



5.2 LE TURBINE a VAPORE ASSIALI

5.2.1 INTRODUZIONE

La turbina è una macchina motrice costituita da una successione di condotti fissi e mobili (rotanti) attraversati da un fluido che compie lavoro sulle pareti dei condotti rotanti. Il fluido può essere aeriforme (gas o vapore), nel caso delle *turbine a gas o vapore*, o può essere liquido (acqua), nel caso delle *turbine idrauliche*.

Costituzione della macchina

Per *stadio* di turbina si intende l'insieme del distributore, ovvero le palettature fisse, e della girante, ovvero le palettature mobili: una turbina può essere costituita da un solo come da più stadi. Essi possono essere raggruppati in una stessa cassa (*turbina monocorpo*) o in più casse (*turbina a più corpi*).

Funzionamento di uno stadio

Uno stadio può funzionare

- *Ad azione*: l'espansione del fluido ha luogo solo nel distributore
- *A reazione*: l'espansione del fluido avviene sia nel distributore sia nella girante.

5.2.2 TURBINA ASSIALE AD AZIONE MONOSTADIO

Lo stadio di turbina assiale semplice ad azione è l'elemento base nello studio delle turbine, e può trovare impiego sia nelle turbine a vapore sia nelle turbine a gas, anche se le sue peculiarità lo rendono particolarmente adatto alla zona di alta pressione delle turbine a vapore.

Esso è costituito come tutti gli stadi di turbina, da una palettatura fissa (distributore o effusore) e da una girante, ma è caratterizzato dal fatto che tutta la caduta di entalpia disponibile avviene attraverso il distributore; ciò equivale a dire che l'espansione ha luogo solo nel distributore, mentre la pressione a monte e a valle della girante è la stessa.

La girante dunque subisce soltanto l'azione del fluido che si è espanso completamente attraverso il distributore (si vedrà in seguito come nelle turbine *a reazione* l'espansione avvenga anche nella girante).

Studio del funzionamento ideale

Lo studio del funzionamento ideale presuppone di considerare nulle le perdite fluidodinamiche sia nel distributore sia nella girante. Analizzando il triangolo delle velocità caratteristico dello stadio, si avrà $|w_2| = |w_1|$, come conseguenza del fatto che nella girante non c'è espansione e non sono presenti perdite di natura fluidodinamica.

Nella trattazione seguente, anziché far riferimento ad un triangolo delle velocità generico (pur con $|w_2| = |w_1|$), si considererà per semplicità, ed anche perché è la situazione più comune, un triangolo nel quale w_1 e w_2 sono vettori simmetrici

rispetto alla direzione assiale del flusso (e quindi anche la paletta della girante è simmetrica rispetto alla sua mezzeria).

Applicando il 1° Principio della termodinamica in forma Euleriana ai capi del distributore, si ottiene:

$$\Delta i + \Delta E_c = 0,$$

essendo fissi i condotti tra le palettature ($L_i = 0$) e considerando la macchina adiabatica ($Q_e = 0$), ipotesi quest'ultima ben verificata nel caso delle turbomacchine. Si ottiene in definitiva

$$c_1 = \sqrt{2(i_0^0 - i_1)}.$$

Nell'espressione precedente è presente l'entalpia totale (i_0^0) all'ingresso del distributore (condizioni contrassegnate dal pedice "0"):

$$i_0^0 \equiv i_0 + \frac{c_0^2}{2}.$$

All'ingresso nella girante la velocità assoluta possiede un'inclinazione a_1 , rispetto alla direzione di rotazione della girante (direzione periferica o tangenziale), imposta dal distributore; tuttavia la girante "vede" un'inclinazione pari a b_1 a causa della velocità u di rotazione, come rappresentato in figura 5.5. L'angolo a_1 è un angolo costruttivo, cioè stabilito dalla geometria del distributore, mentre l'angolo b_1 è un angolo "di funzionamento", cioè il suo valore dipenda dalle condizioni (velocità) alle quali la girante sta operando. Il discorso si inverte all'uscita della girante, dove l'angolo relativo b_2 dipende solo dalla geometria della palettatura mobile, mentre l'angolo assoluto a_2 dipende dalla sua velocità di rotazione. Questo discorso motiva la scelta di esprimere, mediante opportune relazioni geometriche deducibili dai triangoli delle velocità, il lavoro scambiato nella macchina in funzione degli angoli costruttivi (di progetto) piuttosto che di quelli di funzionamento.

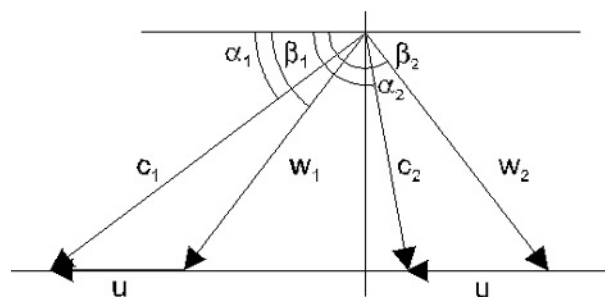


Figura 5.5: Triangoli di velocità di uno stadio ideale di turbina assiale ad azione.

Il 1° Principio applicato tra l'ingresso e l'uscita dell'intero stadio fornisce

$$L_{ott} = \left(i_0 + \frac{c_0^2}{2} \right) - \left(i_2 + \frac{c_2^2}{2} \right) = i_0^0 - i_2 - \frac{c_2^2}{2}.$$

Si noti come il lavoro ottenuto sia massimo quando la c_2 , e dunque l'energia cinetica *allo scarico* dello stadio, è minima. Il termine $c_2^2/2$ può dunque essere

considerato una perdita (si parla a tale proposito di *perdita per energia cinetica di scarico*).

Inoltre vale la seguente relazione:

$$L_{ott} = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} = u(c_{u1} - c_{u2}) = u(c_1 \cos a_1 - c_2 \cos a_2) ,$$

nella quale si è posto $u_1 = u_2 = u$, presupponendo che il diametro medio della palettatura mobile si mantenga costante (turbina assiale). Volendo svincolare l'espressione del lavoro ottenuto dall'angolo a_2 di funzionamento, è utile osservare che vale la relazione seguente:

$$c_{u2} = w_{u2} + u = -w_{u1} + u = -(c_{u1} - u) + u = -c_{u1} + 2u .$$

Risulta pertanto

$$L_{ott} = u(2c_{u1} - 2u) = 2u(c_1 \cos a_1 - u) .$$

Ricordando la definizione di rendimento isentropico,

$$h_{qi} = \frac{L_{ott}}{L_{ott,lim}} = \frac{L_{ott}}{i_0^0 - i_{1is}} = \frac{L_{ott}}{c_1^2 / 2} ,$$

si può scrivere

$$h_{qi} = \frac{L_{ott}}{L_{ott,lim}} = \frac{2u(c_1 \cos a_1 - u)}{c_1^2 / 2} = 4 \frac{u}{c_1} \left(\cos a_1 - \frac{u}{c_1} \right) .$$

E' interessante notare che tale espressione, per fissato valore di a_1 , risulta funzione solo di u/c_1 , rapporto al quale si dà il nome di *rapporto caratteristico di funzionamento*.

Si osserva che il diagramma del rendimento in funzione di u/c_1 è una parabola; risulta inoltre che il valore di u/c_1 ottimo, per il quale cioè il rendimento è massimo, vale

$$(u/c_1)_{opt} = \frac{\cos a_1}{2} ,$$

ed il rendimento massimo corrispondente è

$$h_{qi,max} = \cos^2 a_1 .$$

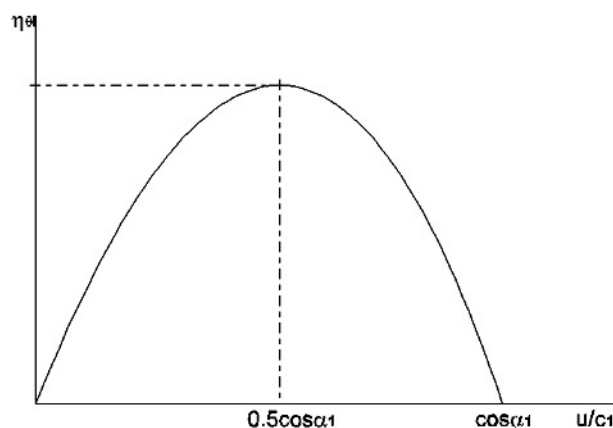


Figura 5.6: Rendimento isentropico di una turbina ad azione ideale.

Il triangolo delle velocità nella condizione di massimo rendimento è riportato in figura 5.7:

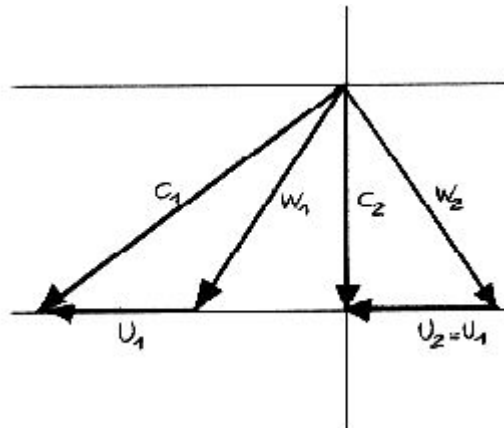


Figura 5.7: triangoli di velocità di una turbina ad azione ideale in condizioni di rendimento massimo.

Alla condizione di massimo rendimento corrisponde la minima c_2 (velocità di scarico), che assume direzione assiale, e quindi la minima *perdita per energia cinetica di scarico*, che è l'unica perdita messa in conto nel ragionamento finora svolto, relativo al funzionamento ideale.

