

# **POLITECNICO DI MILANO**

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea Magistrale - Specialista in Ingegneria  
Energetica



## **Sviluppo di un codice 1-D per il calcolo di turbine assiali**

Relatore: Prof. Federico VIGANÒ

Tesi di Laurea Magistrale - Specialistica di:

Enzo DE NICOLA Mat. 771451  
Ahmed MOHAMED YACOUB Mat. 752160

Anno Accademico 2012 – 2013

# Indice

<b>Abstract.....</b>	<b>6</b>
<b>Abstract in lingua inglese.....</b>	<b>7</b>
Elenco dei simboli .....	8
<b>1 Teoria.....</b>	<b>11</b>
1.1 Teoria fondamentale delle turbine assiali .....	11
1.2 Le perdite .....	18
1.3 Le natura delle sorgenti di perdita.....	23
<b>2 Descrizione di differenti modelli di perdita .....</b>	<b>26</b>
2.1 Ainley & Mathieson .....	26
2.2 Dunham & Came.....	33
2.3 Kacker & Okapuu .....	36
<b>3 Metodo di Craig and Cox per la stima delle perdite in turbina .....</b>	<b>41</b>
3.1 Parametri utili geometrici e convenzioni.....	43
3.2 Perdite energetiche del primo gruppo .....	43
3.3 Perdite di profilo .....	44
3.4 Perdite secondarie .....	55
3.5 Perdite di annulus – annulus loss.....	58
3.6 Somma perdite del primo gruppo .....	62
3.7 Le perdite del secondo gruppo .....	63
<b>4 Il codice ST.....</b>	<b>70</b>
4.1 Archittettura del codice .....	70
4.2 Variabili in input.....	71
4.3 Core code .....	73
4.4 Subroutine.....	82
4.5 Calcolo Aree significative .....	82
4.6 Corda .....	86

4.7	Calcolo del backbone .....	87
4.8	Calcolo della viscosità .....	91
4.9	Diametro e altezza di pala.....	93
4.10	Passo ottimo, criterio di Zweifel .....	97
4.11	Stima degli angoli meccanici in uscita da statore e rotore .....	101
4.12	Wall flare angle .....	106
4.13	Perdite 3D e Svergolamento .....	108
4.14	Metodo di Lozza.....	113
<b>5</b>	<b>Analisi e risultati .....</b>	<b>119</b>
5.1	Variazione del numero di giri.....	119
5.2	Variazione di portata .....	126
5.3	Rapporto tra velocità meridiane.....	132
5.4	Analisi del rendimento e delle perdite al variare di U .....	137
5.5	Grado di reazione isoentropico.....	145
5.6	Variazione di Pin, Pout e Tin .....	151
5.7	L'influenza del numero di stadi e del size parameter .....	168
5.8	Effetto dalla variazione del size parameter .....	174
5.9	Confronto tra diverse tipologie di stadio .....	177
5.10	Diagramma $\omega_s - D_s - \eta$ .....	182
<b>6</b>	<b>Sviluppi Futuri .....</b>	<b>183</b>
6.1	Possibile procedura di calcolo Off-Design con Craig and Cox.....	184
6.2	Calcolo off-design implementato.....	186
6.3	Applicazione del metodo .....	187
<b>Bibliografia .....</b>		<b>194</b>

# Indice delle illustrazioni

Figura 1: diagramma entalpia – entropia, è mostrata l'espansione attraverso lo stadio di turbina.....	13
Figura 2: andamento del fattore Y di perdita totale in funzione dell'incidenza $i$ .....	18
Figura 3: variazione della perdita di profilo con l'incidenza, Ainley and Mathieson .....	19
Figura 4: generazione di flussi secondari e profilo di velocità quasi piatto in ingresso alla schiera. ....	21
Figura 5: Surface drag lungo la lastra piana con upstream (1) e downstream (3) uniformi, la pressione statica in 2 è uguale a quella in 1.....	23
Figura 6: sforzo di taglio agisce su un elemento di fluido lungo la linea di flusso .....	25
Figura 7: Palettamento a reazione, (in alto) ; palettamento ad impulso, (in basso) .....	28
Figura 8 Diagramma $h - s$ di stadio.....	42
Figura 9: convenzioni di Craig & Cox.....	43
Figura 10 Lift parameter, $F_L$ .....	45
Figura 11 Basic profile loss.....	45
Figura 12: contraction ratio .....	46
Figura 13: influenza del numero di Reynolds per diversi valori di ruvidità .....	46
Figura 14: trailing edge thickness loss .....	48
Figura 15: perdite d'incidenza.....	49
Figura 16: incidenza basica di stallo positiva .....	52
Figura 17: correzioni incidenza .....	52
Figura 18: incidenza di stallo negativa.....	53
Figura 19: incidenza basica di stallo per valori di angolo meccanico maggiori di 90.....	53
Figura 20: incremento perdita di profilo - Mach .....	54
Figura 21: incremento perdita di profilo – Blade back radius .....	54
Figura 22: esempio di pala shrouded.....	55
Figura 23: secondary loss ratio - AR.....	56
Figura 24: basic secondary loss factor .....	57
Figura 25: annulus wall loss factor.....	59
Figura 26: cavity loss parameters su cavity factor .....	60
Figura 27: sudden expansion .....	61
Figura 28: efficiency debit factor.....	64
Figura 29: wire .....	66
Figura 30: effetto dell'umidità .....	67
Figura 31: algoritmo.....	73

Figura 32: stadio di turbina .....	83
Figura 33: Backbone.....	87
Figura 34: stadio di turbina, altezza di pala .....	93
Figura 35: Altezza di pala di statore e rotore e raggio medio per una turbina assiale 10 stadi.....	95
Figura 36: distribuzione di pressione .....	97
Figura 37: Criterio di Zweifel.....	99
Figura 38: Bordo d'uscita .....	102
Figura 39: rapporto angolo di uscita - Mach.....	102
Figura 40: Wall Flare Angle .....	106
Figura: rappresentazione dei triangoli di velocità lungo l'altezza di pala 41.....	110
Figura 42: rendimento di uno stadio di turbina a vapore a 3000 RPM in funzione della velocità specifica.....	114
Figura 43: perdita di rendimento a velocità di rotazione diverse da 3000 RPM .....	116
Figura 44:andamento delle perdite al variare del numero di giri RPM .....	120
Figura 45:variazione della $V_2$ al variare del numero di RPM.....	122
Figura 46: h/D in funzione del numero di giri RPM .....	123
Figura 47 : rendimento total-total e total static al variare del numero di giri RPM ....	124
Figura 48: rendimento al variare di h .....	125
Figura 49: perdite al variare della portata .....	127
Figura 50: h/D al variare della portata.....	130
Figura 51: rendimenti al variare del coefficiente di portata .....	131
Figura 52: perdite al variare di $V_{2M}/V_{1M}$ .....	133
Figura 53: rendimenti al variare di $V_{2M}/V_{1M}$ .....	134
Figura 54: variazione dell'altezza di pala su $V_{2M}/V_{1M}$ .....	135
Figura 55: perdite al variare di $K_{is}(U)$ .....	138
Figura 56: rendimenti al variare di $K_{is}(U)$ .....	140
Figura 57: triangoli di velocità a diversi valori di U e $K_{is}$ .....	140
Figura 58: variazione velocità assoluta in uscita dal rotore con U .....	141
Figura 59: andamento di h/D al variare di U.....	142
Figura 60: confronto del rendimento tra stadio 2 e stadio 1 in funzione del KIS .....	144
Figura 61: rendimenti ideali stadio ad azione e reazione .....	146
Figura 62: perdite al variare del grado di reazione isoentropico.....	147
Figura 63: Rendimenti al variare del grado di reazione .....	150
Figura 64: rendimento al variare di $P_{in}$ .....	153
Figura 65: cambiamento $\Delta h_{is}$ con $P_{in}$ .....	153
Figura 66: perdite al vairare della pressione in ingresso .....	154
Figura 67: variazione salto entalpico isoentropico, caso B.....	157

Figura 68: variazione perdite al variare di $P_{in}$ .....	157
Figura 69: rendimenti al variare della pressione in ingresso, caso A.....	160
Figura 70: rendimenti al variare di $P_{out}$ .....	161
Figura 71: variazione del salto entalpico rispetto alla pressione d'uscita .....	161
Figura 72: variazione delle perdite con $P_{out}$ .....	162
Figura 73: variazione rendimenti con $T_{in}$ .....	165
Figura 74: variazione dell'entalpia in ingresso con la temperatura.....	165
Figura 75: variazione del salto entalpico isoentropico al variare della temperatura d'entrata .....	166
Figura 76: andamento perdite al variare di $T_{in}$ .....	166
Figura 77: rendimento al variare del numero di stadi, $SP = 0,24$ .....	170
Figura 78: rendimento al variare del numero di stadi, $SP = 0,05$ .....	173
Figura 79: rendimento al variare di $SP$ .....	175
Figura 80: confronto tra turbine .....	180
Figura 81: diagramma color map $\omega_s - D_s - \eta$ .....	182
Figura 82: procedura di calcolo.....	185
Figura 83: rendimento off-design .....	191

# Abstract

---

Nel presente elaborato si mostrano i passi fondamentali che hanno portato all'implementazione di un codice 1D e al suo utilizzo per la stima di rendimenti e perdite di turbine assiali in condizioni di design.

Viene mostrato il background teorico che sta alla base dei metodi di stima delle perdite, con particolare attenzione per il metodo di Craig and Cox. Quindi si sono esposte le strategie di calcolo e le ipotesi assunte per poter per applicare numericamente tale metodo.

Dopo averlo costruito, il codice è stato utilizzato per poter analizzare l'influenza della variazione dei parametri di input sull'andamento dei rendimenti. Si è posta particolare attenzione su come le perdite allo statore e al rotore reagiscano alla variazione di portata, velocità di rotazione, velocità periferica, grado di reazione isoentropico, condizioni termodinamiche di ingresso e numero di stadi.

Infine si mostrano quali modifiche si potrebbero adottare al fine di utilizzare il codice in condizioni di off-design.

# Abstract in lingua inglese

---

In this study is shown the basic steps that have led to the creation of 1D code and its use for estimating efficiencies and losses of an axial turbine working at design condition.

The investigation is primarily focused on the theoretical background that underlies the methods used to calculate the losses, with particular care to Craig and Cox correlations. Then, the strategies and the assumptions made in order to apply this loss model numerically are given.

Once built, the code has been used to analyze the influence of the variation of input parameters on the efficiency. The study analysis is made on how losses in the stator and in the rotor react to the change of flow rate, speed rotation, peripheral speed, ideal reaction degree, inlet thermodynamic conditions and number of stages.

Finally, it's shown what changes could be adopted in order to use the code in off-design conditions.

# Elenco dei simboli

$AR$	<i>aspect ratio</i>
$B$	costante per pale shrouded e unshrouded
$c$	corda
$C_D$	Drag coefficient
$C_L$	Lift parameter
$C_x$	corda assiale
$C, V$	Velocità assoluta
CR	Contraction ratio
e/h	<i>distance ratio</i>
e	Back surface radius.
$F$	Forza
FL	Lift parameter
Fa	Cavity factor
$g$	Accelerazione gravitazionale
$h/c$	Aspect ratio
$h_T$	rotalpia
$h,z$	altezza di pala, entalpia
$i_s$	incidenza di stallo
$i$	angolo d' incidenza
$i + \text{stall}$	Incidenza di stallo positiva
$i - \text{stall}$	Incidenza di stallo negativa
$K_{is}$	Coefficiente di carico isentropico
$k$	tip clearance [m], rapporto dei calori specifici
$K_P$	costante di Dunham & Came
$L_{eu}$	Lavoro di Euleriano
$M, Ma$	numero di Mach
$\dot{m}$	Portata [kg/s]
$M_e$	Momento delle forze esterne
$n$	Versore normale
$P$	pressione
$q$	Calore specifico trasferito al fluido
Re	Numero di Reynolds
$r$	raggio
$R_e$	numero di Reynolds
$s$	passo
$t$	spessore profilo
Te	Spessore bordo d'uscita
$U$	Velocità periferica
$W$	Velocità relativa
$w$	Lavoro specifico [kJ/kg]

X	Coefficiente di perdita
Y	coefficiente di perdita di pressione totale
Z	coefficiente di carico

## Lettere greche

$\alpha$	angolo fluidodinamico della velocità assoluta
$\alpha'$	angolo meccanico in ingresso
$\beta$	angolo fluidodinamico della velocità relativa
$\gamma$	rapporto del calore specifico $c_p/c_v$
$\zeta$	Coefficiente di perdita correlato ad un salto entalpico ideale
$\zeta'$	Coefficiente di perdita correlato ad un salto entalpico reale
$\eta$	rendimento
$\lambda$	coefficiente della perdita secondaria in AM
$\phi_e$	Carry over coefficient
$\varphi$	Coefficiente di riduzione della velocità assoluta
$\chi_{AR}$	coefficiente correttivo per la perdita secondaria DC
$\chi_i$	coefficiente di correzione per AM
$\chi_{Re}$	coefficiente correttivo di Reynolds
$\psi$	Coefficiente di riduzione della velocità relativa
$\omega$	Velocità di rotazione [rad/s]

## Pedici

0	Ingresso statore, condizioni termodinamiche statiche in ingresso allo statore
1	Uscita statore, ingresso rotore
2	Uscita rotore
17	Componente tangenziale uscita statore, ingresso rotore
2T	Componente tangenziale uscita rotore
00	Condizioni termodinamiche totali in ingresso allo statore
01	Condizioni termodinamiche totali in ingresso al rotore
02	Condizioni termodinamiche totali in uscita dal rotore
1s	Condizioni termodinamiche isoentropiche in ingresso al rotore
2s	Condizioni termodinamiche isoentropiche in uscita dal rotore
2ss	Condizioni termodinamiche isoentropiche in uscita dallo stadio
a1,a	Annulus
a2, a3	cavity
hub	hub
i	incidenza

<i>in</i>	ingresso
<i>is</i>	isentropico
<i>mean, m</i>	medio
<i>min</i>	minimo
<i>M</i>	Meridiana
<i>out</i>	uscita
<i>p</i>	profilo
<i>r</i>	radiale
<i>rel</i>	relativo
<i>s</i>	Stallo, secondaria
<i>s/e</i>	Back curvature.
<i>shock</i>	Onda d'urto
<i>T</i>	tangenziale
<i>TC</i>	Tip clearance
<i>te, TE</i>	trailing edge
<i>tip</i>	tip
<i>tt</i>	Total-total
<i>ts</i>	Total-static
<i>tot</i>	totale

## Abbreviazioni

<i>AM</i>	Anley & Matheison
<i>CC</i>	Craig & Cox
<i>DC</i>	Dunham & Came
<i>KO</i>	Kacker & Okappu
<i>AR</i>	Aspect ratio

# 1 Teoria

---

## 1.1 Teoria fondamentale delle turbine assiali

Il concetto fondamentale che sta alla base del funzionamento delle turbine a gas o a vapore è quello di estrarre lavoro dal flusso in entrata per trasformarlo in lavoro meccanico mettendo in rotazione l'asse della macchina. Il flusso in entrata ha una velocità assoluta  $C$  che, passando attraverso lo statore, può essere suddivisa in tre componenti: componente assiale o meridiana ( $C_M$ ), componente tangenziale ( $C_T$ ) e componente radiale ( $C_r$ ).

