'uscita dello stadio [m/s] </p>

<p>La <i>potenza utile</i> <math>P_u</math> di uno stadio di turbina termica è il prodotto dei rendimenti interno <math>\eta_t</math> e organico <math>\eta_o</math> per la portata in massa di fluido motore <math>\dot{m}</math> e per la caduta di entalpia <math>\Delta h_s</math> nell'espansione isentropica a cavallo dello stadio.</p>	$P_u = \eta_t \eta_o \dot{m} \Delta h_s \quad \mathbf{35-12}$ <p> <math>P_u</math> = potenza utile [kW]  <math>\eta_t</math> = rendimento interno dello stadio [-]  <math>\eta_o</math> = rendimento organico [-]  <math>\dot{m}</math> = portata in massa di fluido [kg/s]  <math>\Delta h_s</math> = salto di entalpia isentropico [kJ/kg] </p>
<p>Il coefficiente di velocità periferica <math>\Pi_4</math>, è il rapporto tra la velocità periferica <math>u</math> all'ingresso della girante e la velocità ideale <math>c^*</math> raggiungibile dal fluido nel caso di espansione isentropica.</p> <p>Elevando al quadrato il reciproco di <math>\Pi_4</math>, si ottiene il coefficiente <math>\Delta h_s / (u^2/2)</math>, indice della <i>caduta di entalpia</i> che può essere trattato dallo <i>stadio</i> poiché confronta <math>\Delta h_s</math> con il quadrato della velocità periferica <math>u^2</math> legato alle sollecitazioni indotte dalla forza centrifuga sulla girante.</p> <p>La caduta di entalpia vale <math>4,5 \div 5,5</math> per lo stadio ad azione (<math>R = 0</math>), <math>2,6 \div 4,5</math> per lo stadio ad azione con <math>0,5 &gt; R &gt; 0</math> e <math>2,2 \div 2,6</math> per lo stadio a reazione (<math>R = 0,5</math>).</p>	$\Pi_4 = \frac{u}{c^*} = \frac{u}{\sqrt{2\Delta h_s}} \quad \mathbf{35-13}$ $\frac{\Delta h_s}{u^2/2} = \begin{cases} 4,5 \div 5,5 (R = 0) \\ 2,6 \div 4,5 (0,5 > R > 0) \\ 2,2 \div 2,6 (R = 0,5) \end{cases} \quad \mathbf{35-14}$ <p> <math>\Pi_4</math> = rapporto di velocità periferica [-]  <math>u = \pi n D</math> = velocità periferica o tangenziale [m/s]  <math>c^* = \sqrt{2\Delta h_s}</math> = velocità ideale [m/s]  <math>n</math> = velocità di rotazione [giri/s]  <math>D</math> = diametro della girante [m]  <math>\Delta h_s</math> = salto isentropico di entalpia [kJ/kg] </p>

## ESERCIZI

**35.10** - Calcolare potenza interna  $P_i$  e potenza utile  $P_u$  di una turbina sapendo che il lavoro interno, la portata di vapore e il rendimento organico valgono rispettivamente  $w_i = 100$  kJ/kg,  $\dot{m} = 200$  kg/s ed  $\eta_o = 0,97$ .

$$P_i = 20 \text{ MW}; P_u = 19,4 \text{ MW}$$

**35.11** - Calcolare l'entalpia totale  $h_{\text{totale}}$  all'ingresso del distributore, sapendo che l'entalpia è  $h_0 = 3260$  kJ/kg e la velocità del vapore è  $c_0 = 120$  m/s.

$$h_{\text{totale}} = 3267,2 \text{ kJ/kg}$$

**35.12** - Calcolare la velocità assoluta  $c_1$  all'ingresso della girante, conoscendo, del distributore, entalpia  $h_0 = 3260$  kJ/kg e velocità  $c_0 = 118$  m/s in ingresso, entalpia  $h_{1s} = 3193$  kJ/kg alla fine dell'espansione isentropica e coefficiente di riduzione della velocità  $\varphi = 0,94$ .

$$c_1 = 361,5 \text{ m/s}$$

**35.13** - Calcolare il rendimento interno dell'espansione in uno stadio di turbina con recupero  $\eta_{\text{con recupero}}$  e quello in assenza di recupero  $\eta_t$  noti lavoro  $w_i = 110$  kJ/kg, entalpia in ingresso  $h_0 = 3260$  kJ/kg, velocità assoluta in ingresso  $c_0 = 118,32$  m/s, entalpia alla fine dell'espansione isentropica  $h_{2s} = 3113$  kJ/kg e velocità assoluta di uscita  $c_2 = 190$  m/s.