Studio del funzionamento reale

Per passare all'analisi del funzionamento reale occorre tener conto delle perdite fluidodinamiche, sia nel distributore sia nella girante. Per fare questo si è soliti introdurre due coefficienti di perdita, relativi alle palettature fisse e mobili rispettivamente, che esprimano il rapporto tra le velocità nel caso reale e nel caso ideale, o isentropico.

COEFFICIENTE	DEFINIZIONE	PARAMETRI CHE LO INFLUENZANO
Coefficiente di perdita nei palettaggi fissi φ	$j \equiv \frac{c_1}{c_{1,is}}$ $c_1 = j \cdot c_{1,is}$	<ul style="list-style-type: none"> • Scabrezza superficie interna • Numero di Reynolds R_e • Lunghezza assiale delle palette • Deflessione a_1 • Rapporto di espansione p_1/p_0^0
Coefficiente di perdita nei palettaggi mobili ψ	$w_2 = y \cdot w_{2is}$ $y \equiv \frac{w_2}{w_{2is}}$	<ul style="list-style-type: none"> • Scabrezza superficie interna • Numero di Reynolds R_e • Deflessione $Db = b_1 - b_2$ • Lunghezza assiale delle palette

E' immediato osservare come, nel caso di una turbina ad azione, sia $w_{2is} = w_1$ e quindi $w_2 = yw_1$. I due diagrammi seguenti mostrano un andamento qualitativo dei due coefficienti in funzione dei parametri più influenti su di essi.

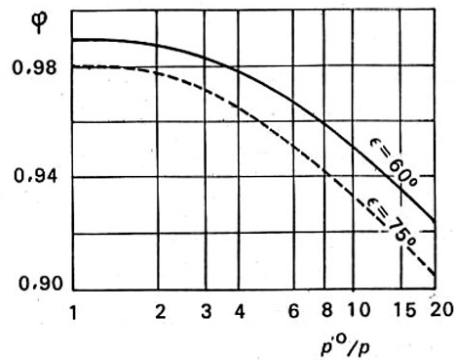


Figura 5.8: Coefficiente j in funzione dell'inverso del rapporto di espansione.

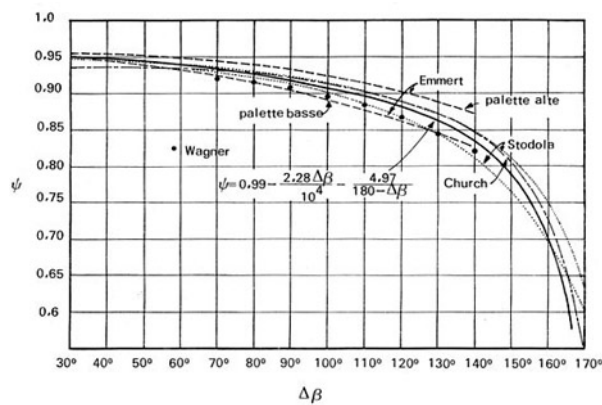


Figura 5.9: Coefficiente y in funzione di Db .

Per quanto riguarda il coefficiente j , sul diagramma di Mollier si può evidenziare la perdita di entalpia, dovuta alla trasformazione non isentropica, fra le condizioni 1_{is} e 1 (figura 5.10).

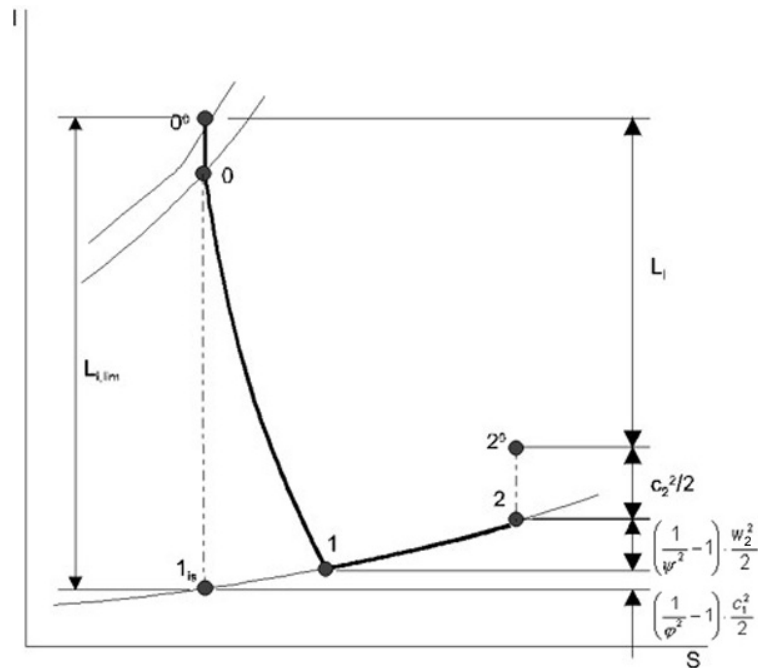


Figura 5.10: Evoluzione del fluido sul diagramma di Mollier (turbina ad azione reale).

I triangoli delle velocità consentono di mettere in evidenza la perdita nella girante, quantificata dal coefficiente y , essendo il vettore della velocità w_2 in modulo inferiore alla w_1 (figura 5.11).

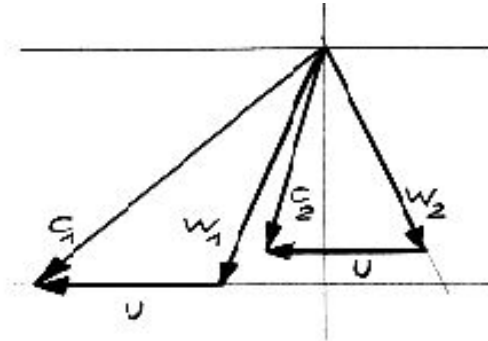


Figura 5.11: Triangoli di velocità di una turbina ad azione, caso reale.

Il lavoro massico può essere calcolato come nel caso ideale dalla seguente espressione:

$$L_{ott} = u(c_{u1} - c_{u2}).$$

In questo caso, la c_{u2} può essere così calcolata:

$$c_{u2} = w_{u2} + u = -yw_{u1} + u = -y(c_{u1} - u) + u.$$

Si ottiene pertanto:

$$L_{ott} = u(c_{u1} - c_{u2}) = u \cdot [c_1 \cos a_1 + y(c_1 \cos a_1 - u) - u] = (1+y) \cdot u \cdot (c_1 \cos a_1 - u).$$

Confrontando questa espressione con quella valida nel caso ideale,

$$L_{ott} = 2u \cdot (c_{1,is} \cos a_1 - u),$$

è possibile evidenziare la perdita di lavoro nei due termini seguenti:

- $2 < (1+y)$,
- $c_1 < c_{1,is}$.

Il rendimento isentropico è pari a

$$h_{qi} \equiv \frac{L_{ott}}{c_{1,is}^2/2} = \frac{(1+y) \cdot (c_1 \cos a_1 - u)}{c_1^2/2j^2} = 2j^2(1+y) \frac{u}{c_1} \left(\cos a_1 - \frac{u}{c_1} \right),$$

il cui andamento, a meno del *fattore di scala*

$$2j^2(1+y) < 4,$$

coincide con quello del rendimento del caso ideale (figura 5.12).

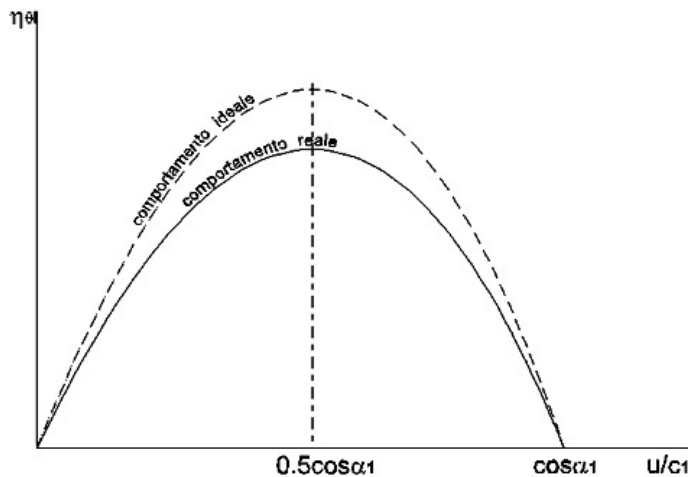


Figura 5.12: Rendimento ideale e reale di una turbina assiale ad azione.

Si osserva come il massimo valore del rendimento isentropico si verifichi ancora una volta in corrispondenza del rapporto caratteristico di funzionamento pari a

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}.$$

In condizioni di massimo rendimento, in questo caso, la velocità in uscita c_2 non è più assiale e, dunque, minima.

In realtà l'esigenza di minimizzare la velocità in uscita c_2 dipende dall'utilizzo che del fluido si fa a valle della turbina; qualora questa faccia parte di un sistema a più stadi, l'energia cinetica in uscita non deve considerarsi una perdita, in quanto utilizzata dagli stadi successivi. E' allora conveniente fornire una definizione alternativa del rendimento isentropico della turbina, da applicarsi nel caso in cui l'energia cinetica in uscita sia o meno recuperata:

$$h_{Ji} = \frac{L_{ott}}{i_0^0 - i_{2, is}^0}, \quad \text{Energia cinetica recuperata}$$

$$h_{Ji} = \frac{L_{ott}}{i_0^0 - i_{2, is}^0}. \quad \text{Energia cinetica persa}$$

Portata smaltita

La portata in massa che attraversa la macchina può essere così espressa:

$$\dot{m} = \rho \cdot d_m \cdot l_1 \cdot c_{a1} \cdot r_1 \cdot x,$$

dove

- d_m Diametro medio della palettatura,
- l_1 Altezza della paletta all'ingresso della girante,
- c_{a1} Componente assiale della velocità assoluta c_1 ,
- r_1 Densità del fluido all'ingresso della girante,
- x Coefficiente di ingombro (perdita di portata per la presenza delle palette).