L'interazione fluido-rotore è regolata dal principio di conservazione del momento della quantità di moto. Esso può essere così formulato: "l'incremento del momento della quantità di moto della corrente nell'unità di tempo egualia il momento esterno". Applicando tale principio alla palettatura del rotore e osservando che soltanto le componenti tangenziali della velocità hanno momento non nullo rispetto all'asse di rotazione, l'incremento di momento della quantità di moto nell'unità di tempo della corrente fluida sarà dato da:

$$\dot{m} \cdot (r_2 C_{2T} - r_1 C_{1T})$$

In cui  $\dot{m}$  è la portata massica,  $r_1$  e  $r_2$  sono i raggi medi,  $C_{2T}$  e  $C_{1T}$  sono le velocità tangenziali nelle rispettive sezioni. Integrando tale valore dalla base all'apice della pala si ottiene il momento delle forze esterne:

$$M_e = \int_{hub}^{tip} \dot{m} \cdot (r_2 C_{2T} - r_1 C_{1T}) dr$$

La potenza per unità di flusso di massa ( $W/\dot{m}$ ) è il prodotto tra il momento e la velocità angolare  $\omega$  e può essere espresso nel modo seguente:

$$w = \frac{1}{\dot{m}} \int_{hub}^{tip} \omega \cdot [\dot{m} \cdot (r_2 C_{2T} - r_1 C_{1T})] dr$$

Considerando, poi che la velocità di rotazione è  $U = \omega \cdot r$  si ottiene:

$$w = \int_{hub}^{tip} \frac{M \cdot \omega}{\dot{m}} dr = \int_{hub}^{tip} (U_2 C_{2T} - U_1 C_{1T}) dr$$

Da cui si ricava l'equazione di Eulero, che governa gli scambi di lavoro tra fluido e macchina.

$$L_{eu} = U_2 C_{2T} - U_1 C_{1T} \quad (a)$$

Quando il flusso passa all'interno del rotore subisce un cambiamento di energia totale. Per una turbina ad azione (grado di reazione zero) ciò avviene perché il flusso nel rotore viene solamente deviato. Per una turbina a reazione ciò è dovuto sia alla deviazione del flusso che all'accelerazione del rotore che provoca un cambiamento nella velocità tangenziale del fluido. Esprimendo il bilancio energetico sull'elementino di fluido otteniamo:

$$dq - dw = d \left( h + \frac{1}{2} C^2 + gz \right) \quad (b)$$

- q Calore specifico trasferito al fluido
- w Lavoro specifico svolto dal fluido
- h Entalpia
- V Velocità
- g Accelerazione gravitazionale
- z Altezza

Possiamo assumere che la turbina sia una macchina adiabatica, quindi lo scambio di calore è trascurabile se confrontato con lo scambio di lavoro meccanico. Similmente l'effetto della quota può essere ignorato cosicché  $q \approx 0$  e  $z \approx 0$ .

Per lo statore possiamo definire l'entalpia totale:

$$h_{00} = h_0 + \frac{1}{2} V^2$$

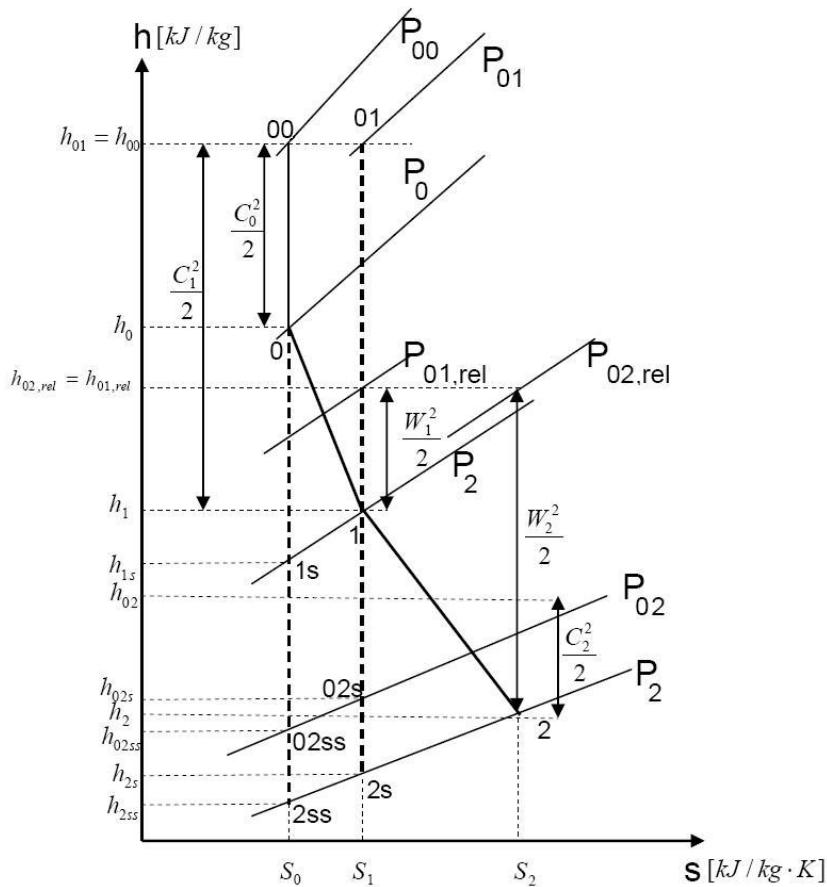
Per il rotore definiamo l'entalpia totale relativa:

$$h_{0,rel} = h + \frac{1}{2} W^2$$

In cui  $W$  è il vettore della velocità relativa espresso come  $W = V - U$ . Combinando l'equazione (a) con l'equazione (b) possiamo scrivere quanto segue:

$$\Delta h_0 = U_2 V_{2T} - U_1 V_{1T} = w$$

Il processo, da quando il fluido entra nello statore (0), entra nel rotore (1) fino a quando esce dallo rotore è rappresentato nella seguente figura



**Figura 1: diagramma entalpia – entropia, è mostrata l'espansione attraverso lo stadio di turbina.**

All'interno dello statore l'entalpia totale si conserva rimanendo inalterata tra entrata e uscita. All'ingresso il fluido ha una pressione statica pari a  $P_0$  e una velocità assoluta pari a  $C_0$ , si può quindi individuare un'entalpia totale  $h_{00}$ , somma di entalpia statica  $h_0$

ed energia cinetica  $0,5C_0^2$ . Il fluido espande ed accelera fino a  $C_1$ . La componente statica dell'entalpia sarà quindi diminuita a vantaggio di quella dinamica.

Attraverso il rotore la velocità relativa aumenta passando da  $W_1$  a  $W_2$  e la velocità assoluta diminuisce da  $C_1$  fino a  $C_2$ .

Nello statore non viene estratto lavoro e si può scrivere:

$$h_{00} = h_{01} \rightarrow h_0 - h_1 = \frac{1}{2}(C_1^2 - C_0^2)$$

Per analizzare quanto avviene nel rotore bisogna introdurre la rotalpia e sottolineare che essa rimane costante a cavallo di esso:

$$\text{rotalpia} = h_T = h + \frac{1}{2}W^2 - \frac{1}{2}U^2 = \text{cost}$$

Considerando la rotalpia costante tra la sezione 1 e 2 otteniamo:

$$h_1 - h_2 = \frac{1}{2}[(U_1^2 - U_2^2) - (W_1^2 - W_2^2)]$$

Esprimendo il lavoro specifico compiuto dal fluido come la differenza tra entalpia totale in entrata al rotore e in uscita dal rotore possiamo scrivere la relazione seguente:

$$w = h_{01} - h_{02} = \frac{1}{2}[(U_1^2 - U_2^2) - (W_1^2 - W_2^2) - (C_1^2 - C_2^2)]$$

Un importante parametro è il coefficiente di carico dello stadio, definito come:

$$K_{is} = \frac{2 \cdot (h_{00} - h_{2ss})}{U^2}$$

### 1.1.1 Rendimenti

Attraverso il rendimento si quantifica la differenza tra il lavoro isoentropico ideale e il lavoro realmente estraibile dallo stadio di turbina. Questa differenza è dovuta alle irreversibilità dell'espansione che provocano un aumento dell'entropia. Quindi, pur terminando alla stessa pressione, la linea dell'espansione viene spostata verso destra causando una diminuzione del salto di entalpia. Con riferimento alla **Errore. L'origine iferimento non è stata trovata.** possono essere utilizzati diverse definizioni di rendimento a seconda delle esigenze.

Rendimento *total to total*:

$$\eta_{tt} = \frac{h_{00} - h_{02}}{h_{00} - h_{02ss}}$$

Il rendimento total to total considera l'energia cinetica in uscita dal rotore come totalmente sfruttabile nello stadio successivo. L'energia cinetica allo scarico viene sottratta al denominatore perché non costituisce una perdita.

Rendimento *total to static*:

$$\eta_{ts} = \frac{h_{00} - h_{02}}{h_{00} - h_{2ss}}$$

Il rendimento total to static considera come persa tutta l'energia cinetica allo scarico. Il salto entalpico al denominatore è valutato tra l'entalpia totale all'entrata dello stadio e l'entalpia statica all'uscita. Viene utilizzato, per esempio, all'ultimo stadio dove non è possibile un recupero di energia cinetica.

Rendimento con *carry over coefficient*:

$$\eta_{\phi e} = \frac{h_{00} - h_{02}}{(h_{00} - h_{02ss}) \cdot \phi_e}$$

Con questo rendimento si tiene conto dell'energia cinetica effettivamente recuperabile allo scarico dello stadio. Il *carry over coefficient* ha un valore compreso tra 0 e 1, il risultato è un rendimento intermedio tra i due presentati precedentemente.

### 1.1.2 Coefficienti di perdita

Un'altra modalità per rappresentare il rapporto tra lavoro specifico reale e lavoro specifico ideale è introdurre i coefficienti di perdita. Normalmente si differenziano i coefficienti di perdita tra statore e rotore e possono essere espressi in due modi differenti:

- Correlando le perdite con il salto entalpico isoentropico “*total to static*” reso disponibile tra monte e valle della schiera ( $\zeta$ )

Statore: 
$$\zeta = \frac{h_1 - h_{1s}}{h_{00} - h_{1s}} = 1 - \varphi^2$$

Rotore: 
$$\zeta = \frac{h_2 - h_{2s}}{h_{01} - h_{2s}} = 1 - \psi^2$$

- Correlando le predite con l'energia cinetica effettivamente sviluppata nel palettamento, e perciò al salto entalpico realmente sfruttato per accelerare il fluido ( $\zeta'$ )

Statore: 
$$\zeta' = \frac{h_1 - h_{1s}}{h_{00} - h_1} = \frac{1}{\varphi^2} - 1$$

Rotore: 
$$\zeta' = \frac{h_2 - h_{2s}}{h_{01} - h_2} = \frac{1}{\psi^2} - 1$$

Il secondo metodo presentato appare più coerente con l'uso della fluidodinamica di esprimere le perdite come una frazione dell'energia cinetica (in ingresso o in uscita).

Il legame tra le due modalità di rappresentazione delle perdite può essere dimostrato come segue:

per uno statore vale

$$\frac{C_0^2}{2} + h_0 = \frac{C_1^2}{2} + \left( h_{1s} + \zeta' \frac{C_1^2}{2} \right)$$

Da cui risulta

$$C_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta'}} \cdot \sqrt{2(h_{00} - h_{1s})} = \varphi \sqrt{2(h_{00} - h_{1s})}$$

Con

$$\zeta' = \frac{1}{\varphi^2} - 1$$

Sono stati introdotti i coefficienti di riduzione di velocità assoluta e relativa, rispettivamente per la schiera statorica e rotorica. Questi coefficienti sono stati utilizzati per la progettazione dei triangoli di velocità a partire dai coefficienti di perdita e sono così definiti:

$$\varphi = \frac{C_1}{C_{1,is}} \quad \psi = \frac{W_2}{W_{2,is}}$$

Le perdite energetiche possono anche essere valutate come perdite di pressione totale tra monte e valle della schiera, con riferimento alla Figura 1

$$P_{00} - P_{01} = Y(P_{01} - P_1)$$

La relazione tra  $Y$  e  $\zeta'$  per il caso di un gas perfetto può essere approssimato dalla:

$$Y = \zeta' \left( 1 + k \frac{Ma_1^2}{2} \right)$$

Dove  $Ma$  è il numero di Mach e  $k$  è il rapporto dei calori specifici a pressione e volume costanti.