$$\eta_{\text{con recupero}} = 0,809; \eta_t = 0,714$$

**35.14** - Determinare l'altezza media  $h$  delle palette della girante di uno stadio da cui il vapore esce con portata in volume  $\dot{V} = 64$  m<sup>3</sup>/s, noti diametro medio della girante  $D = 1760$  mm e velocità di flusso  $c_m = 90$  m/s. Calcolare poi il rapporto  $h/D$  tra altezza della palette e diametro della girante.

$$h = 129 \text{ mm}; h/D = 0,073$$

**35.15** - L'espansione del vapore nello stadio di una turbina ad azione avviene tra la pressione  $p_0 = 0,6$  MPa (e la temperatura  $T_0 = 300$  °C) e la pressione  $p_1 = 0,1$  MPa. La portata in massa di vapore è  $\dot{m} = 0,4$  kg/s, mentre la velocità del vapore all'entrata del distributore è trascurabile ( $c_0 = 0$ ). Sono noti rendimento interno dello stadio  $\eta_t = 0,57$  e rendimento organico  $\eta_o = 0,96$ . Determinare entalpia all'inizio dell'espansione  $h_0$ , entalpia  $h_{1s}$  e volume massico  $v_{1s}$  alla fine dell'espansione isentropica, salto entalpico  $\Delta h_s$  e portata in volume di vapore  $\dot{V}_{1s}$  corrispondenti all'espansione isentropica, e potenza utile  $P_u$ .

$$h_0 = 3061,26 \text{ kJ/kg}; h_{1s} = 2675 \text{ kJ/kg}; \\ \Delta h_s = 385 \text{ kJ/kg}; \\ \dot{V}_{1s} = 0,68 \text{ m}^3/\text{s}; P_u = 84,3 \text{ kW}$$

**35.16** - Calcolare il numero  $i$  di stadi necessari per trattare il salto isentropico  $\Delta h_s|_{\text{globale}} = 1152$  kJ/kg in una turbina ad azione multistadio che ha una velocità periferica media  $u = 240$  m/s.

$$i = 8 \text{ stadi ad azione}$$

**35.17** - Calcolare il grado di reazione  $R$  sapendo che il salto entalpico nella girante vale  $h_1 - h_2 = 63$  kJ/kg, mentre il lavoro interno è  $w_i = 112$  kJ/kg.

$$R = 0,56$$

**35.18** - Una turbina radiale centripeta a stadio singolo di diametro (esterno) della girante  $D_1 = 288$  mm e con velocità di rotazione  $n = 430$  giri/s sfrutta un salto isentropico  $\Delta h_s = 150$  kJ/kg. Calcolare il rapporto di velocità periferica  $\Pi_4$  e prevedere il rendimento  $\eta_t$ .

$$\Pi_4 = 0,71; \eta_t = 0,8$$



## VERIFICA DELL'APPRENDIMENTO

7. I quattro obiettivi degli impianti a energia nucleare di quarta generazione sono:

- .....
- .....
- .....
- .....

8. Il lavoro massico raccolto da una turbina idraulica che opera sotto una caduta di 2.500 m è notevolmente superiore al rendimento che si può ottenere da una turbina a vapore che operi sotto cadute entalpiche comunque elevate.

Vero  Falso

9. Il grado di reazione di uno stadio di turbina termica è il rapporto tra ..... e .....

10. Le perdite nella turbina idraulica parzializzata, come la Pelton, sono notevolmente inferiori a quelle presenti in una turbina a vapore parzializzata perché la ruota Pelton gira in un gas (aria) ed è investita da un liquido (acqua), mentre nel caso della turbina a vapore il fluido motore (vapore) è quello stesso (vapore) che si trova nell'ambiente in cui gira la ruota.

Vero  Falso

11. Il parametro che permette di confrontare tra loro i rendimenti interni dei diversi tipi di turbine a vapore è il .....

12. I principi, sui quali si basa la trattazione delle turbine a vapore, possono essere applicati anche alle turbine a gas.

Vero  Falso

13. La regolazione della turbina a vapore può avvenire mediante ..... oppure mediante .....

14. I reattori nucleari ad acqua si dividono in reattori ad acqua ..... e in reattori ad acqua .....

15. Il rapporto  $h/D$  tra altezza della paletta e diametro della girante aumenta passando dall'alta pressione di ingresso in turbina alla bassa pressione alla fine dell'espansione perché .....