Nota il valore della portata in massa, la potenza interna può essere così calcolata:



$$P_i = \dot{m} \cdot L_i.$$

Salto entalpico elaborabile

Solitamente la portata elaborata è vincolata dal circuito nel quale la macchina è inserita; a volte, dunque, è possibile incrementare la potenza prodotta solo aumentando il lavoro massico, e quindi il salto entalpico elaborabile Δi_{is} . Tale salto entalpico in condizioni ideali di massimo rendimento è dato dalla seguente espressione:

$$|\Delta i_{is}| = \frac{1}{h_{0i}} \cdot L_{ott} = \frac{1}{h_{0i}} \cdot 2u^2,$$

$$\Delta i_{is} \propto u^2.$$

L'unico modo per incrementare il salto entalpico elaborabile è quello di far crescere la velocità periferica u , visto che non conviene far diminuire h_{0i} . La velocità periferica u vale

$$u = p \cdot d_m \cdot n.$$

Negli impianti destinati alla produzione di energia elettrica, che sono la grande maggioranza, la frequenza di rete F è pari a 50 Hz in Europa (60 Hz negli USA). Ciò vincola il numero di giri al valore massimo di 3000 al minuto, o a un sottomultiplo in base alla relazione

$$n \left[\frac{\text{giri}}{\text{minuto}} \right] = \frac{F[\text{Hz}]}{p} \cdot 60$$

tra la frequenza F , il numero di coppie polari p dell'alternatore, ed il numero di giri n . Per questi impianti, pertanto, rimane soltanto la possibilità di aumentare il diametro d_m .

Anche questo provvedimento è però vincolato, perché comporta la riduzione di altezza delle palette secondo quanto risulta dalla seguente elaborazione della espressione della portata:

$$\dot{m}v = x p l d_m c_a = x p l d_m \frac{c_a}{u} u = x \frac{c_a}{u} \frac{u^2}{n} \cdot l.$$

Palette troppo corte non sono accettabili: i giochi (comunque necessari) tra l'estremità delle palette stesse e la carcassa verrebbero ad assumere un'importanza eccessivamente elevata, fatto negativo poiché attraverso essi il vapore può passare senza compiere lavoro. Poiché i giochi necessari dipendono anche dal diametro della palettatura, i limiti inferiori all'altezza delle palette si presentano sia come valore assoluto ($l \geq 10$ mm) sia come valore relativo ($l/d \geq 0,01 - 0,02$). In secondo luogo, un'altezza troppo ridotta delle palette fa crescere il peso relativo delle perdite fluidodinamiche (di starto limite). Una soluzione al problema è offerta dalla cosiddetta *parzializzazione*: mediante opportuni dispositivi si alimenta solo un arco della girante con il fluido, interdicendo il rimanente all'attraversamento. Si definisce il *grado di parzializzazione* e in modo che il valore angolare dell'arco non attraversato dal fluido sia $2pe$. La portata in massa diventa



$$\dot{m} = x \cdot p \cdot d_m \cdot l_1 \cdot r_1 \cdot c_a \cdot (1 - e),$$

e dunque, aumentando il grado di parzializzazione, per mantenere la portata costante è necessario avere una maggiore altezza l delle palette.

La pratica della parzializzazione è inoltre utile perché, una volta costruita la turbina, se necessario, rende possibile la riduzione della portata (può essere necessario “regolare” la turbina se l’utente richiede una potenza minore).

La parzializzazione peraltro introduce delle *perdite per effetto ventilante*, dovute al fatto che la palettatura girante attraversa in alcune zone vapore stagnante, che viene messo in movimento assorbendo potenza. Introdotto un opportuno coefficiente di perdita k_v , la potenza dissipata per effetto ventilante vale

$$P_{w,v} = k_v d_m l_1 \cdot e \cdot r \cdot u^3,$$

dove r è la densità del fluido all’interno della cassa. Se le unità di misura sono del S.I., si ha:

$$k_v = (0.6 \div 0.8) \cdot \sqrt{l_1}.$$

La perdita in termini di caduta di entalpia vale

$$\Delta j_v = \frac{P_{w,v}}{\dot{m}} \propto e \cdot u^2.$$

Si osservi come l’effetto delle perdite sia tanto maggiore quanto più aumenta la velocità u ; per tali ragioni, dunque, la pratica della parzializzazione ha delle limitazioni di impiego.

La pratica della parzializzazione, ad ogni modo, è ovviamente realizzabile solo nel caso delle turbine ad azione, per le quali il salto di pressione a cavallo della girante è nullo (in caso contrario, il vapore tenderebbe comunque ad attraversare i settori della girante *parzializzati*, e ciò avverrebbe con velocità molto diverse, in modulo e direzioni, da quelle ottimali, di progetto).

Perdite caratteristiche delle turbine ad azione

Risulta a questo punto conveniente ricapitolare tutte le cause di perdita nelle turbine ad azione. Innanzitutto sono presenti perdite derivanti dall’attrito fluidodinamico nei condotti, e dalla possibile non corretta direzione del fluido in ingresso alle palette rispetto alla direzione di minima resistenza. Spesso queste ultime vengono inglobate nelle precedenti con un opportuno peggioramento del valore dei relativi coefficienti di perdita. Sono poi presenti fughe di fluido e perdite per attrito tra il fluido e le superfici dei rotori che portano le palette, e, nelle turbine parzializzate, anche le perdite per effetto ventilante.

Le perdite suddette possono essere espresse come segue in termini di cadute di entalpia:

- a) Perdita per energia cinetica di scarico (a meno di eventuali recuperi):

$$\frac{c_2^2}{2}.$$

- b) Perdita per attrito fluidodinamico nelle palettature fisse.

Introdotta il coefficiente di perdita j , la perdita espressa in termini di salto entalpico vale:

$$\frac{c_{1id}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \left(\frac{1}{j^2} - 1 \right) \frac{c_1^2}{2}.$$

- c) Perdite per attrito fluidodinamico nelle palettature mobili.
 Introdotta il coefficiente y , la perdita sulle palette mobili vale:

$$\frac{w_{2id}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \left(\frac{1}{y^2} - 1 \right) \frac{w_2^2}{2} = (1 - y^2) \frac{w_1^2}{2}.$$

- d) Perdite effetto ventilante.

$$P_{w,v} = k_v \cdot d_m \cdot l_1 \cdot e \cdot r_1 \cdot u^3, \quad \Delta i_{w,v} = \frac{P_{w,v}}{\dot{m}} \propto e \cdot u^2.$$

- e) Perdite per attrito sui dischi.
 Le superfici non palettate della girante ruotano nel fluido inerte che riempie la cassa, incontrando una certa resistenza al moto. Le perdite dovute a tale resistenza sono quantificabili secondo l'espressione:

$$P_{w,d} = k_d \cdot r_1 \cdot d_m^2 \cdot u^3, \quad \Delta i_{w,d} = \frac{P_{w,d}}{\dot{m}} \propto u^2,$$

dove

$$k_d = (1.06 \div 1.42) \cdot 10^{-3} \text{ (nel S.I., per vapore surriscaldato non saturo).}$$

Come si può notare dal diagramma di Mollier (figura 5.13), le perdite sopra elencate hanno l'effetto di aumentare l'entalpia del fluido, con una conseguente riduzione del lavoro utile elaborato tra monte e valle dello stadio.

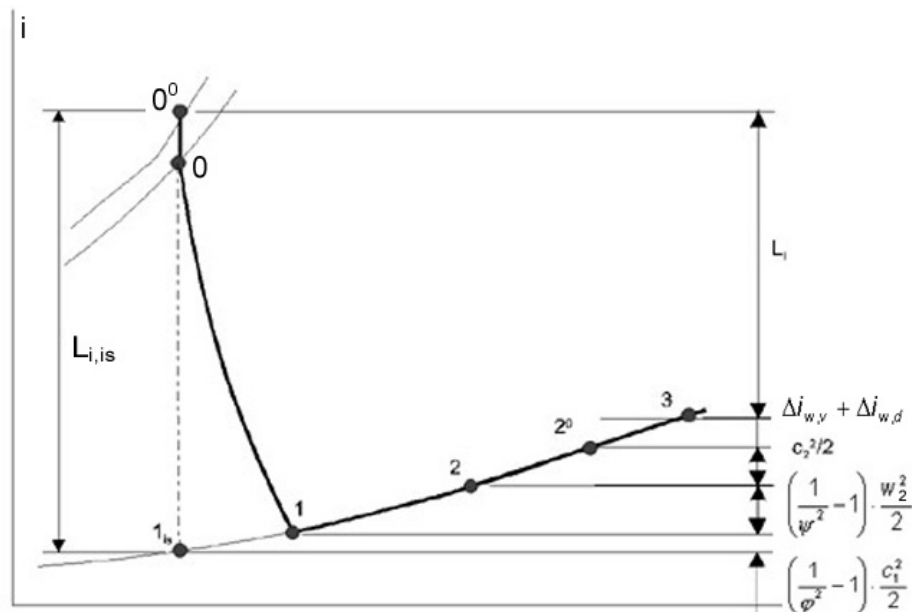


Figura 5.13: Perdite caratteristiche di uno stadio di turbina ad azione.



f) Perdite per fughe, sia verso l'esterno, sia all'interno della macchina tra le palette e le pareti che le confinano, attraverso i giochi che è indispensabile prevedere in sede di progetto.