## 1.2 Le perdite

Le perdite energetiche di un palattamento possono essere considerate la somma di quattro contributi distinti:

- **Perdite di profilo**, conseguenti alle dissipazioni di energia meccanica dello strato limite;
- **Perdite di annulus**, che avvengono all'interno dello strato limite aderente alle superfici cilindriche di contorno esterno ed interno del palettamento;
- **Perdite "secondarie"** associate a componenti delle velocità giacenti su piani normali alla direzione principale del flusso, e causate da squilibrio nel vano interpalare tra le forze di pressione e quelle centrifughe;
- **Perdite associate ai giochi di estremità**, tra pale rotoriche e carcassa o tra pale statori che e mozzo.

Nella figura seguente sono riportate le perdite in funzione dell'incidenza del profilo

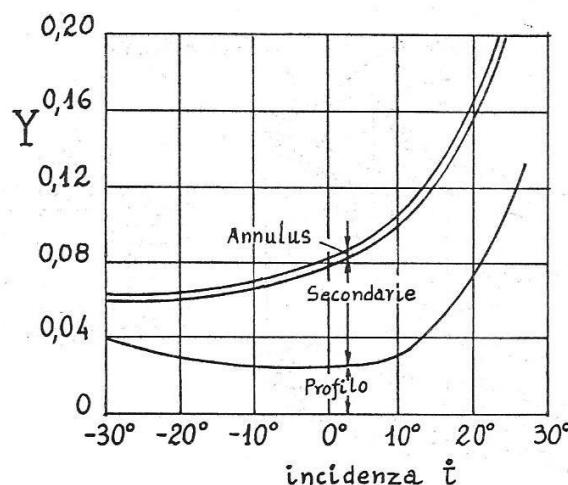


Figura 2: andamento del fattore  $Y$  di perdita totale in funzione dell'incidenza  $i$

Dalla figura si può apprezzare il peso delle diverse perdite sul totale, in particolare si nota come le perdite di annulus siano limitate rispetto alle secondarie, motivo per cui molti autori le fondono alle perdite secondarie.

### 1.2.1 Perdite di profilo

Le **perdite di profilo** avvengono sulla superficie della pala a cause dell'ispessimento dello strato limite che provoca un aumento dell'attrito e una diminuzione dell'area di passaggio del flusso. Nelle perdite di profilo sono comprese altri fenomeni come la separazione dello strato limite lungo la pala e il bordo d'uscita e anche i fenomeni di mescolamento che avvengono immediatamente a valle della pala. Già Ainley e Mathieson notarono alcune tendenze nello sviluppo delle perdite di profilo, per esempio che tale tipologia di perdita è maggiore in uno stadio di turbina ad azione, piuttosto che in una a reazione nel quale lo strato limite è soggetto a un gradiente di pressione favorevole<sup>1</sup>.

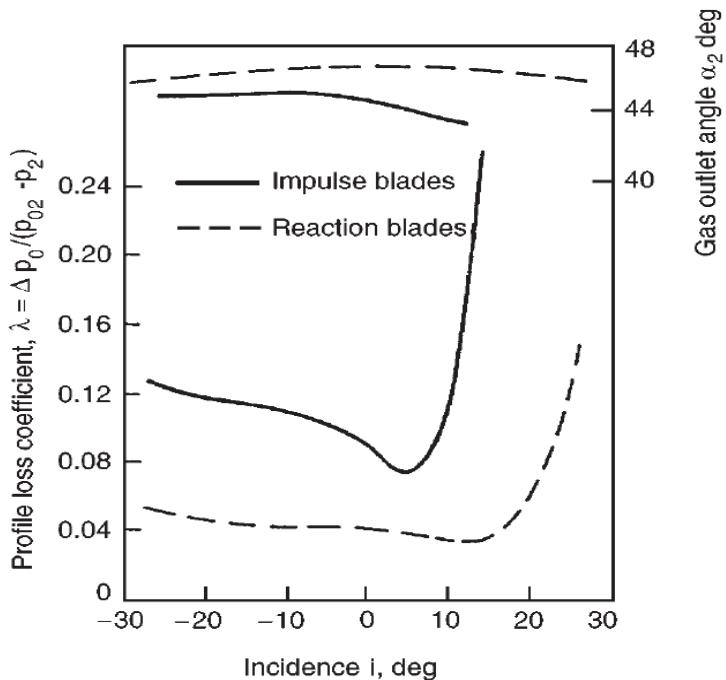


Figura 3: variazione della perdita di profilo con l'incidenza, Ainley and Mathieson

Le perdite di profilo sono favorite dall'aumento delle dimensioni della superficie su cui scorre il flusso, perché un'area ampia offre maggiore possibilità allo sviluppo di fenomeni di attrito su di essa. Un parametro fondamentale per valutare tale perdita è il rapporto corda-passo. Il suo aumento fa aumentare la superficie delle pale e quindi le perdite per attrito, la sua diminuzione comporta la possibilità di distacco di vena perché se il passo aumenta dovrà diminuire il numero di pale e quelle rimaste dovranno aumentare di dimensioni. E' ovvio che esisterà un valore di ottimo in grado di minimizzare le perdite di profilo.

<sup>1</sup> S.L. Dixon, B.Eng. : "Fluid Mechanics: Thermodynamics of Turbomachinery"

Altri parametri importanti per la stima di queste perdite sono lo spessore del bordo d'uscita, il numero di Reynolds e di Mach.

### 1.2.2 Perdite secondarie e di annulus

Le **perdite secondarie** sono legate ai flussi tridimensionali che si sviluppano a causa della deflessione della corrente, in presenza di disuniformità della componente assiale della velocità in ingresso. La disuniformità viene attribuita agli effetti viscosi dello strato limite in contatto con le pareti dell'annulus, ma può anche attribuirsi alla curvatura del canale meridiano sul piano della macchina.

Le **perdite di annulus** sono spesso accorpate a quelle secondarie, con la differenza che mentre quest'ultime si sviluppano nello spazio tra due pale, quelle di annulus si sviluppano lungo l'anello perimetrale della schiera.

Si può supporre che il profilo delle velocità assiali in ingresso alla schiera sia piatto e cioè che dalla base all'apice la velocità del flusso sia sostanzialmente costante, ad eccezione della zona più vicina al mozzo e alla cassa in cui la velocità diminuisce fino ad annullarsi. Si suppone anche che le pale non siano svergolate.

La pressione in direzione radiale sull'intradosso della pala è costante. Le forze centrifughe equilibrano quelle di pressione lontano dalla estremità delle pale ottenendo un flusso bidimensionale, che si muove solo sul piano su cui giacciono i profili delle pale. In prossimità del mozzo e della cassa le velocità sono troppo basse e le forze centrifughe possono equilibrare la pressione solo se il flusso si incurva maggiormente.

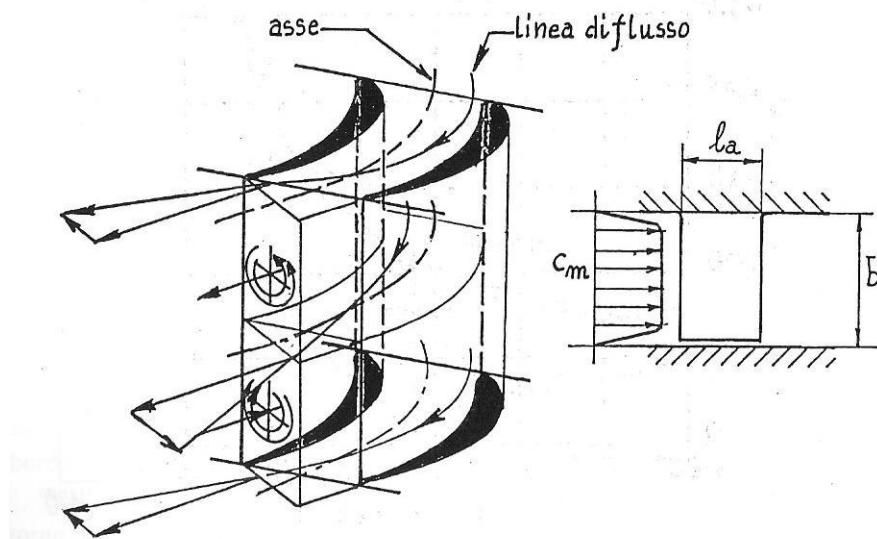


Figura 4: generazione di flussi secondari e profilo di velocità quasi piatto in ingresso alla schiera.

Si generano dei vortici che provocano delle significative perdite energetiche. Tale effetto può essere rappresentato anche tramite la seguente equazione dell'equilibrio radiale:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial n} = \frac{C_t^2}{r}$$

Perché sussista l'equilibrio radiale il campo delle forze di inerzia deve essere equilibrato dal campo di forze di pressione in direzione radiale. Le forze di inerzia sono l'effetto del campo centrifugo cui è sottoposto il flusso in uscita dal canale palare. A valle della palettatura infatti, la deflessione in direzione tangenziale subita dal flusso attraverso la schiera, conferisce alle particelle un moto elicoidale attorno all'asse della macchina, come mostrato in Figura 4. La forza di reazione che contrasta il carico centrifugo, garantendo l'equilibrio è generata da un gradiente di pressione in direzione radiale diretto verso l'esterno della curvatura. L'intensità del gradiente di pressione sarà dunque proporzionale alla velocità tangenziale del fluido detta  $C_t$ .

Importanti parametri sono la geometria della palettatura, il numero di Mach e lo strato limite in ingresso. Fondamentale è anche l'angolo di deviazione del flusso, l'aspect ratio (AR), il rapporto passo-corda, l'ampiezza dell'angolo e lo spessore del bordo d'attacco.

Per alti angoli di deviazione i flussi secondari aumentano come se aumentasse il carico sulla pala e il gradiente di pressione. Il carico è anche influenzato dal rapporto passo-corda. Per alti aspect ratio, invece, le perdite di annulus diminuiscono perché una percentuale minore di flusso è a contatto con la parete ferma della cassa. Infine il numero di Mach ha influenza perché l'alta velocità del flusso riduce lo spessore dello strato limite riducendo la possibilità di sviluppo delle perdite secondarie.

### 1.2.3 Perdite di estremità

Per quanto riguarda le perdite di estremità, ci sarà sempre uno spazio tra l'apice delle pale rotoriche e la cassa o tra l'apice delle pale statoriche e l'asse, questo fa sì che parte del flusso passi in tali spazi non contribuendo alla generazione di lavoro utile.

Nel caso dello statore, poiché è fermo, le guarnizioni risultano più efficienti la perdita risulta molto piccola. Nel caso del rotore il passaggio di flusso tra apice e cassa è favorito dalla differenza tra up e down stream e tra il ventre e il dorso della pala stessa.

Per schiere *unshrouded* questo flusso sopra l'apice della pala provoca dei vortici che vanno a rinforzare i vortici elicoidali che si producono a causa dei flussi secondari.

Per schiere *shrouded* la differenza di velocità tra flusso principale e flusso di perdita portano alla dissipazione di energia e alla generazione di entropia nel momento in cui i due flussi si riuniscono, inoltre anche l'angolo di ingresso del flusso nel nuovo stadio viene influenzato.

I parametri principali che influenzano tale perdita sono lo spazio tra apice di pala e cassa o asse, spessore dello strato limite in ingresso, il carico sulla pala e l'angolo di incidenza.

## 1.3 Le natura delle sorgenti di perdita

La reale natura delle perdite può essere ricondotta, a livello microscopico, a soli effetti viscosi. A livello macroscopico invece le sorgenti di perdita possono essere suddivise in quattro categorie:

- Surface drag
- Mixing
- Schok loss
- Shear work

### 1.3.1 Surface drag

Consideriamo le palette di turbina come lame piatte con un passo  $s$ . A monte il flusso è uniforme e incompressibile. Questo significa che la pressione totale, statica e la velocità sono costanti attraverso tutto il passo e sono indicati con  $P_{01}$ ,  $P_1$  e  $C_1$ . Al bordo d'uscita dalla lama la velocità non è più uniforme a causa della resistenza superficiale sulla lunghezza della pala, ma la pressione statica sarà ancora approssimativamente costante. Individuiamo la pressione totale  $P_{02}$ , la pressione statica  $P_2$  e la velocità  $C_2$ . Lontano dal bordo d'uscita le condizioni  $P_{03}$ ,  $P_3$  e  $C_3$  tornano ad essere uniformi secondo lo schema seguente:

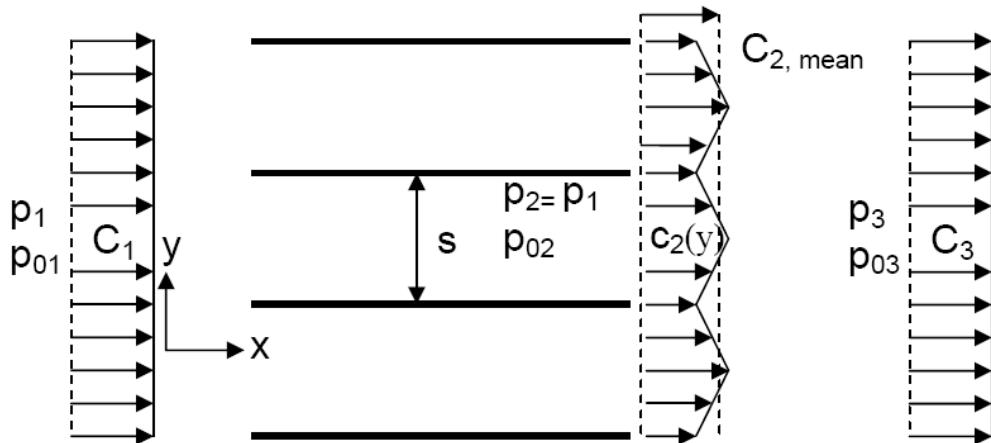


Figura 5: Surface drag lungo la lastra piana con upstream (1) e downstream (3) uniformi, la pressione statica in 2 è uguale a quella in 1

Dall'assunzione di flusso incompressibile, attraverso l'equazione di continuità deriva che la velocità  $C_1$  uguaglia la  $C_3$ . Se consideriamo un fluido viscoso sulla pala si formerà uno strato limite e la presenza di questo comporterà una riduzione della portata

passante attraverso le pale, per l'equazione di conservazione della massa si potrà scrivere:

$$C_1 \cdot s = C_3 \cdot s = \int_0^s C_2(y) dy = C_{2,media} \cdot (s - \delta)$$

In cui si è definita una velocità  $C_{2,media}$  compatibile con la riduzione dello spazio tra le pale a causa dello sviluppo dello strato limite  $\delta$ . La forza totale che si sviluppa sulla lastra è calcolabile moltiplicando la differenza di pressione statica per il passo

$$F = (P_1 - P_3) \cdot s$$

Si potrebbe ottenere lo stesso risultato utilizzando le pressioni totali dato che le velocità del flusso in 1 2 3 sono uguali. La distribuzione uniforme significa anche che la portata media valutata è uguale alla totale e perciò la perdita può essere ottenuta con la sola conoscenza della resistenza superficiale. Ciò, non permette di descrivere propriamente il meccanismo con cui si sviluppano le perdite, piuttosto da' la possibilità di misurarle.

### 1.3.2 Mixing

In un processo di miscelazione normalmente la pressione statica salirà a scapito della pressione totale, come succede nel processo di miscelazione che avviene dopo il brusco all'allargamento dell'area di passaggio. In questo caso avviene il miscelamento tra due fluidi, uno ad alta e l'altro a bassa velocità. Un altro caso in cui può verificarsi il processo di mixing è quando dopo il bordo d'uscita il flusso dal dorso del profilo si riunisce a quello sul ventre.

### 1.3.3 Shock Loss

Onda d'urto. Attraverso un'onda d'urto il flusso subisce una brusca decelerazione con la presenza di perdite che porteranno all'aumento della pressione statica. Le perdite sono maggiori se è presente un'unica grossa onda d'urto piuttosto che se sono presenti una serie di onde d'urto più piccole. Un'onda d'urto controllata a numeri di mach non eccessivamente alti è un modo piuttosto efficiente di rallentare il flusso. Questo processo è l'elemento fondamentale da considerare nella progettazione di pale supersoniche. D'altra parte se l'onda d'urto non è controllata porta alla separazione dello strato limite e quindi alla generazione di grosse perdite.

### 1.3.4 Shear Work

Come accennato prima è possibile vedere il lavoro di taglio come la sorgente fondamentale di tutte le perdite, può essere individuato ovunque ci sia una differenza di velocità tra due fluidi. Questo è anche il processo che porta alla dissipazione di energia nelle turbolenze. Viene ora mostrato come lo sforzo di taglio porti alla generazione di entropia.

Considerando la Figura 6 possiamo scrivere l'equazione del momento:

$$\rho \cdot C \cdot \frac{\partial C}{\partial x} = \frac{\partial \tau}{\partial y} - \frac{\partial p}{\partial x}$$

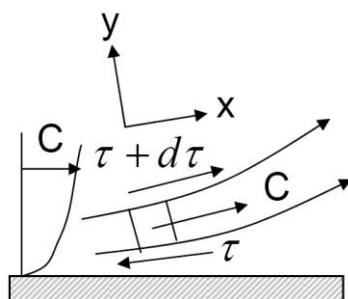


Figura 6: sforzo di taglio agisce su un elemento di fluido lungo la linea di flusso

Il bilancio energetico sull'elemento di fluido, includendo il trasferimento di calore  $q$  in direzione  $y$  può essere scritto:

$$\rho \cdot C \cdot \frac{\partial h_0}{\partial x} = -\frac{\partial q}{\partial y} - \frac{\partial(\tau \cdot C)}{\partial y}$$

Combinando tale relazione con la relazione termodinamica  $T \cdot ds = dh - v \cdot dp$  il risultato è:

$$T \cdot \frac{\partial s}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \tau}{\partial x}$$

Con questa relazione si è legata l'entropia allo sforzo di taglio.

## 2 Descrizione di differenti modelli di perdita

---

Questa sezione ha lo scopo di riassumere i differenti modelli di perdita antecedenti a Craig & Cox. Le correlazioni che verranno mostrate rappresentano l'origine dell'evoluzione dei metodi di calcolo delle prestazioni delle turbine assiali.

### 2.1 Ainley & Mathieson

Ainley e Mathieson (AM) sono ben noti per aver tratto delle correlazioni di perdite di una turbina. Hanno entrambi pubblicato una serie di documenti relativi al tema delle turbine assiali a gas. Si noti che quando questi documenti sono stati scritti tra il 1955 e il 1957, si erano basati su dati di test sperimentalisti di design delle pale e di misure fatte tramite l'utilizzo di strumenti di quell'epoca. Le pale di turbine erano di arco circolare e arco-parabolico, che ai tempi erano considerati "convenzionali". Anche la maggior parte dei dati di test sono con numero Mach basso all'uscita ( $M_{out}$ ), come era comune nel 1950. Con le conoscenze aerodinamiche di oggi, le pale che venivano utilizzate, sarebbero classificate come orribili.

AM avevano come obiettivo di poter prevedere il coefficiente di perdita totale di pressione ( $Y_{tot}$ ) entro  $\pm 15\%$ , il che significa un angolo di uscita del gas con errore di  $\pm 0,02 \cdot \cos^{-1}(o/s)$  e di rendimento globale di stadio di  $\pm 2\%$  del vero valore. Questo grado di accuratezza del design di pale sarebbe stato raggiunto dagli autori.

Le perdite interessate sono, la perdita di profilo, tip clearance loss, perdita secondaria e di off-design dovuta alla variazione dell'angolo di incidenza. La perdita di profilo include correzioni per lo spessore del trailing edge, per la variazione sia del numero di Reynolds (Re) che del numero di Mach ( $M_{out}$ ), come verrà discusso di seguito. I risultati sperimentali delle perdite di Tip sono limitati, dato che erano incerte le correlazioni per le pale shrouded e unshrouded.

Il resto delle perdite tra valore misurato e stimato sono considerate come termine di perdite secondarie che comprendono sia la perdita secondaria che di annulus.

Per il calcolo off-design solo le perdite di profilo vengono corrette mentre le altre perdite sono mantenute costanti. Le correlazioni sono calcolati al diametro medio tra l' ingresso e l' uscita di una schiera e gli angoli definiti dalla direzione assiale.

### 2.1.1 Perdite di profilo

Le perdite di profilo,  $Y_P$  sono calcolate effettuando:

1. La stima delle perdite che intervengono con flusso a incidenza nulla,  $Y_{P(i=0)}$
2. La correzione per includere i contributi che intervengono con un'incidenza diversa da zero

Le perdite a incidenza nulla  $Y_{P(i=0)}$  per palettaggi con angoli  $\alpha'_{in} \neq 0$  e  $\alpha'_{in} \neq \alpha_{out}$  sono espresse (per un valore del rapporto tra spessore massimo  $t_{max}$  e corda  $c$  pari a 0.2) come una combinazione di:

- perdite in una schiera a reazione
- perdite in una schiera ad impulso

in funzione dell'angolo d'uscita  $\alpha_{out}$ , secondo la relazione:

$$Y_{P(i=0)} = \left\{ Y_{P(\alpha'_{in}=0)} + \left( \frac{\alpha'_{in}}{\alpha_{out}} \right)^2 \cdot [Y_{P(\alpha'_{in}=\alpha_{out})} - Y_{P(\alpha'_{in}=0)}] \right\} \cdot \left( \frac{t_{max}/c}{0,2} \right)^{\frac{-\alpha'_{in}}{\alpha_{out}}}$$

in cui l'ultimo fattore estende il modello a valori  $t_{max}/c$  diversi da 0.2. Gli angoli sono del tipo  $\alpha$  per lo statore e  $\beta$  per il rotore.

I grafici riportati in Figura 7 sono stati calcolati mediante prove sperimentali in galleria con schiere di pale con un valore del numero di Reynolds pari a  $2 \cdot 10^5$ , con un rapporto tra spessore del trailing edge ed il passo pari a 0,02 e con un numero di Mach allo scarico minore di 0.6.

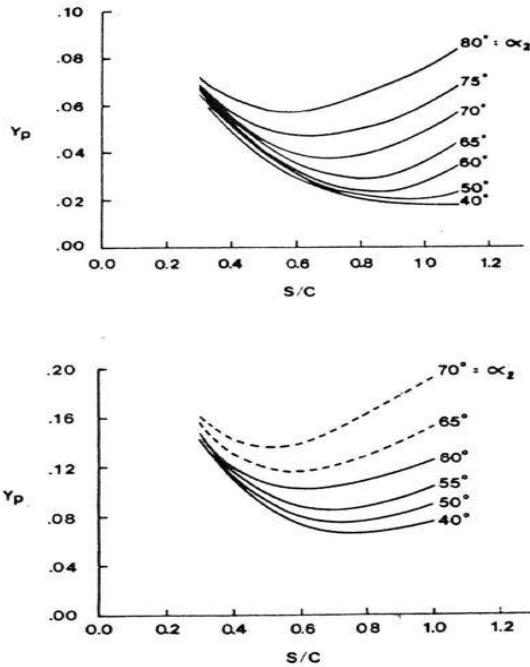


Figura 7: Palettamento a reazione, (in alto) ; palettamento ad impulso, (in basso)

Si può correggere il valore di perdita ottenuto a  $R_e \neq 2 \cdot 10^5$  con la relazione:

$$Y_{P(i=0, R_e \neq 2 \cdot 10^5)} = \left( \frac{10^5}{R_e} \right)^{0,2} Y_{P(i=0, R_e = 2 \cdot 10^5)}$$

La correzione relativa all'impiego di rapporti tra spessore del trailing edge ed il passo pari a 0,02 viene espressa con l'equazione seguente:

$$Y_P = Y_{P(te/s=0,02)} \cdot (1 + 7(te/s - 0,02))$$

Le perdite di profilo a incidenza non nulla si stima in base ad un coefficiente  $\chi_i$  definito come rapporto tra  $Y_P(i \neq 0)$  e  $Y_P(i = 0)$ :

$$\chi_i = \frac{Y_P(i \neq 0)}{Y_P(i = 0)}$$

Il calcolo del coefficiente  $\chi_i$  procede come segue.

- Si definisce l'incidenza di stallo  $i_s$  come l'incidenza alla quale  $Y_p$  diviene il doppio del valore ottenuto ad incidenza nulla, ovvero:

$$Y_p(i \neq 0) = 2 \cdot Y_p(i = 0)$$

- L'incidenza di stallo  $i_s$  per schiere con rapporto  $s/c = 0.75$  è espressa in funzione del rapporto fra angolo del flusso all'ingresso e allo scarico  $\alpha_{in}/\alpha_{out}$  per vari valori dell'angolo  $\alpha_{out}$ .
- Quando  $s/c = 0.75$  occorre correggere il valore di  $\alpha_{out}$  nel rapporto  $\alpha_1/\alpha_{out}$ .
- Anche l'incidenza di stallo  $i_s$  deve essere corretta quando  $s/c \neq 0.75$ . La variazione da apportare  $\Delta i_s$  si ricava in funzione del rapporto  $s/c$ .
- Il valore  $i_{s(s/c=0.75)} + \Delta i_s$  è, per definizione, quello che corrisponde ad una perdita di profilo doppia rispetto a quella ottenuta ad incidenza nulla.
- Noto il valore effettivo di incidenza  $i$  al quale lavorano le pale in fase di progetto, si ricava il coefficiente  $\chi_i$  in funzione del rapporto  $i/i_s$ . Noto  $\chi_i$  si può infine determinare l'andamento della variazione dell'angolo in uscita dalla schiera  $\alpha_2$  rispetto all'angolo  $\alpha_{out}(Y_{p,min})$  che corrisponde a minime perdite di profilo in funzione del rapporto  $Y_p / Y_{p,min}$ .

## 2.1.2 Perdite secondarie

Le perdite secondarie sono state introdotte da Ainley & Matheison per considerare principalmente le perdite di fine pala. AM iniziarono con l'assunzione che non ci fosse un tip clearance e che la regione di fine pala dipendesse fortemente dallo spessore dello strato limite.

Da queste assunzioni si ha che la perdita secondaria è inversamente proporzionale a  $1/h$ , un andamento che segue molto bene le misure sperimentali. Una relazione sulla resistenza dovuta alle perdite secondarie venne dichiarata da AM, presa inizialmente da Carter (1948).

La legge empirica della perdita secondaria è :

$$C_D = \lambda \cdot \frac{C_L^2}{s/c}$$

$C_L$  è il *lift parameter* e si può calcolare dalla seguente equazione sulla circolazione:

$$C_L = 2 \cdot \frac{s}{c} (\tan(\alpha_{in}) - \tan(\alpha_{out})) \cdot \cos(\alpha_m)$$

Dove la costante  $\lambda$  è dipendente dalla distribuzione della velocità e dallo spessore dello strato limite, ed è stata determinata sperimentalmente. Il valore di  $\lambda$  è inversamente proporzionale all'accelerazione del fluido attraverso la schiera statorica/rotorica e aumenta con lo strato limite, dove si sviluppa la maggior parte del flusso secondario.