Non è possibile esprimere tali perdite mediante un'espressione analitica; se ne può comunque tenere conto con un coefficiente di riduzione della portata (chiamato talvolta *rendimento volumetrico*):

$$h_v = \frac{\dot{m}_{reale}}{\dot{m}_{ideale}}.$$

Per tenere conto della potenza dissipata a causa dell'attrito all'albero (P_a), della potenza persa per effetto ventilante ($P_{w,v}$) e di quella per attrito sul disco ($P_{w,d}$), si introduce il *rendimento meccanico*, definito come segue:

$$h_m = \frac{P_i - P_a - P_{w,v} - P_{w,d}}{P_i}.$$

5.2.2 TURBINA ASSIALE AD AZIONE PLURISTADIO

Viste le limitazioni sul salto entalpico elaborabile dal singolo stadio di una turbina, nasce l'esigenza di soluzioni costruttive diverse, che prevedano più *stadi* in serie. A seconda di come avvenga l'integrazione dei differenti stadi di turbina ad azione si parla di

- Turbine a salti di velocità
- Turbine a salti di pressione

Turbina a salti di velocità o "Ruota Curtis"

La turbina ad azione a salti di velocità (turbina Curtis) si presenta caratterizzata da una palettatura distributrice unica, come nello stadio semplice, seguita da due o più palettature mobili separate da *raddrizzatori* (figura 5.14); questi ultimi hanno la semplice funzione di deviare ed indirizzare opportunamente la corrente, senza essere sede di espansione.

Il triangolo delle velocità per una macchina a due salti, per semplicità considerata priva di perdite (*studio del funzionamento ideale*) e dotata di palettatura simmetrica, è riportato nella figura 5.15, a confronto con quello di uno stadio semplice che elabora la stessa caduta (stessa c_1).

Il lavoro elaborato è la somma dei lavori scambiati in ciascuno stadio:

$$L_i = L_{i,I} + L_{i,II}.$$

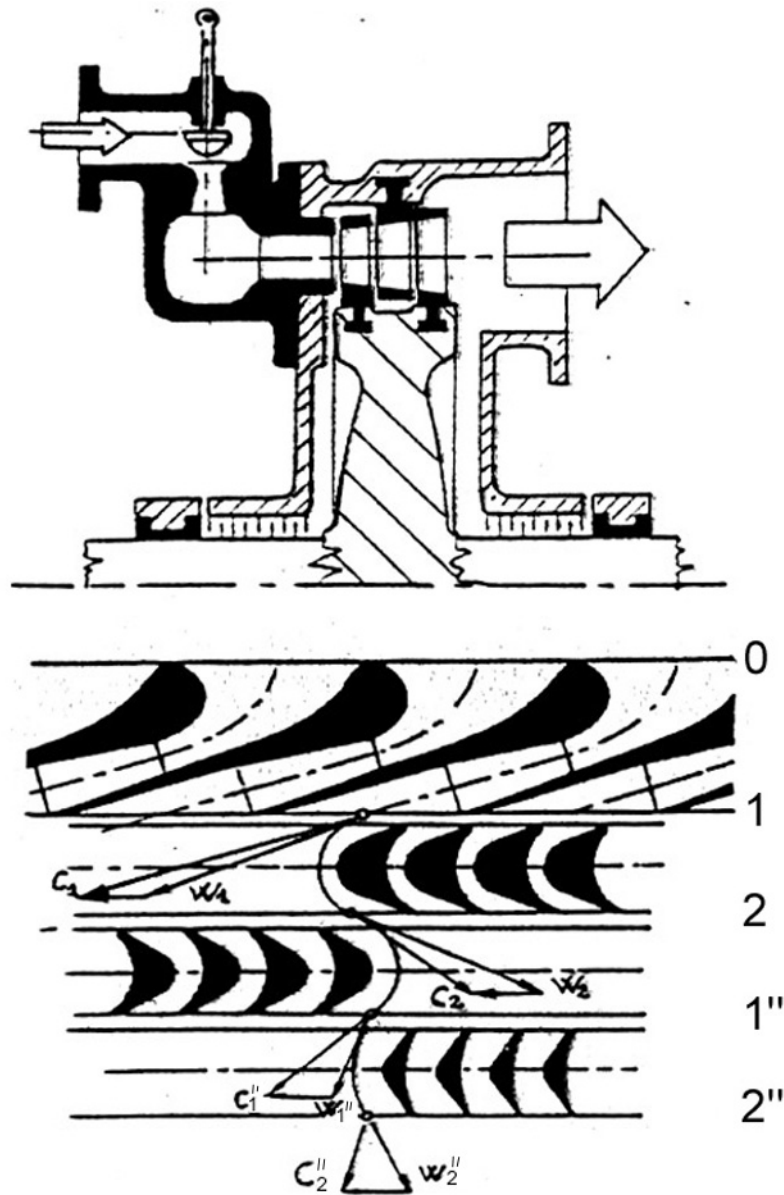


Figura 5.14: Schema e triangoli di velocità di una turbina Curtis.

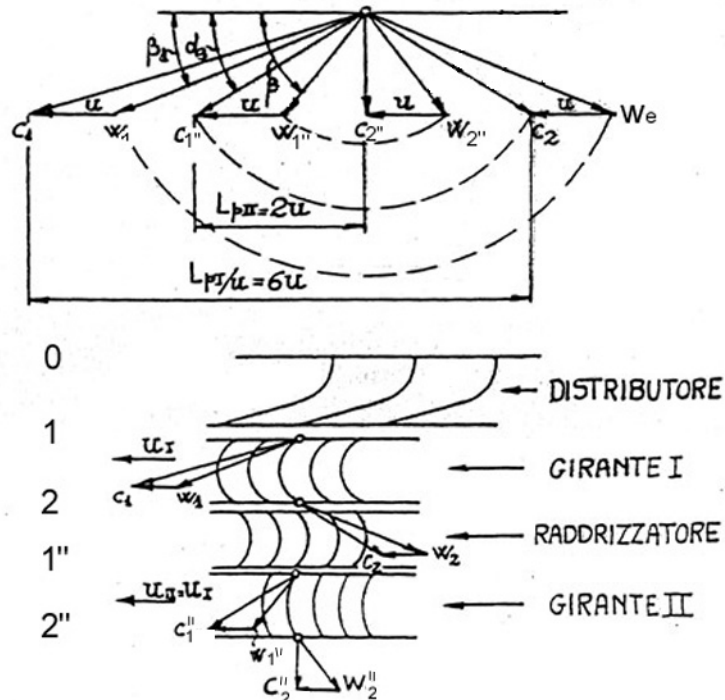


Figura 5.15: Triangoli di velocità di una turbina Curtis (caso ideale e palettature simmetriche).

Nell'ipotesi che in entrambe le giranti sia u la velocità periferica,

$$L_{ott,I} = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} = 2u \cdot (c_{u1} - u)$$

$$L_{ott,II} = u_1'' c_{u1}'' - u_2'' c_{u2}'' = 2u \cdot (c_{u1}'' - u)$$

Dai triangoli delle velocità:

$$c_{u1}'' = c_{u1} - 2u,$$

quindi

$$L_{ott,II} = 2u(c_{u1} - 3u).$$

In conclusione si ottiene:

$$L_{ott} = 2u(2c_{u1} - 4u) = 4u(c_1 \cos \alpha_1 - 2u).$$

E' facile dedurre l'espressione del lavoro per la macchina con un numero generico z di salti, che risulta, nel caso ideale:

$$L_{ott} = 2zu(c_1 \cos \alpha_1 - zu).$$

Il rendimento, inoltre, vale

$$h_{Jf} = \frac{L_{ott}}{\Delta i_{is}} = \frac{2zu(c_1 \cos \alpha_1 - zu)}{c_1^2 / 2} = 4z \frac{u}{c_1} \left(\cos \alpha_1 - z \frac{u}{c_1} \right),$$

da cui si vede che il lavoro ed il rendimento sono uguali a quelle di uno stadio semplice funzionante con una velocità periferica che vale zu .

Il rapporto caratteristico di funzionamento che permette di ottenere $h_{qi,max}$ è pari a

$$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{opt} = \frac{\cos a_1}{2z},$$

mentre il rendimento massimo assume il valore

$$h_{qi,max} = \cos^2 a_1,$$

qualsiasi sia il numero di salti di velocità (figura 5.16). Il lavoro elaborato in condizioni di massimo rendimento è pari a

$$L_i = 2 \cdot u^2 \cdot z^2.$$

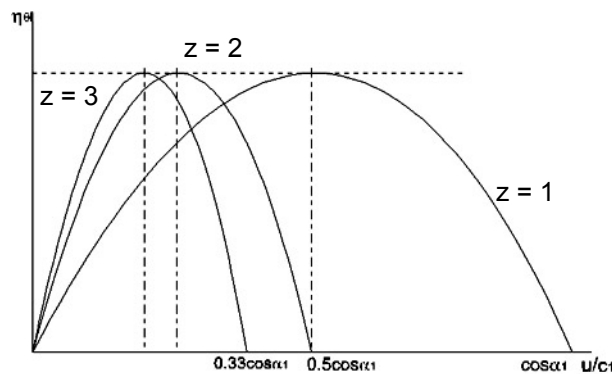


Figura 5.16: Rendimento delle ruote Curtis ideali con diversi salti di velocità.

Risulta evidente come, a parità di condizioni di ammissione (c_1), conviene che la macchina lavori a velocità u inferiori rispetto alla turbina semplice, oppure, a parità di velocità di funzionamento u , si possano elaborare salti di entalpia maggiori. Sembrerebbe dunque conveniente aumentare il più possibile il numero di salti di velocità.

Dai triangoli delle velocità è possibile trarre un'ulteriore informazione su come il lavoro sia distribuito tra i diversi stadi: facendo ancora riferimento al tipico caso di 2 salti, si vede come la maggior parte di esso sia elaborato dal primo stadio, mentre il secondo offre un contributo minore.

Nel funzionamento reale, a differenza che nel caso ideale, il beneficio legato all'aumento del numero di salti di velocità è mitigato dalle perdite fluidodinamiche che si verificano all'interno delle varie palettature. Il triangolo delle velocità (figura 5.17) mette in risalto le successive riduzioni di velocità dovute ai coefficienti j e y nelle palettature fisse e mobili: il lavoro, ed anche il rendimento massimo (figura 5.18), tendono a ridursi all'aumentare del numero di salti (anche se per bassi valori del rapporto u/c_1 la convenienza rimane).

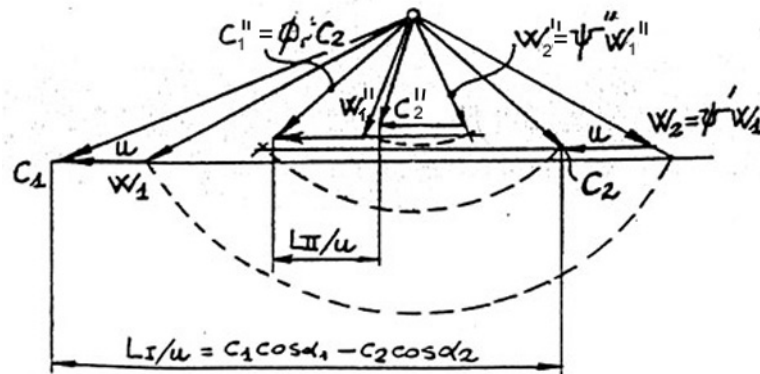


Figura 5.15: Triangoli di velocità di una turbina Curtis, caso reale.

Con uno stadio a 2 salti di velocità si arriva ad elaborare cadute di entalpia dell'ordine di 70 - 80 kcal/kg (280 - 320 kJ/kg). Il rendimento relativamente basso che caratterizza tale stadio è tollerabile perché, essendo lo stadio in genere utilizzato come primo elemento nelle turbine multiple (a reazione o a salti di pressione), le perdite vengono in parte recuperate nel seguito dell'espansione (fenomeno del recupero termico).

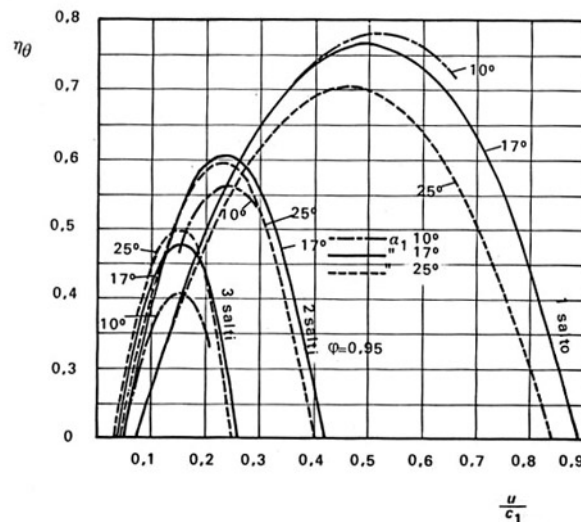


Figura 5.16: Rendimenti di una turbina Curtis al variare del numero di salti di velocità.

Turbina a salti di pressione

La turbina ad azione a salti di pressione (figura 5.19) è costituita da una successione di stadi ad azione (in genere semplici) disposti in serie, ciascuno dei quali riceve il vapore scaricato dal precedente; le giranti sono calettate sullo stesso albero. L'espressione "a salti di pressione" deriva dal fatto che l'espansione (ed il salto entalpico) si suddivide tra i vari stadi.

La cassa della turbina si presenta suddivisa in un certo numero di camere attraversate dall'albero motore attraverso setti (in genere *tenute a labirinto*) che fanno tenuta sull'albero stesso (nella turbina ad azione a salti di velocità questi setti non sono necessari).

In ogni distributore si realizza una frazione della caduta entalpica complessiva: in questo modo è possibile ottenere velocità del vapore più modeste rispetto al

caso di una turbina a salti di velocità, con sensibile vantaggio per il rendimento del singolo elemento (le perdite per attrito fluidodinamica sono proporzionali al quadrato delle velocità del vapore) e per le sollecitazioni delle palette (per il minor valore necessari di u).

Rispetto alle macchine a salti di pressione, inoltre, si riscontra il vantaggio che parte delle perdite che avvengono nei primi stadi può essere recuperata nelle espansioni successive. Disponendo poi i distributori di seguito alle giranti in modo opportuno, si riesce recuperare, almeno in parte, l'energia cinetica di scarico dalle giranti stesse.

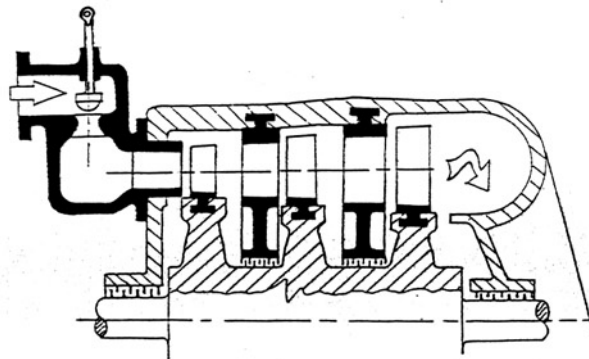


Figura 5.19: Turbina a salti di pressione (schema) – sezione longitudinale.

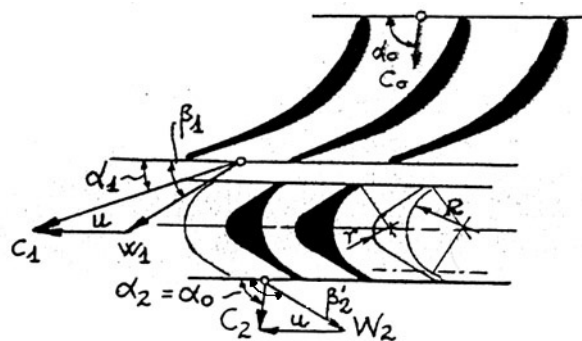


Figura 5.20: Turbina a salti di pressione (triangoli delle velocità).

Il funzionamento dei vari stadi è dunque analizzabile con i criteri esposti per lo stadio semplice; l'unica differenza che può esistere è legata all'eventuale recupero dell'energia cinetica di scarico di un elemento da parte dello stadio successivo, se il distributore di quest'ultimo è posto molto vicino alla girante del precedente.

Di questo va tenuto conto nella espressione del rendimento di uno degli stadi intermedi, che in questo caso va così scritta:

$$h_{qi} = \frac{L_i}{L_{i, is}} = \frac{L_{ott}}{i_0^0 - i_2^0},$$

nella quale il lavoro ha la stessa espressione ricavata per lo stadio singolo.

La linea delle condizioni effettive del vapore per una serie di stadi ad azione a salti di pressione rende particolarmente evidente sul diagramma di Mollier (figura 5.21) il fenomeno del recupero termico: risulta evidente che la somma dei salti isentropici dei singoli stadi è superiore al salto isentropico totale, e

pertanto il rendimento dell'intera macchina è superiore a quello dei singoli stadi (nell'ipotesi semplificativa che questi abbiano tutti lo stesso rendimento).

Si definisce *fattore di recupero* il rapporto

$$y \equiv \frac{\sum_j \Delta i_{is}^{(j)}}{i_0 - i_{Bis}}$$

maggiore dell'unità (intorno ad 1.1). Ovviamente, il lavoro ottenuto dall'espansione reale è comunque minore di quello corrispondente all'espansione ideale isentropica.

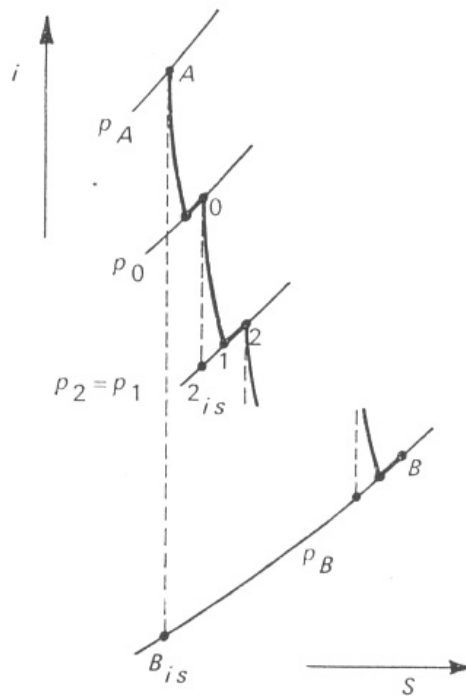


Figura 5.21: Turbina a salti di pressione, linee di espansione sul diagramma di Mollier.

5.2.2 TURBINA ASSIALE A REAZIONE MONOSTADIO

Lo stadio di una turbina assiale a reazione differisce da quello di una ad azione per il fatto che in esso l'espansione del fluido avviene anche nella girante, oltre che nel distributore. Questo comporta un aumento della velocità relativa, che pertanto all'uscita della girante risulta maggiore che all'ingresso.

La caduta di entalpia avviene dunque anch'essa sia nel distributore che nella girante, e la caduta complessiva nello stadio è la somma delle due.

Nelle turbine a reazione, così come in quelle a salti di pressione, non è dunque possibile ricorrere alla pratica della parzializzazione. In questo tipo di turbine, pertanto, saranno trascurabili le perdite per attrito su disco e per effetto ventilante, mentre acquisteranno risalto maggiore le perdite per fughe interne (necessità di ricorrere ad elementi di tenuta interni). Ovviamente, se il primo stadio di una turbina è di tipo a reazione, non è possibile parzializzare: solitamente gli stadi a reazione sono gli ultimi.