Con l'equazione della legge empirica e l'assunzione di un fluido incomprimibile si può ricavare un'equazione che definisce la perdita di pressione, come segue:

$$Y_s = C_{D,s} \cdot \frac{\cos^2(\alpha_{out})}{\cos^3(\alpha_m)} \cdot \frac{1}{s/c}$$

$$Y_s = \lambda \cdot \frac{\cos^2(\alpha_{out})}{\cos^3(\alpha_m)} \cdot \frac{C_L^2}{s/c} = \lambda \cdot Z$$

Dove  $Z$  è il noto coefficiente di carico di Ainley & Matheison.

Rielaborando le equazioni precedenti giungiamo al risultato finale della perdita secondaria, espressa come:

$$Y_s = 4 \cdot \lambda \cdot \frac{\cos^2(\alpha_{out})}{\cos^3(\alpha_m)} \cdot \left[ \frac{2 \cdot \frac{s}{c} (\tan(\alpha_{in}) - \tan(\alpha_{out})) \cdot \cos(\alpha_m)}{s/c} \right]^2$$

$$Y_s = 4 \cdot \lambda \cdot \frac{\cos^2(\alpha_{out})}{\cos(\alpha_m)} \cdot (\tan(\alpha_{in}) - \tan(\alpha_{out}))^2$$

Dove l'angolo medio rappresenta la componente in direzione normale alla forza totale che agisce su una pala ed è definito come segue:

$$\alpha_m = \tan^{-1} \left[ \frac{1}{2} (\tan(\alpha_{in}) - \tan(\alpha_{out})) \right]$$

### 2.1.3 Perdita di Tip Leakage

A causa della mancanza di dati e di test accurati sul flusso al Tip, AM forniscono solo 2 semplici equazioni teoriche. Queste equazioni sarebbero state considerate buone finchè non furono pubblicate misure più complete. Per trattare le pale di tipo shrouded o unshrouded, AM fecero l'assunzione che il flusso 3D attraverso una palettatura shrouded desse la metà della portata persa rispetto ad una palettatura unshrouded.

L'equazione legata alle perdite di Tip Clearance è data dalla seguente equazione:

$$Y_{TC} = 4 \cdot B \cdot (k/h) \frac{\cos^2(\alpha_{out})}{\cos(\alpha_m)} \cdot (\tan(\alpha_{in}) - \tan(\alpha_{out}))^2$$

Dove  $k$  è il valore di tip clearance o l'area minima nello shroud,  $B$  rappresenta il parametro costante che vale 0,5 per le schiere shrouded e 0,25 per quelle unshrouded.

## 2.1.4 Riepilogo

Nel riassumere il lavoro svolto da Ainley & Matheison, non si deve dimenticare che sono passati oramai più di 50 anni da quando sono stati svolti i loro studi. Quindi, la geometria della pala era molto diversa dall'attuale stato dell'arte, anche se i principi base restano gli stessi.

Le pale, al giorno d'oggi, lavorano spesso in fase transonica, cosa che non accadeva nel 1950. Ainley & Matheison dichiararono che la curvatura tra la gola e il bordo d'uscita fosse solo uno svantaggio, ma oggi la maggior parte delle pale risultano proprio essere curve fino al bordo d'uscita. Anche lo spessore di pala risulta diverso rispetto a quello degli anni 50, ed in particolare è più alto.

I dati sperimentali erano limitati ed era difficile stabilire delle correlazioni accurate, in particolare per il numero di Mach, tip clearance e il flusso secondario. Bisogna quindi fare attenzione ad usare le loro equazioni che contengono grandi limiti, specialmente per le perdite Off-Design che risultano più grandi rispetto a quello che viene riscontrato con il moderno design di pala.

Tuttavia, sebbene il design è cambiato molto da allora, il loro lavoro risultò molto utile per gli studi successivi, dato che furono usate queste correlazioni come base per ottenere i miglioramenti di cui si può usufruire al giorno d'oggi.

## 2.2 Dunham & Came

Nel 1970 J. Dunham e P.M. Came hanno revisionato le correlazioni proposte da Ainley & Matheison, e i loro miglioramenti sono qui indicati come DC. La revisione fu fatta prendendo dei dati da 16 turbine reali, che furono poi dopo completati con studi su ulteriori 9, fornendo così dei dati sperimentali completi da 25 turbine. La principale debolezza nel metodo di Ainley & Matheison è risultato essere nella sua applicazione a turbine non convenzionali o di piccola dimensione. Le modifiche furono principalmente svolte sulle Perdite Secondarie e di Tip Leakage, ma venne anche fatta una nuova correzione per il Numero di Reynolds e per il Numero di Mach subsonico all'uscita, come mostrato di seguito. Per tutti gli altri casi di carico, le correzioni vengono effettuate con il metodo di Ainley & Matheison che risulta accurato.

### 2.2.1 Perdita di Profilo

Le perdite di profilo di Ainley & Matheison erano considerate accurate, così furono introdotte solo le correzioni per il Numero di Mach e di Reynolds.

$$\text{Se } M_{out} > 1$$

$$Y_P = Y_{P,AM} \cdot [1 + 60 \cdot (M_{out} - 1)^2]$$

Dove,  $Y_{P,AM}$  è stato preso da Ainley & Matheison al paragrafo precedente. La correzione viene fatta solo per Numeri di Mach superiori all'unità, mentre per il Numero di Reynolds viene fatta l'assunzione che, sia la perdita di profilo che quella secondaria siano proporzionali a  $Re^{-0.2}$ . Quindi l'equazione corretta è data da:

$$(Y_{P,DC} + Y_{S,DC}) = (Y_P + Y_S) \cdot \left[ \frac{Re}{2 \cdot 10^6} \right]^{-0.2}$$

## 2.2.2 Perdite Secondarie

Dallo studio dei dati in cascata, un nuovo parametro di carico fu aggiunto all'equazione del flusso secondario originale di AM. Dall' equazione di AM venne rimosso  $\lambda$  e sostituito con un valore fisso pari a 0,0334 e il rapporto  $c/h$ . Questa costante è stata assunta in grado di compensare l'uso di un raggio di riferimento nella modellazione, invece dei raggi dell'hub e del tip dove le perdite hanno realmente luogo.

La costante fu determinata dal confronto della correlazione con il rendimento totale calcolata tramite i dati forniti dalle misure prese. Non esiste un parametro per compensare la variazione in ingresso a fine parete dello strato limite anche se era risaputo che influenzasse le perdite secondarie. Il motivo era che il loro desiderio fosse quello di mantenere il modello semplice. Per lo stesso motivo la variazione delle perdite secondarie dovuta al tip leakage fu tralasciata. Il risultato di queste considerazioni sono riportate nella seguente equazione:

$$Y_S = 0,0334 \cdot \left(\frac{c}{h}\right) \cdot 4 \cdot \frac{(\tan(\alpha_{in}) - \tan(\alpha_{out}))^2}{\cos(\alpha'_{in})} \cdot \frac{\cos^3(\alpha_{out})}{\cos^3(\alpha_{in})}$$

Dove  $\lambda$  viene sostituito dal prodotto,  $0,0334 \cdot \left(\frac{c}{h}\right)$ .

Le modifiche relative al numero di Re sono state riportate prima nella sezione relativa alla perdita di profilo.

## 2.2.3 Perdita di Tip leakage

La perdita al tip fu assunta ancora dipendente dal carico alla pala e l'effettiva Tip leakage clearance al rapporto  $(k/h)$ . Una modifica del rapporto lineare  $(k/h)$  data da Ainley & Matheison, per una invece riferita ad una legge di potenza è riportata di seguito dove la costante B cambia dal caso di palettatura shrouded a quello unshrouded.

$$Y_{TC} = 4 \cdot B \cdot (k/h)^{0.78} \cdot \frac{\cos^2(\alpha_{out})}{\cos(\alpha_{in})} \cdot (\tan(\alpha_{in}) - \tan(\alpha_{out}))^2$$

Dove,  $B = \begin{cases} 0,47 & Unshrouded \\ 0,37 & Shrouded \end{cases}$

$$k = \frac{(geometric\ height)}{(number\ of\ seals)^{0,42}}$$

Il clearance (k) è corretto per il caso con più seals al tip che incrementano il rendimento del *sealing*. La precisione di questa relazione e la progettazione del sealing non furono accuratamente testati e capiti a quell'epoca.

## 2.2.4 Riepilogo

I risultati ottenuti dai test fatti con le correlazioni, confrontati con le misure reali, sono riportati in [**J. Dunham & P. M Came (1970) Improvements to the Ainley-Mathieson Method of Turbine Performance Prediction ASME**], dove viene anche mostrato un miglioramento degli effetti dovuti ad una velocità di uscita supersonica. Il modello mostra anche una buona abilità nel predire le perdite secondarie, sia per bassi valori dell'aspect ratio, sia per turbine con basso grado di reazione, cosa che non venne espressa in modo soddisfacente da Ainley & Matheison. La correlazione di Dunham & Came sovrastima le perdite secondarie rispetto ai test fatti successivamente. Gli autori dichiararono che le loro correlazioni potessero prevedere il campo di flusso nell'intorno di  $\pm 3\%$  e un rendimento total – total entro il  $\pm 2\%$ .

## 2.3 Kacker & Okapuu

Un decennio dopo che Dunham & Came migliorarono il lavoro di AM, era ormai tempo che una nuova rivisitazione e dei nuovi aggiustamenti venissero effettuati. Le due persone che fecero ciò furono S.C. Kacker e U. Okapuu (KO). Loro modificarono il modello DC e testarono le nuove correlazioni su 33 turbine coprendo un grande range di taglia. Oltre alle correzioni alle perdite di profilo, secondarie e di Tip Leakage, per sistemare i nuovi miglioramenti di design, KO introdussero le perdite dovute allo spessore del trailing edge come una perdita separata e non più un parametro da moltiplicare alle perdite di profilo e secondarie come accadeva per AM e DC. La correzione del numero di Reynolds è fatta solo per le perdite di profilo. La nuova equazione relativa alle perdite totali è riportata nell'equazione seguente:

$$Y_{tot} = Y_P \cdot \chi_{R_e} + Y_s + Y_{TC} + Y_{TE}$$

### 2.3.1 Perdite di profilo

In questo caso la perdita di profilo non è indipendente dal numero di Mach nemmeno per velocità subsoniche. La ragione principale è che vicino alla superficie curva della pala, nella regione che si trova tra il bordo d'attacco e il bordo d'uscita, incorre un grande scostamento dalle principali proprietà di un flusso indisturbato. Molto vicino alla superficie della pala può esserci una regione di flusso supersonico dove possono essere presenti onde d'urto. Per soddisfare l'equilibrio della forza radiale il numero di Mach all' hub sarà superiore di quello a metà pala.

L'equazione riportata di seguito esprime la perdita per l'onda d'urto all' Hub:

$$Y_{shock,in} = 0,75 \cdot (M_{Hub,in} - 0,4)^{1,75}$$

Il contributo della perdita  $Y_{shock,in}$  alla perdita di profilo totale che si verifica all'hub è assunta essere proporzionale al rapporto hub/tip. Per ricavare la perdita all'uscita KO forniscono la seguente equazione:

$$Y_{shock,out} = Y_{shock,in} \cdot \left( \frac{P_{in}}{P_{out}} \right) \cdot \frac{1 - \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M_{in}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{1 - \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M_{out}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}$$

Dove il numero di Mach  $M_{in}$  e  $M_{out}$  è ricavato dalle figure in **"S. C. Kacker & U Okapuu (1980) A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency. ASME 81-GT-58"**. L'accelerazione del flusso attraverso una schiera agirà sopprimendo qualsiasi separazione locale. Questo fenomeno è più pronunciato quando il numero di Mach  $M_{out}$  vale circa 1. Per tenere conto di ciò, viene introdotta una costante  $K_P$  così definita:

$$K_P = 1 - K_2(1 - K_1)$$

Dove,

$$K_1 = \begin{cases} 1 & \text{per } M_{out} < 0,2 \\ 1 - 1,25 \cdot (M_{out} - 0,2) & \text{per } M_{out} \geq 0,2 \end{cases}$$

$$K_2 = (M_{in}/M_{out})^2$$

Per correggere il numero di Reynolds  $R_{e,out}$  diverso dal valore di riferimento  $2 \cdot 10^5$ , viene utilizzata l'equazione seguente:

$$\chi_{Re} = \begin{cases} \left( \frac{Re}{2 \cdot 10^5} \right)^{-0,4} & \text{per } Re \leq 2 \cdot 10^5 \\ \left( \frac{Re}{2 \cdot 10^6} \right)^{-0,2} & \text{per } Re > 1 \cdot 10^6 \end{cases}$$

Per la regione compresa tra  $2 \cdot 10^5 < Re < 1 \cdot 10^6$  il fattore di correzione è costante e pari all'unità. Ciò non è dovuto al fatto che sia una regione in cui non si ha un effetto del numero di Reynolds, ma bensì è una zona di transizione tra *laminare* e *turbolento* in cui è molto complicato predire come si modifichino le perdite.

### 2.3.2 Perdite secondarie

L'originale modello di perdita secondaria fornita da DC venne corretta da KO con un moltiplicatore  $\chi_{AR}$  per diminuirne il valore quando l'*Aspect Ratio* ( $h/c$ ) è minore di 2. Infatti, venne dimostrato che, il vecchio modello proposto da AMDC sovrastimava la perdita proprio per bassi valori di  $h/c$ .

Proprio come per la perdita di profilo l'accelerazione attraverso la schiera influenza lo strato limite sulla parete anulare e quindi la perdita secondaria. Per includere questo fenomeno fu introdotto un parametro  $K_s$  parametro in funzione della costante  $K_p$  e proporzionale al rapporto della corda assiale sull'altezza di pala al quadrato  $\left(\frac{c_x}{h}\right)^2$ .