Si definisce in questi stadi un *grado di reazione* come il rapporto tra la caduta di entalpia nella girante e la caduta complessiva; di esso esistono le due formulazioni riportate di seguito:

$$c = \frac{\Delta i_{is,gir}}{\Delta i_{is,d} + \Delta i_{is,g}}, \quad \text{Grado di reazione termodinamico}$$

$$R = \frac{\Delta j_{gir}}{\Delta i^0}. \quad \text{Grado di reazione cinematico}$$

In funzione delle velocità:

$$R = \frac{w_2^2 - w_1^2 + u_2^2 - u_1^2}{c_2^2 - c_1^2 + w_1^2 - w_2^2 + u_2^2 - u_1^2},$$

$$c = \frac{\frac{w_2^2}{y^2} - w_1^2 + u_2^2 - u_1^2}{\frac{c_1^2}{j^2} - c_0^2 + \frac{w_2^2}{y^2} - w_1^2 + u_2^2 - u_1^2}.$$

Le precedenti espressioni nel caso di una macchina assiale si riducono alle seguenti:

$$R = \frac{w_2^2 - w_1^2}{c_2^2 - c_1^2 + w_1^2 - w_2^2},$$

$$c = \frac{\frac{w_2^2}{y^2} - w_1^2}{\frac{c_1^2}{j^2} - c_0^2 + \frac{w_2^2}{y^2} - w_1^2}.$$

Le due espressioni del grado di reazione, pur simili, danno luogo a valori in certa misura diversi talune condizioni.

Studio del funzionamento ideale

Nel funzionamento ideale il salto di entalpia elaborato tra distributore e girante vale:

$$\Delta i_{is} = \frac{c_1^2}{2} + \frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}.$$

In questo stadio il rendimento (figura 5.22) vale:

$$h_{qi} = \frac{L_i}{L_{lim}} = \frac{L_{ott}}{i_0^0 - i_{2is}} = \frac{u(c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2)}{c_1^2/2 + w_2^2/2 - w_1^2/2}.$$

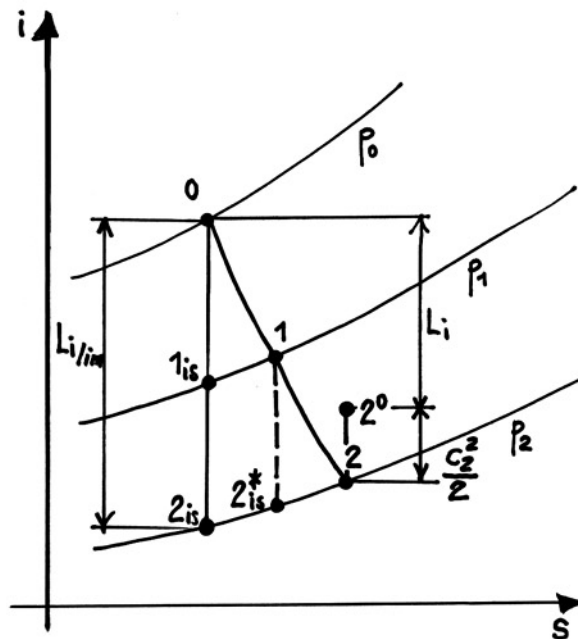


Figura 5.22: Turbine a reazione, linea di espansione sul diagramma di Mollier.

I triangoli della velocità di questo tipo di turbina in genere hanno la stessa componente assiale in ingresso ed in uscita dalla girante, e spesso sono "simmetrici". Si limiterà l'analisi a questo caso.

Essendo $w_2 = c_1$ e $w_1 = c_2$, è possibile scrivere le seguenti relazioni:

$$-c_2 \cos a_2 = c_1 \cos a_1 - u,$$

$$w_2^2 - w_1^2 = 2uc_1 \cos a_1 - u^2.$$

L'espressione del lavoro diventa:

$$L_{\text{ott}} = u(2c_1 \cos a_1 - u),$$

mentre quella del rendimento:

$$h_{\text{qi}} = \frac{2u(2c_1 \cos a_1 - u)}{c_1^2 + u(2c_1 \cos a_1 - u)} = 2 \frac{\left(2 \cos a_1 - \frac{u}{c_1}\right) \frac{u}{c_1}}{\left(2 \cos a_1 - \frac{u}{c_1}\right) \frac{u}{c_1} + 1}.$$

Il rendimento non è dunque più una funzione parabolica di u/c_1 come lo era per le turbine ad azione, ma è ancora rappresentato da una curva simmetrica rispetto all'ascissa media (che è anche l'ascissa del punto di massimo).

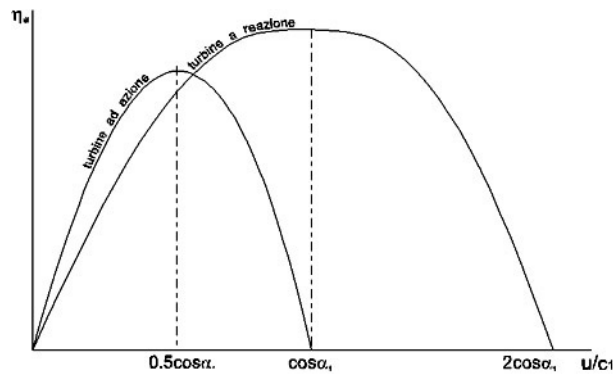


Figura 5.23: Rendimento di una turbina ad azione ed una a reazione a parità di angolo α_1 .

Si ha, in corrispondenza di tale punto:

$$(u/c_1)_{opt} = \cos a_1,$$

$$h_{qi,max} = \frac{2 \cos^2 a_1}{1 + \cos^2 a_1}.$$

Il valore ottimo del rapporto u/c_1 (a parità di α_1) risulta doppio rispetto a quello della turbina ad azione, mentre il rendimento massimo risulta poco più elevato (in virtù del maggior rendimento, gli stadi a reazione sono più adatti ad elaborare bassi salti entalpici). La curva del rendimento, inoltre, appare più “piatta” per lo stadio a reazione (figura 5.23), denotando una maggiore flessibilità di utilizzo di quest’ultima.

Nelle condizioni di massimo rendimento, la velocità c_2 in uscita è ancora assiale; in questo caso il lavoro elaborato vale

$$(L_{ott})_{hmax} = u^2.$$

Può a questo punto essere utile effettuare un confronto fra turbine ad azione ed a reazione (considerando per entrambe il caso ideale), a parità di salto entalpico elaborato D_{is} :

Confronto tra turbine ad azione ed a reazione		
	Turbina ad azione con palettatura simmetrica	Turbina a reazione con triangoli simmetrici
$h_{qi,max}$	$\cos^2 a_1$	$\frac{2 \cos^2 a_1}{1 + \cos^2 a_1}$
$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{hmax}$	$\frac{\cos a_1}{2}$	$\cos a_1$
L_{ott}	$2u^2$	u^2

Per quanto riguarda il *grado di reazione*, nel caso ideale le evoluzioni sono per ipotesi isentropiche, quindi i salti di entalpia che compaiono nelle due definizioni di c ed R sono uguali; supponendo inoltre che l’energia cinetica venga recuperata, e sia dunque $c_2 = c_0$, i gradi di reazione si riducono a



$$c = R = \frac{w_2^2 - w_1^2}{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2},$$

espressione che, nel caso considerato di triangoli simmetrici, diventa

$$c = R = \frac{1}{2}$$

(cioè il salto entalpico è ugualmente distribuito tra diffusore e girante).

Il rapporto ottimo u/c_1 (a parità di α_1) risulta, in uno stadio a reazione, doppio rispetto a quello di uno stadio ad azione. Ciò comporta che con un elemento a reazione (stadio intermedio di più stadi uguali), a parità di velocità periferica u , si elabora una c_1 che è la metà e quindi una caduta di entalpia che è, per ogni palettatura, la quarta parte di quella elaborata da una ruota ad azione (se il grado di reazione vale 0.5). Per questo motivo nella zona ad alta pressione degli espansori, dove si richiedono piccole portate in volume e grandi cadute di entalpia, si preferiscono elementi ad azione (viceversa nella zona a bassa pressione).

Le schiere di palette per distributore e girante sono nelle turbine a reazione multiple del tutto simili: due palette successive individuano un canale a sezione di passaggio decrescente (condotto convergente), perché la trasformazione in energia cinetica avviene generalmente in flusso subsonico, considerati i piccoli salti entalpici elaborati (in kcal/kg, qualche unità).

Studio del funzionamento reale

Nel funzionamento reale il triangolo delle velocità non cambia, come invece succede turbine ad azione (è ancora possibile ottenere triangoli simmetrici, con $w_2=c_1$, a patto di avere a disposizione un salto entalpico sufficiente); cambia invece la caduta di entalpia isentropica, che ora diventa

$$\Delta i_{is} = \frac{c_1^2}{2j^2} + \frac{w_2^2}{2y^2} - \frac{w_1^2}{2},$$

dove i coefficienti j e y di perdita fluidodinamica hanno il medesimo significato introdotto per le turbine ad azione. L'espressione del rendimento diventa la seguente:

$$h_{qi} = \frac{L_i}{L_{i,is}} = \frac{L_{ott}}{\Delta i_{is,tot}} \cong \frac{L_i}{\Delta i_{is,distr} + \Delta i_{is,gir}} = \frac{u \cdot (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2)}{c_1/2j^2 + (w_2^2/2y^2 - w_1^2/2)}.$$

È importante notare che, nell'espressione sopra riportata, è stato assunto $D_{i_{is,tot}}$ coincidente con $(D_{i_{is,distr}} + D_{i_{is,gir}})$, cosa non esattamente vera (si veda la figura 5.22). Questa approssimazione, tuttavia, consente di ottenere un'espressione molto semplice del rendimento, pur non tenendo conto del fenomeno del recupero (peraltro molto limitato in un singolo stadio).

L'introduzione delle perdite non altera l'andamento simmetrico del rendimento in funzione del rapporto caratteristico di funzionamento u/c_1 ; viene pertanto spontaneo chiedersi, "fissato" un rendimento h_{qi} , come scegliere tra i due rapporti u/c_1 che lo determinano. La figura 5.24 mostra il caso di rendimento fissato con $u/c_1 = 0.5 \cos \alpha_1$ oppure $u/c_1 = 1.5 \cos \alpha_1$.