Viene riportata di seguito l'equazione che descrive la perdita secondaria totale, dove si è aggiunto il termine 1,2 per escludere la perdita al bordo d'uscita che verrà descritta separatamente.

$$Y_s = 1,2 \cdot \chi_{AR} \cdot 0,0334 \cdot 4 \cdot \frac{(\tan(\alpha_{in}) - \tan(\alpha_{out}))^2}{\cos(\alpha'_{in})} \cdot \frac{\cos^3(\alpha_{out})}{\cos(\alpha_{in})} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{c_x}{h} \right)^2 \cdot (1 - K_p) \right]$$

Dove,

$$K_s = \left[ 1 - \left( \frac{c_x}{h} \right)^2 \cdot (1 - K_p) \right]$$

$$\chi_{AR} = \begin{cases} \frac{1 - 0,25 \cdot \sqrt{2 - h/c}}{h/c} & \text{per } h/c \leq 2 \\ \frac{c}{h} & \text{per } h/c > 2 \end{cases}$$

### 2.3.3 Perdita di Tip leakage

Nel caso di schiere di tipo shrouded non vi sono differenze dal modello DC. Analizzando, invece, le schiere di tipo unshrouded KO trovarono che c'era un divario tra i dati ottenuti sperimentalmente e le correlazioni proposte da DC. Dunque, proposero una nuova correlazione per schiere unshrouded che viene riportata di seguito:

$$\Delta\eta_{tt} = 0,93 \cdot \frac{\Delta k}{h \cdot \cos(\alpha_{out})} \cdot \frac{r_{tip}}{r_{mean}} \cdot \eta_{0,tt}$$

Dove,

$\Delta\eta_{tt}$  = variazione di rendimento per lo stadio

$\Delta\eta_{0,tt}$   
= variazione di rendimento a zero tip clearance

$k$  = tip clearance

### 2.3.4 Perdita al Trailing Edge

La perdita al bordo d'uscita viene espressa in funzione del rapporto tra lo spessore e la gola ( $t_{TE}/o$ ) e del numero di Mach all'uscita. La perdita viene descritta sotto forma di una energia cinetica persa ( $\Delta\phi^2_{TE}$ ) che viene rappresentata graficamente in " **S. C. Kacker & U Okapuu (1980) A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine**

*Efficiency. ASME 81-GT-58".* Nel caso in cui il flusso attraversasse una schiera di pale ad azione non verrebbe accelerato e quindi lo strato limite diventerebbe spesso e la pressione al bordo d'uscita sarebbe meno grande; risulta così, che le perdite saranno minori se confrontate con una schiera di pale a reazione dove il flusso viene fortemente accelerato.

Quindi, si può dire che per schiere di pale che accelerano poco il fluido la perdita dovuta al *Trailing edge* sarà minore.

Per definire la perdita di *Trailing Edge* viene definita la seguente equazione:

$$\Delta\phi^2_{TE} = \phi^2_{TE,\alpha'_{in}=0} \cdot \left( \phi^2_{TE,\alpha'_{in}=0} + \left| \frac{\alpha'_{in}}{\alpha_{out}} \right| \cdot \left( \frac{\alpha'_{in}}{\alpha_{out}} \right) \cdot [\phi^2_{TE,\alpha'_{out}=\alpha_{in}} - \phi^2_{TE,\alpha'_{in}=0}] \right)$$

### 2.3.5 Riepilogo

Le correlazioni di KO furono confrontate con il diagramma di Smith per vedere quanto fossero accurate le perdite di profilo e in un certo qual modo anche quelle secondarie. Le prime misure vennero fatte su delle vecchie turbine, con un basso carico palare e un alto *aspect ratio*. Un secondo Test venne effettuato su 33 turbine della loro epoca, che dimostrò la capacità delle loro correlazioni nel predire il rendimento di design. Vennero utilizzate le allora migliori turbine della Pratt and Whitney. La conclusione di KO fu che il rendimento totale veniva calcolato con una precisione che variava tra il  $\pm 1,5\%$ .

# 3 Metodo di Craig and Cox per la stima delle perdite in turbina

---

H. R. M. Craig e H. J. A. Cox (CC) hanno elaborato un metodo per la stima delle perdite in turbina a gas e a vapore. CC sostengono che questo metodo abbia un'accuratezza del  $\pm 1,25\%$ . I dati sperimentali utilizzati per l'elaborazione delle correlazioni riguardanti le perdite di profilo e le perdite secondarie derivano da test a cascata lineare, mentre le altre perdite (come la perdita di gioco di estremità) sono derivate da altri test specifici.

Le perdite sono suddivise in 2 gruppi. Il primo gruppo riguarda le perdite energetiche, mentre il secondo le perdite di fluido.

Group 1:

- Guide profile loss
- Runner profile loss
- Guide secondary loss
- Runner secondary loss
- Guide annulus (*lap, cavity e sudden expansion*)
- Runner annulus loss (*lap, cavity e sudden expansion*)

Group2:

- Guide gland leakage loss
- Balance hole loss
- Rotor tip leakage loss
- Lacing wire loss
- Wetness loss (se c'è presenza di 2 fasi)
- Disc windage loss
- Partial admission losses

Tramite le perdite del primo gruppo è possibile determinare la *blading efficiency*<sup>2</sup>, che può scriversi:

---

<sup>2</sup> La blading efficiency è il rendimento fluidodinamico di stadio, calcolato considerando le sole perdite energetiche ma non le perdite di fluido.

$$\eta_b = \frac{\text{Work done in blading}}{\text{Work done in blading} + \text{Group 1 losses}}$$

Aggiungendo le perdite del gruppo 2 è possibile individuare il rendimento totale di stadio, *overall stage efficiency*:

$$\eta_t = \frac{\text{Work done in blading} - \text{Group 2 losses}}{\text{Work done in blading} + \text{Group 1 losses}}$$

Come indicato da Craig and Cox è risultato conveniente considerare le perdite del 2° gruppo come quote di rendimento da sottrarre alla *blading efficiency*. Questo perché durante la misurazione dei dati sperimentali era più semplice misurare una variazione di rendimento.

La *overall stage efficiency*:

$$\eta_t = \frac{\text{Work done in blading}}{\text{Work done in blading} + \text{Group 1 losses}} - \sum (\text{Group 2 efficiency debits})$$

Nella seguente figura è riportata una rappresentazione grafica del valore di massima dei 2 gruppi di perdite e la posizione indicativa in cui si sviluppano all'interno di uno stadio di turbina.

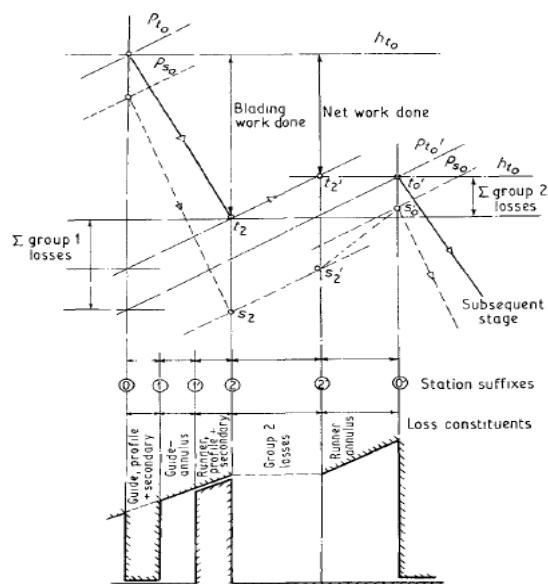


Figura 8 Diagramma h - s di stadio

### 3.1 Parametri utili geometrici e convenzioni

CC forniscono le relazioni per la stima delle perdite in base a molti parametri, quelli geometrici e quelli relativi ai triangoli di velocità sono riassunti nella seguente figura:

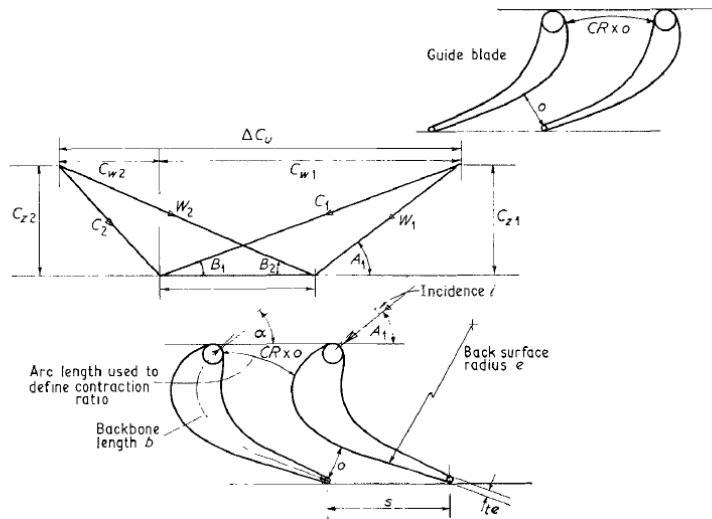


Figura 9: convenzioni di Craig & Cox

### 3.2 Perdite energetiche del primo gruppo

Le perdite del primo gruppo possono scriversi nel modo seguente:

$$\text{Group 1 losses} = (X_p + X_s + X_a)_g \frac{C_1^2}{2} + (X_p + X_s + X_a \frac{C_2^2}{W_2^2})_r \frac{W_2^2}{2}$$

I fattori X sono quelli di perdita energetica di profilo, secondaria, di anello dello statore (guide) e del rotore. Appare ovvio che l'energia perduta nell'annulus dalla girante sia la frazione  $X_a$  dell'energia cinetica assoluta di uscita da tale organo e di ingresso nell'anello ( $C_2^2/2$ ) quando le perdite sono causate da particolari elementi presenti sulla parete esterna (sempre ferma) come per esempio la presenza di cave anulari per l'essiccamiento meccanico del vapor umido o per l'estrazione di una portata di

spillamento. In altri casi, invece, appare più logico considerare la perdita di annulus come una frazione di dell'energia cinetica relativa. Ad esempio le perdite ad anello per cavità della girante vanno calcolate tenendo conto della  $W_2^2/2$ , mentre nel caso delle cavità per l'estrazione del liquido bisogna moltiplicare il coefficiente di perdita per  $C_2^2/2$ . Questa circostanza verrà meglio indagata nella sezione relative alle perdite di annulus.

### 3.3 Perdite di profilo

Il calcolo del fattore  $X_p$  è dato da:

$$X_p = x_{pb} N_{pr} N_{pi} N_{pt} + (\Delta x_p)_t + (\Delta x_p)_{s/e} + (\Delta x_p)_m$$

Dove  $x_{pb}$  è il fattore di perdita energetica base della schiera (statorica o rotorica) che si avrebbe all'incidenza di perdita minima, con spessore al bordo d'uscita nullo, con flusso largamente subsonico e numero di Reynolds pari a  $10^5$ .

I coefficienti  $N_{pr}, N_{pi}, N_{pt}$  sono fattori moltiplicativi che tengono conto del reale numero di Reynolds, di un'incidenza diversa da quella di perdita minima, e di uno spessore del bordo d'uscita diverso da quello per cui si ha il valore di perdita base. Gli altri membri dell'equazione devono essere sommati al primo gruppo di termini quando lo spessore del bordo d'uscita è diverso da zero  $(\Delta x_p)_t$ , quando l'estremità terminale del profilo della paletta non è semplicemente approssimabile con una linea rettilinea  $(\Delta x_p)_{s/e}$  e quando il numero di mach è elevato  $(\Delta x_p)_m$ .

Nel programma ST si è considerato il profilo in prossimità del bordo d'uscita sempre approssimabile con una linea retta<sup>3</sup> e il numero di mach sempre abbondantemente inferiore a 1, in modo da non considerare la complicazione di palettature convergenti – divergenti. Si è ritenuta un'approssimazione plausibile poiché si è scelto di utilizzare come fluido di lavoro esclusivamente il vapore.

---

<sup>3</sup> Vedi il calcolo del Backbone nella sezione *Calcolo del backbone*

### 3.3.1 Basic profile loss parameter: $x_{pb}$

La Figura 11 è quella utilizzata nel codice ST per ricavare il parametro  $x_{pb}(s/b) \sin \alpha_1$  per la palettatura della schiera statorica e  $x_{pb}(s/b) \sin \beta_2$  per la palettatura della schiera rotorica.

Questi parametri sono dati in funzione del *contraction ratio* ( $CR^4$ ) e del prodotto  $F_L(s/b)$ <sup>5</sup> in cui compare il *lift parameter* ( $F_L$ ) che è espresso in funzione degli angoli di uscita del flusso e degli angoli di perdita minima ed è ricavato dalla Figura 10.

Tramite la Figura 12 è stato ricavato  $CR$

Conoscendo il rapporto passo corda e gli angoli  $\alpha$  e  $\beta$  è immediato ricavare  $x_{pb}$ .

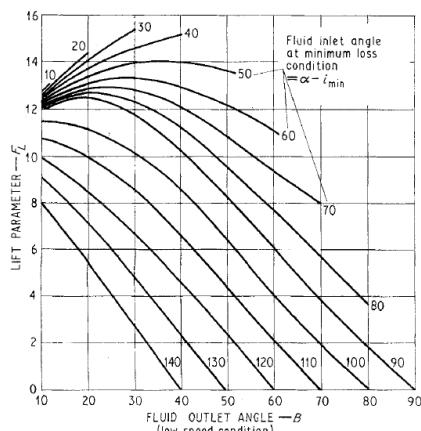


Figura 10 Lift parameter,  $F_L$

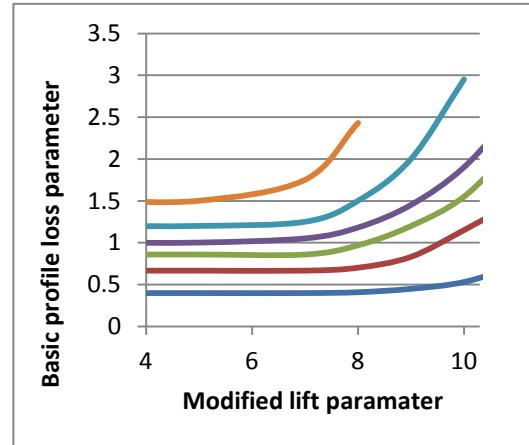


Figura 11 Basic profile loss

<sup>4</sup> Vedi glossario

<sup>5</sup> Vedi sezione *Parametri utili geometrici e convenzioni*

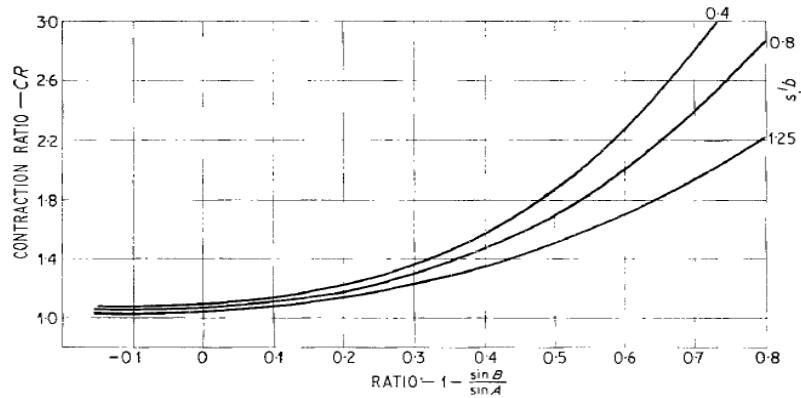


Figura 12: contraction ratio

### 3.3.2 Effetto del numero di Reynolds: $N_{pr}$

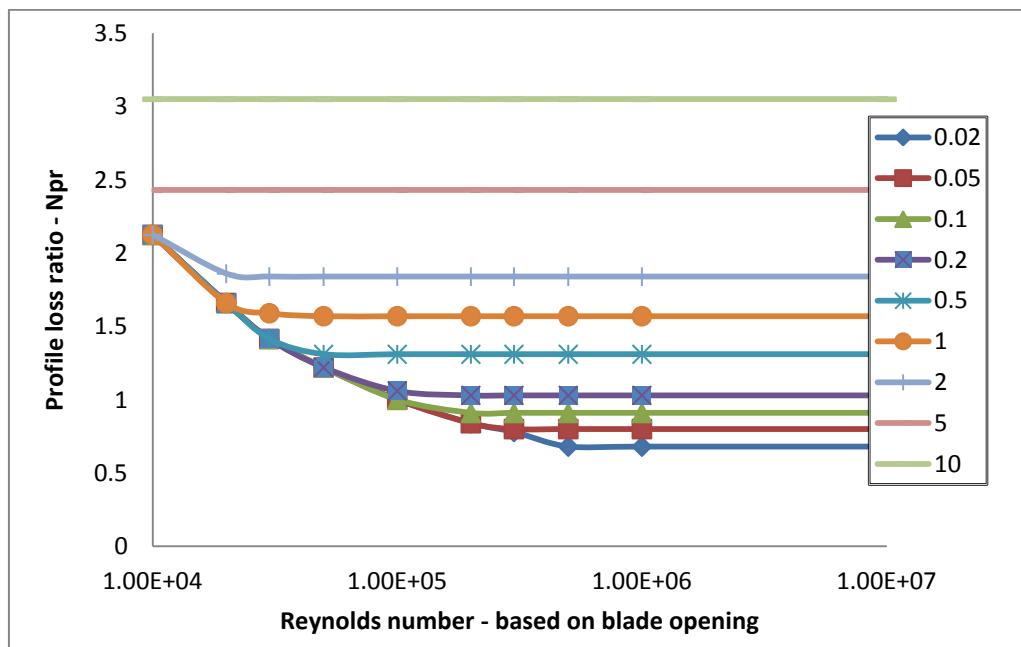


Figura 13: influenza del numero di Reynolds per diversi valori di ruvidità

Dalla Figura 13 è stato ricavato il coefficiente moltiplicativo  $N_{pr}$  che è stato utilizzato per correggere le perdite in modo da considerare gli effetti della rugosità relativa tipici

delle superfici delle palettature. Il fattore moltiplicativo è dato in funzione del numero di Reynolds relativo alla gola. Rispettivamente per schiera statorica e rotorica, quindi:

$$Re_o = \frac{c_1 \cdot o}{\mu}$$

$$Re_o = \frac{w_2 \cdot o}{\mu}$$

Essendo  $o$  l'ampiezza di gola in uscita e  $\nu$  è la viscosità dinamica<sup>6</sup>.

Dal grafico riportato si evince come il parametro moltiplicativo, cali vistosamente passando da numeri di Reynolds con valore di  $10^4$  a valori di  $10^5$ . Ciò si verifica in modo particolare nel caso di rugosità relative con valori di finitura standard, quindi da  $0,2 \cdot 10^3$  a  $0,02 \cdot 10^3$ .

---

<sup>6</sup> La viscosità dinamica del vapore è stata calcolata tramite la formula di Eskog, utilizzando i potenziali di Lennard-Jones tabulati in "Properties of gases and solids". Il procedimento è mostrato nella sezione *Calcolo della viscosità*

### 3.3.3 Trailing edge thickness loss

Il coefficiente moltiplicativo  $N_{pt}$  ed il fattore di perdita addizionale  $(\Delta x_p)_t$  da applicare quando lo spessore dei profili al bordo d'uscita è diverso da zero, sono dati diagrammi in Figura 14. Entrambi i fattori sono funzione del rapporto  $te/s$  (spessore bordo d'uscita – passo palare). Il coefficiente  $N_{pt}$  è anche funzione dell'angolo di uscita del fluido ( $\alpha_1$  o  $\beta_2$ )

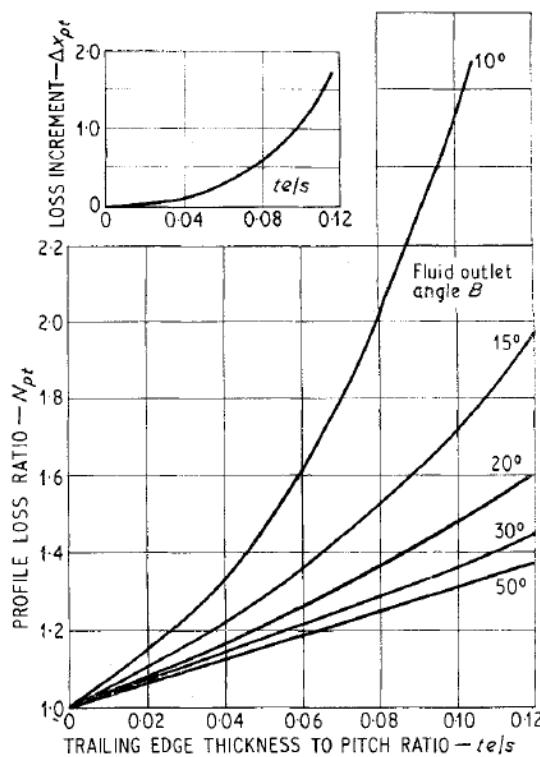


Figura 14: trailing edge thickness loss

### 3.3.4 Effetto dell'Incidenza

Mentre le perdite precedenti fanno riferimento ai calcoli Design, dove le incidenze delle pale sono ottime o quasi, è necessario considerare anche il caso OFF-DESIGN, dove invece il valore delle incidenze incomincia a diventare apprezzabile, e con essa la relativa perdita. Viene quindi fornito un coefficiente moltiplicatore correttivo della perdita di profilo  $N_{pi}$ , riportato nella Figura 15, in funzione di un parametro d'incidenza definito come segue:

$$\text{incidence ratio} = \frac{i - i_{min}}{|i_{stall} - i_{min}|}$$

Dall'analisi sull'incidenza, come viene anche riportato da AM, l'incidenza di stallo viene definita come quella per cui la perdita di profilo vale il doppio del valore minimo. Tuttavia, in questo caso, CC si differenzia da AM, dato che l'incidenza di stallo negativo e l'incidenza di perdita minima sono indipendenti dall'incidenza dello stallo positivo.

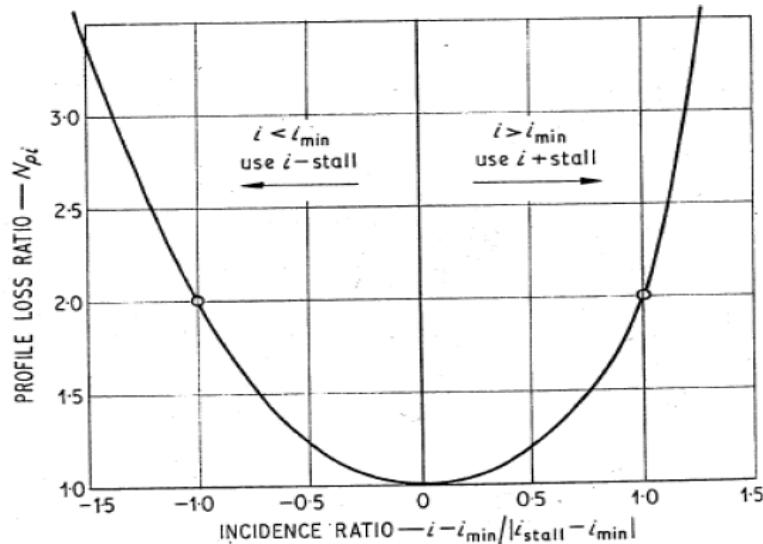


Figura 15: perdite d'incidenza

Il coefficiente correttivo viene calcolato con due modalità differenti a seconda che l'angolo fluidodinamico di ingresso alla schiera sia maggiore o minore di 90 gradi.

$$\alpha \leq 90^\circ \quad \text{angolo fluidodinamico di ingresso} \leq 90^\circ$$

$i + stall$  stallo positivo

$i - stall$  stallo negativo

$$\alpha > 90^\circ \quad \text{angolo fluidodinamico di ingresso} > 90^\circ$$

$i + stall$  stallo positivo

$i - stall$  stallo negativo

La procedura di calcolo, suddivisa nei 4 casi, viene riportata di seguito, mentre le informazioni necessarie per la stima dell'incidenza positiva e negativa di stallo sono rese disponibili in Figura 15 Figura 16 Figura 17 Figura 18 e Figura 19.

#### ***Angolo di ingresso minore di 90° e stallo positivo ( $\alpha \leq 90^\circ i + stall$ )***

In questo caso nel parametrio d'incidenza deve essere inserito il risultato della seguente equazione al posto del valore di  $i$

$$i + stall = (i + stall)_{basic} + (\Delta i + stall)_{s/b} + (\Delta i + stall)_{CR}$$

#### ***Angolo di ingresso minore di 90° e stallo negativo ( $\alpha \leq 90^\circ i - stall$ )***

Nel caso in cui l'incidenza dell'angolo fluidodinamico in ingresso risulti minore dell'angolo di incidenza minima e comunque minore di 90° Creig and Cox forniscono la seguente equazione

$$i - stall = (i - stall)_{basic} + (\Delta i - stall)_{s/b}$$

**Angolo di ingresso maggiore di 90° e stallo positivo ( $\alpha > 90^\circ$   $i + stall$ )**

Quando l'angolo di ingresso alla schiera risulta maggiore di 90 gradi secondo le convenzioni adottate il valore di  $i$  viene ricavato come segue

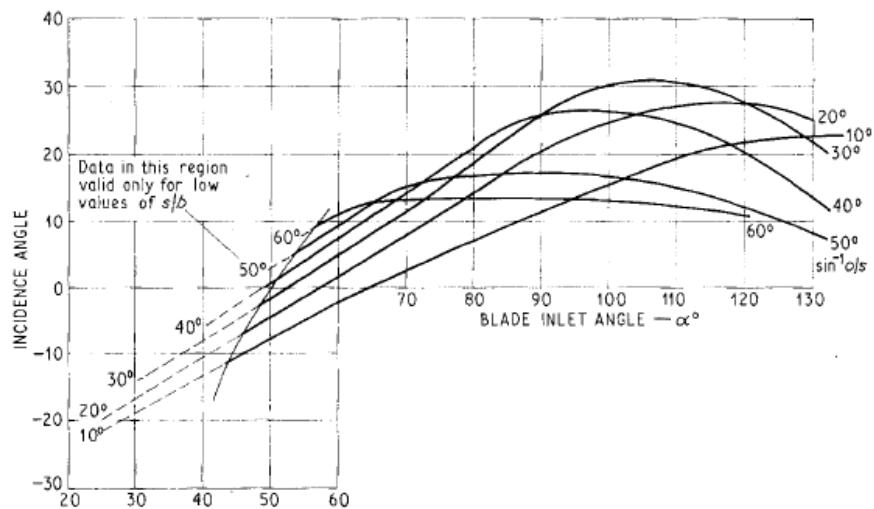
$$i + stall = (i + stall)_{basic} \cdot \left(1 - \frac{\alpha - 90}{90 - \sin^{-1}(o/s)}\right) \left[ (\Delta i + stall)_{\frac{s}{b}} + (\Delta i + stall)_{CR} \right]$$