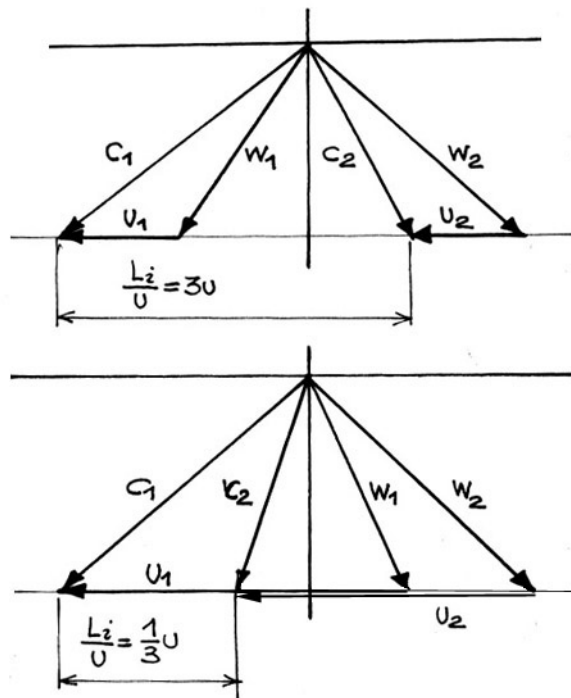


Figura 5.24: Triangoli di velocità di una turbina a reazione che, seppur diversi, danno luogo ad un rendimento uguale.

Si può osservare come il lavoro L_i sia differente nei due casi: a parità di velocità u , lo stadio considerato nella prima condizione elabora un lavoro 9 volte maggiore rispetto al secondo.

Limitazioni alla portata

Procedendo lungo la turbina, la pressione del vapore si riduce fino al valore che avrà nel condensatore, e corrispondentemente aumenta il volume massico.

Il rapporto tra il volume massico negli ultimi stadi e quello nel primo può arrivare a valori dell'ordine delle migliaia, e, ricordando che $\dot{m}v = \rho p d c_a$, ci si rende conto come i problemi di palette troppo corte dei primi stadi si possano trasformare in problemi di palette troppo lunghe negli ultimi stadi. Poiché non è accettabile aumentare troppo la c_a , perché ne deriverebbe una perdita per energia cinetica di scarico eccessiva (nell'ultimo stadio non più recuperabile), per smaltire grandi portate volumetriche non si può fare altro che aumentare il diametro medio della macchina o l'altezza delle palette.

Entrambe queste strade portano all'aumento della velocità periferica, 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 realizzare palette "rastremate". Le palette sono normalmente di forma cilindrica (cioè hanno la stessa sezione sia all'incastro sia ai vari raggi fino all'estremità). Realizzarle rastremate, cioè con sezione avente area decrescente al crescere del raggio, avvicina il baricentro all'asse di rotazione, e aumenta la sezione di incastro, riducendo così la sollecitazione centrifuga.

L'adozione di bassi valori del numero di giri (ad esempio 1500 giri/min) 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 la rendono non più trasportabile dalla fabbrica all'impianto. Diametri esterni dell'ordine di 4,5 metri, lunghezza delle palette dell'ordine di 1 metro, velocità periferiche dell'ordine di 400 m/s all'estremità delle pale, velocità di scarico del vapore dell'ordine di 250 m/s sono valori massimi accettabili, e portano ad una capacità di smaltimento di portata dell'ordine di 150 t/h (alle pressioni usuali di condensazione), che corrispondono indicativamente ad una potenza dell'ordine di 70-80 MW. Quando le palette diventano lunghe anche l'approssimazione che il comportamento fluidodinamico al raggio medio rappresenti soddisfacentemente quanto avviene al raggio interno e a quello esterno non è più accettabile, poiché le velocità periferiche differiscono molto; in queste condizioni è allora necessario realizzare profili aerodinamici diversi al variare del raggio, in modo che i triangoli delle velocità siano corretti ovunque. Palette di questa forma si chiamano "svergolate"; in genere la svergolata si accompagna alla rastremazione, poiché, pur essendo diversi gli scopi, la motivazione è per entrambe la lunghezza elevata della palette, e la realizzazione (una volta abbandonata la forma cilindrica) presenta difficoltà analoghe.

Quando la potenza dell'impianto comporta portate maggiori di quelle sopracitate non c'è altra strada che 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" di alta pressione, e due o più corpi di bassa (talvolta anche alla media) pressione. La realizzazione in corpi separati consente anche di adottare numeri di giri diversi nei corpi di alta e di bassa pressione, pur comportando questo la necessità di avere due alternatori (se l'impianto serve a generare potenza elettrica).

Appare evidente da quanto esposto nelle pagine precedenti che è inappropriato parlare di turbine ad azione e turbine a reazione come di macchine separate, non solo perché in una stessa turbina multipla si hanno elementi sia dell'una sia dell'altra categoria, ma anche perché lungo una stessa pala di una turbina assiale si hanno zone a diverso grado di svergolamento. Una distinzione fra i due tipi di funzionamento ha perciò senso per elementi assiali, o gruppi di essi, con palette a profilo costante e piccolo allungamento l/d , per i quali si possono ritenere pressione e condizioni del fluido costanti ai vari raggi.

5.2.2 FUNZIONAMENTO FUORI PROGETTO: LA REGOLAZIONE

Una macchina funziona *fuori progetto* quando è impiegata in condizioni diverse da quelle previste dal progettista come "nominali" o di massima efficienza; in particolare, la regolazione porta una macchina a funzionare fuori progetto, con lo scopo di variare la potenza erogata. La regolazione può avvenire ad esempio per variazione delle condizioni all'ammissione p_0 e T_0 e delle condizioni allo scarico p_k .

Variazione delle condizioni all'ammissione ed allo scarico

Le conseguenze più rilevanti si risentono sulla portata in massa. A questo scopo, è utile schematizzare la turbina come un insieme di ugelli, ognuno dei quali regolato da leggi analoghe a quelle descritte per gli ugelli nel capitolo ad essi dedicato. Ci si aspetta dunque un andamento della portata elaborata da ciascuno di essi simile a quello riportato nella figura 5.25 (supponendo di avere a che fare con ugelli semplicemente convergenti).

Se questi ugelli si intendono convergenti, il rapporto critico di espansione vale

$$\Pi_{k,cr} \equiv \frac{p_{k,cr}}{p_0} \approx 0.5 .$$

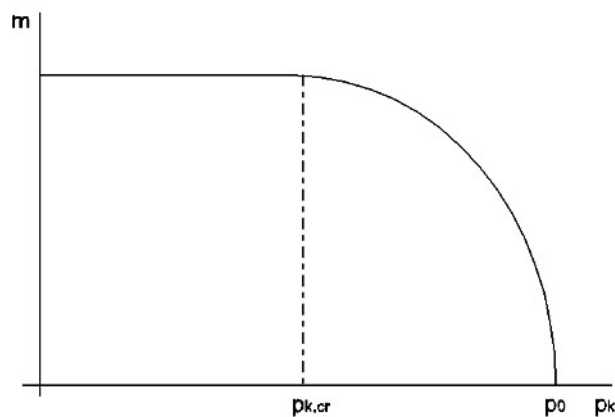


Figura 5.25: Portata in massa in un ugello singolo.

Una turbina pluristadio si può intendere come un insieme di ugelli in serie, pertanto l'andamento della portata sarà simile a quello del singolo ugello, ma con un sensibile abbassamento del rapporto critico delle pressioni all'aumentare del numero degli stadi, come qualitativamente riportato nella figura 5.26.

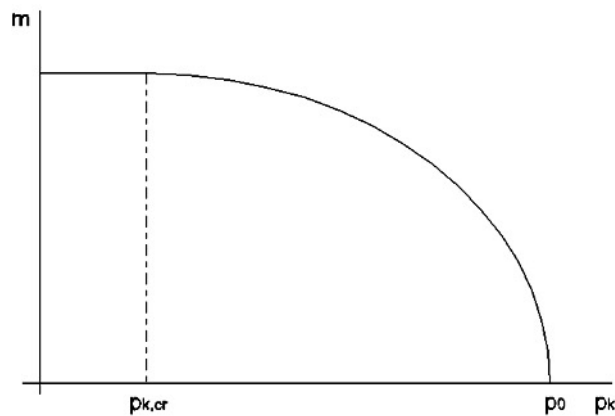


Figura 5.26: Portata in massa in una turbina.

Tale fenomeno si può giustificare pensando il rapporto critico della turbina come il prodotto dei rapporti critici dei singoli stadi, via via decrescente all'aumentare di questi.

Per condizione critica relativa alla turbina si intende quella condizione che rende critico un determinato stadio che la compone. In tale situazione vale la relazione

$$\dot{m} \propto \frac{p_0^0}{\sqrt{p_0^0 v_0^0}}.$$

Si adotti ora l'approssimazione ellittica per il ramo decrescente della caratteristica della portata:

$$\frac{\dot{m}^2}{\dot{m}_{cr}^2} + \frac{(p_k - p_{k,cr})^2}{(p_0^0 - p_{k,cr})^2} = 1,$$

espressione che porta ad individuare un aumento della portata all'aumentare della pressione totale all'ammissione, come rappresentato nella figura 5.27.

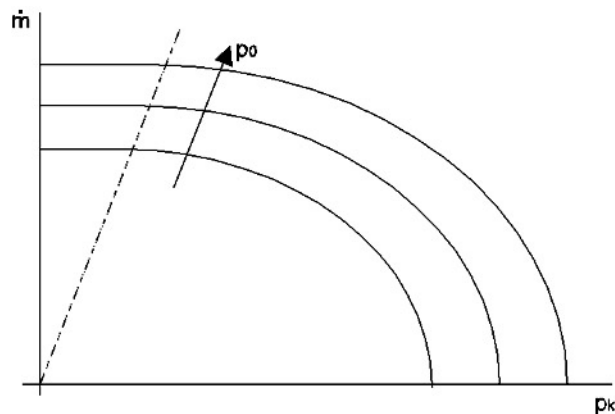


Figura 5.27: Effetto della pressione di ammissione sulla curva di portata.

Simili diagrammi possono essere pensati come sezioni, per un fissato valore della pressione di valle p_0 , del *cono dei consumi*, che traccia l'andamento del consumo della macchina, inteso come portata di fluido smaltita o "consumata", al variare delle pressioni a monte ed a valle della stessa (figura 5.28).

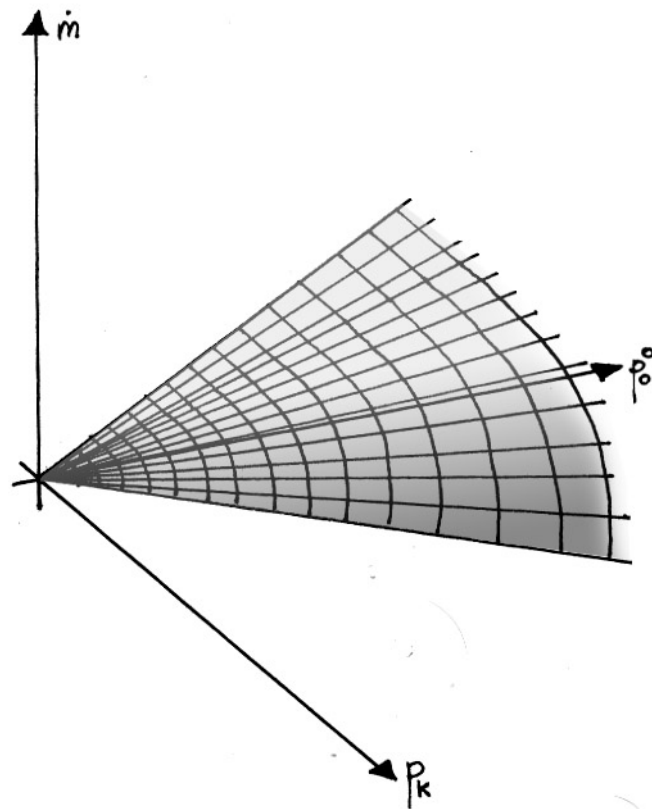


Figura 5.28: Cono dei consumi.

Sezionando il cono dei consumi con un piano corrispondente ad un dato valore della pressione di scarico, si ottiene il grafico qualitativo riportato nella figura 5.29:

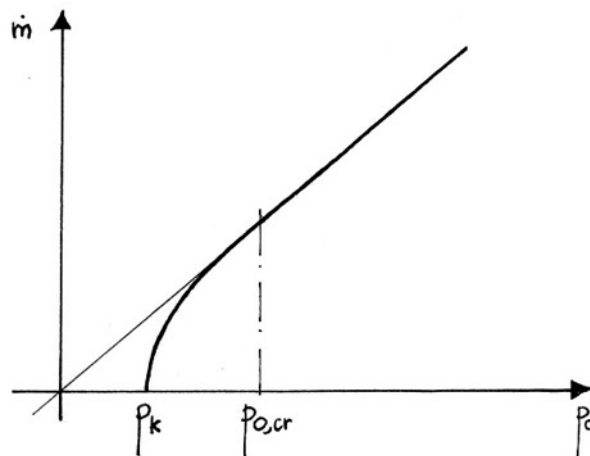


Figura 5.29: Portata di una turbina in funzione della pressione all'ammissione.

Il cono dei consumi, con le relative sezioni, consente dunque di valutare come la portata in massa elaborata vari *regolando* le condizioni di monte e di valle della turbina.

5.2.6 ESERCIZI

1) In un impianto di turbina a vapore rigenerativo con risurriscaldamento viene impiegata quale elemento di testa una ruota Curtis a 2 salti di velocità con le seguenti condizioni di funzionamento (vedi figura esercizio n°2):

- $\dot{m} = 720$ t/h a 3000 giri/min ($\xi=1$), con $u/c_1=0.25\cos\alpha_1$ e $\alpha_1=20^\circ$, $p_0=160$ bar, $t_0=518^\circ\text{C}$.
- volume massico all'uscita del distributore $v_A=0.04$ m³/kg, essendo $\varphi=0.947$.

Compatibilmente con $l/d \geq 0.02$ e comunque con $l_A > 15$ mm valutare il minimo valore del grado di parzializzazione ε che consente di elaborare nel distributore un salto d'entalpia effettivo di 52 kcal/kg.

[$u=155$ m/s; $c_1=660$ m/s; $\varepsilon_{\min}=0.42$]

Nello stesso impianto, nell'ultimo stadio a reazione BP (condizioni di massimo rendimento) è smaltita una portata di 420 t/h con un volume massico che raggiunge i 30 m³/kg. Compatibilmente con la condizione $(l/d)u^2=25000$ (m/s)², con $\alpha_1=45^\circ$ e $u < 380$ m/s stabilire il numero dei flussi necessario a 3000 giri/min.

[3 flussi; $u=366$ m/s; $l=43.4$ cm]

2) Valutare le perdite della ruota Curtis precedente ($\psi=\varphi=\psi'=0.90$) comprese quelle di attrito sul disco e per effetto ventilante. Sono note le condizioni d'ammissione ($p_0=160$ bar e $t_0=518^\circ\text{C}$), le pale sono simmetriche. Calcolare il rendimento η_i dello stadio e le lunghezze delle pale.

[Le entalpie in kcal/kg sono, $i_0=802$; $i_H=744$; $i_A=750$; $i_B=756.1$; $i_C=758.6$; $i_D=759.5$; $i_E=763.5$; $i_F=763.81$]

[$\eta_i=0.66$; $l_A=20$ mm; $l_B=23$ mm; $l_C=25$ mm; $l_D=28$ mm; $w_1=517$ m/s; $w_2=465.3$ m/s; $c_2=332.8$ m/s; $c'_1=299.5$ m/s; $w'_1=200.4$ m/s; $w'_2=180.4$ m/s; $c'_2=183.4$ m/s].

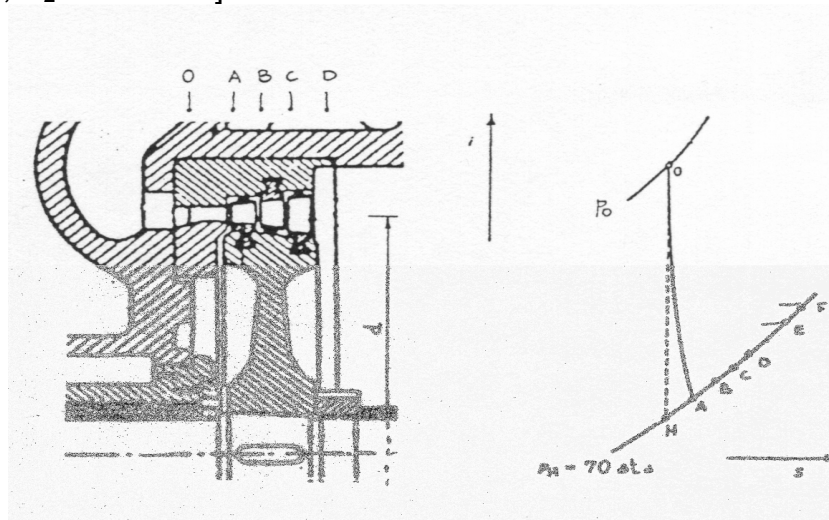


Figura esercizio n°2



- 3) Una turbina assiale ad azione monostadio con $\varepsilon=0.6$ a 3000 giri/min, $u/c_1=0.5\cos\alpha_1$, riceve il vapore a 30 bar e 410 °C. La pala della girante è “simmetrica”, $d=1.35$ m, $\alpha_1=25^\circ$, $l_1=40$ mm, $\xi=0.97$. Assunti $\varphi=0.95$ e $\psi=0.90$, determinare la portata, la potenza utile ($\eta_0=0.98$), il rendimento dello stadio, ammessa dissipata l'energia cinetica dello stadio.

[$\dot{m}=93$ kg/s; $P_u=7.79$ MW; $\eta_{\theta i}=0.72$].

- 4) Una turbina a vapore assiale a reazione con $u/c_1=0.90$ presenta all'ammissione 10 bar e 350°C; la pressione all'uscita del distributore è 8 bar, con $\alpha_1=20^\circ$. Sapendo che $n=3000$ giri/min, i triangoli di velocità sono “simmetrici”, $\dot{m}=150$ t/h, $\varphi=0.95$ e $\psi=0.91$, determinare la pressione di scarico della turbina, il rendimento dello stadio (energia cinetica di scarico recuperata), la potenza utile ($\eta_0=0.97$), la lunghezza radiale l_1 della pala della girante ($\xi=0.95$).

[$p_2=6.2$ bar; $\eta_{\theta i}=0.85$; $P_u=4.04$ MW; $l_1=24$ mm].

- 5) Una turbina a vapore assiale ad azione monostadio “in condizioni di progetto” presenta $d=1$ m, lunghezza radiale della pala $l_1=40$ mm, $\varepsilon=0.6$, $\alpha_1=20^\circ$, $\beta_1=35^\circ$, $\beta_2=145^\circ$, $\varphi=0.96$, $\psi=0.88$, $n=6000$ giri/min. Calcolare la potenza utile ($\eta_0=0.97$) per un'alimentazione a 40 bar e 400°C.

[$c_1=696$ m/s; $\dot{m}=68.9$ Kg/s; $P_u=13.4$ MW].