**Angolo di ingresso maggiore di 90° e stallo negativo ( $\alpha > 90^\circ$   $i - stall$ )**

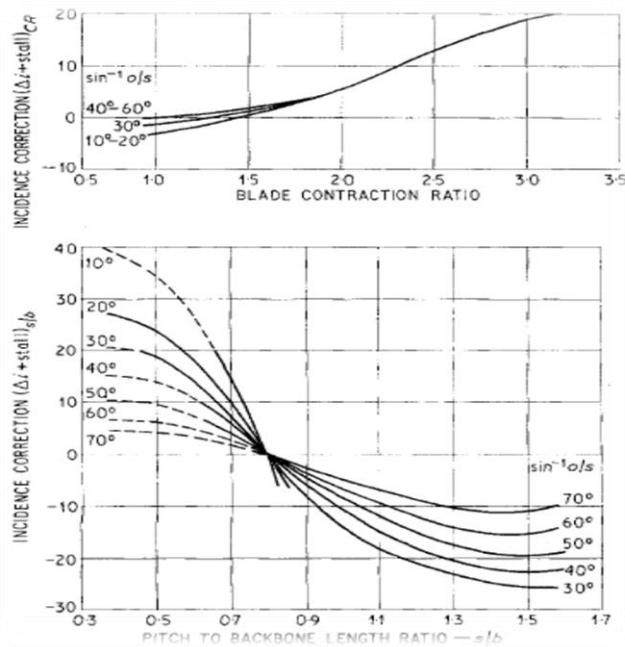
In questa situazione, che si verifica quando l'angolo d'incidenza è minore di quello minimo si ha che

$$i - stall = (i - stall)_{basic} + \left(1 - \frac{\alpha - 90}{90 - \sin^{-1}(o/s)}\right) \cdot (\Delta i - stall)_{s/b}$$

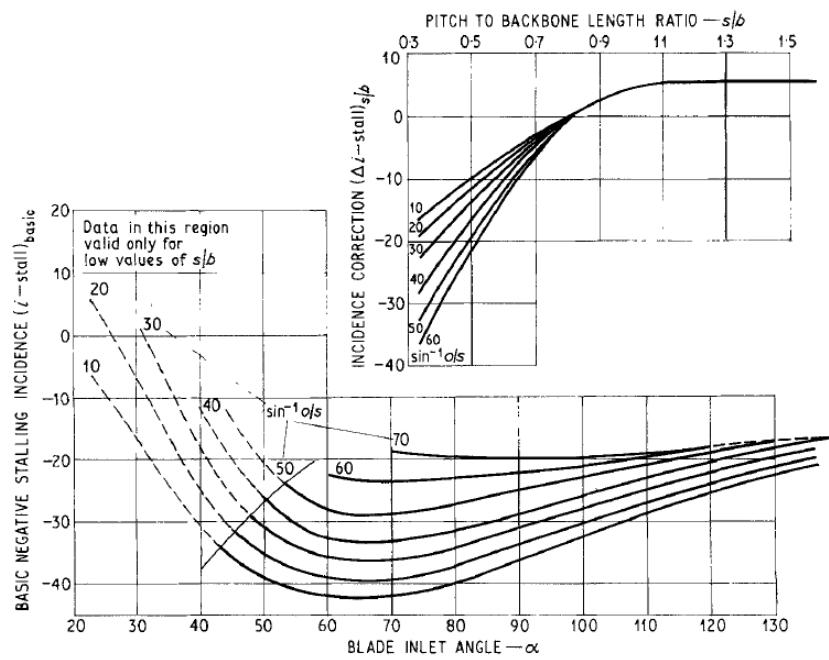
Per valutare il valore di incidenza di perdita minima  $i_{min}$ , Craig and Cox sfruttano un coefficiente, chiamato *Incidence Parameter* ( $F_i$ ), ricavato dall'angolo meccanico d'ingresso e da s/b. Tuttavia, in ST il valore di  $i_{min}$  viene inserito da input e quindi non necessita del calcolo che viene riportato sull'articolo.



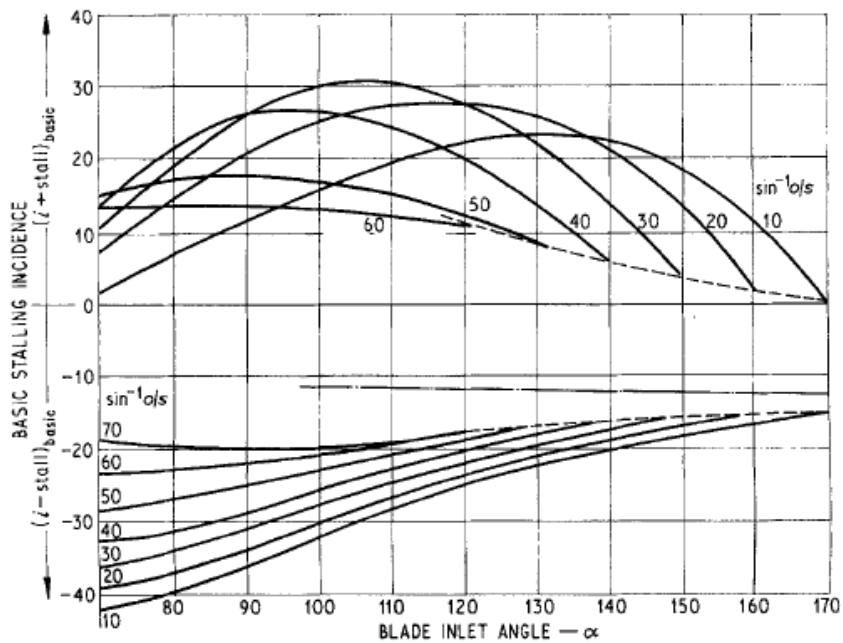
**Figura 16: incidenza basica di stallo positiva**



**Figura 17: correzioni incidenza**



**Figura 18: incidenza di stallo negativa**



**Figura 19: incidenza basica di stallo per valori di angolo meccanico maggiori di 90**

### 3.3.5 Fattori di perdita aggiuntivi alle perdite di profilo

Nel caso in cui il numero di mach in uscita risulti maggiore di 1 è necessario considerare un fattore di perdita aggiuntiva  $(\Delta x_p)_m$ . Tale fattore è dato in funzione del numero di mach isoentropico all'uscita, dell'ampiezza di gola, del passo e dello spessore del bordo d'uscita.

Un'ulteriore appunto sulle perdite di profilo è richiesto quando si parla del numero di Mach. Infatti, quando il numero di Mach relativo isoentropico di uscita supera il valore 1,4, la perdita di profilo può essere ridotta se il profilo di pala presenta un passaggio convergente-divergente. Specifiche dettagliate relative alla progettazione di tali profili sono al di fuori dello scopo di Craig and Cox, che comunque riportano nel loro articolo in fig. 16 un andamento di variazione del rendimento del profilo al variare del numero di Mach relativo isoentropico di uscita. Questa soluzione non è considerata all'interno di questo scritto essendo una condizione non raggiungibile con il fluido utilizzato (vapore). Nel caso in cui il profilo del bordo d'uscita non sia approssimabile a una linea retta, cioè se il back surface radius ( $e$ ) non sia pari a infinito, come supposto, è necessario considerare il fattore di perdita aggiuntivo  $(\Delta x_p)_{s/e}$ . Tale fattore è ricavato in funzione del numero di mach in uscita e del rapporto passo su back surface radius.

I calcoli necessari a ricavare entrambi questi fattori di perdita sono stati implementati all'interno di ST, ma dal momento che ci siamo posti in condizioni fortemente subsoniche e con profilo in uscita approssimabile con una linea retta, il loro valore è sempre nullo. Di seguito sono mostrate le figure utilizzate per i calcoli.

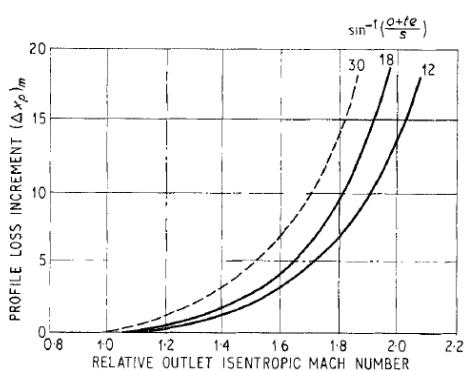


Figura 20: incremento perdita di profilo - Mach

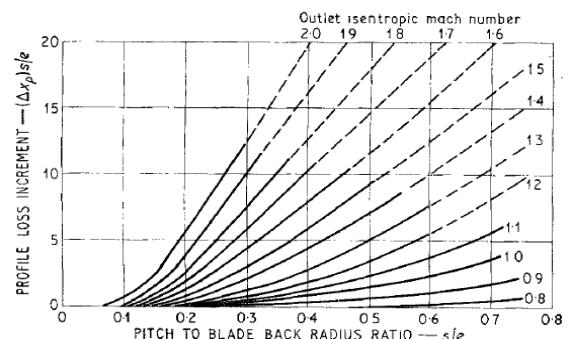


Figura 21: incremento perdita di profilo – Blade back radius

### 3.4 Perdite secondarie

Secondo *Craig and Cox* le perdite secondarie in una turbina sono da considerarsi in parte dovute ad una vera e propria perdita secondaria aerodinamica e in parte all'attrito di parete.

Innanzitutto, una distinzione andrebbe fatta tra gli stadi *Shrouded* e *Unshrouded* nel momento in cui la velocità relativa tra il fluido e la parete è molto grande. Un esempio di palettatura *Shrouded* è visibile in Figura 22.

Tuttavia, la correlazione proposta da *CC* fa riferimento al solo caso *Shrouded*, che però può essere adattata alle applicazioni di schiere rotoriche *Unshrouded*.

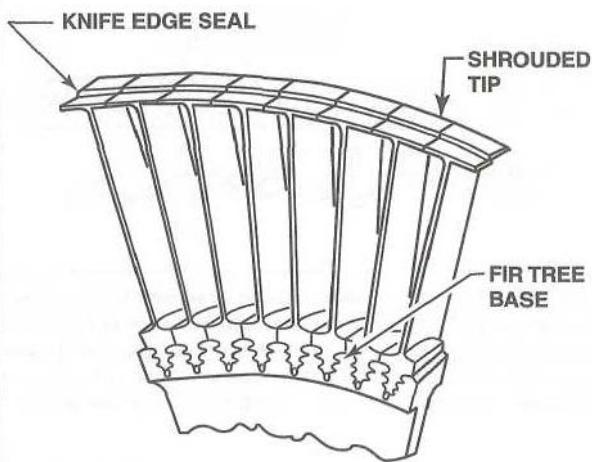


Figura 22: esempio di pala shrouded

Il metodo di calcolo si basa sull'assunzione che le perdite secondarie sono in via approssimativa inversamente proporzionali all'*aspect ratio* ( $h/b$ , altezza di pala su linea media) e che il numero di Reynolds ha un effetto simile a quello già mostrato nelle perdite di profilo. Il numero di Reynolds ha un ruolo importante all'interno della correllazione: infatti se si ha un cambiamento dell'*aspect ratio* ottenuto variando la linea media  $b$ , l'effetto di Reynolds sarà quello di compensare il cambiamento dovuto all'effetto dell'*aspect ratio*, con una conseguente variazione di perdita ridotta rispetto a quella prevista per lo stesso cambiamento di proporzioni dell'*AR* ottenuta variando l'altezza. Ad alti valori di Reynolds, il suo effetto diventa trascurabile e le perdite dovute all'*AR*, di pale aventi stessa ruvidità, saranno equamente modificate da variazioni di altezza  $h$  e della linea media  $b$ .

Il fattore totale di perdita secondaria viene definito secondo la seguente equazione:

$$X_s = (N_s)_r (N_s)_{h/b} (x_s)_b$$

Dove il secondary loss ratio  $(N_s)_{h/b}$  viene ricavato in Figura 23 in funzione dell'inverso dell'*aspect ratio*.

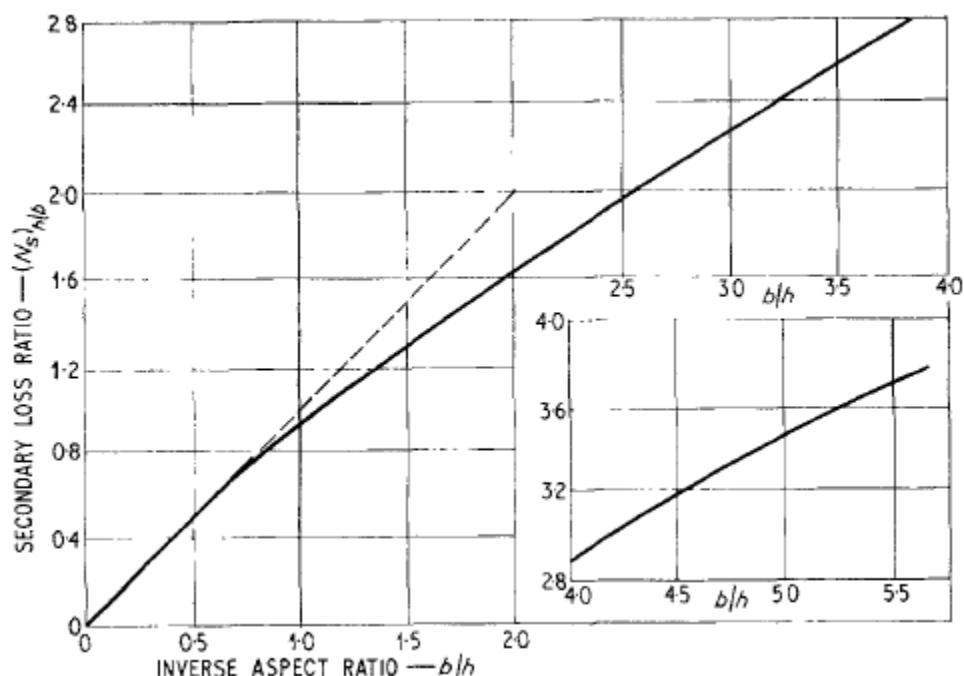
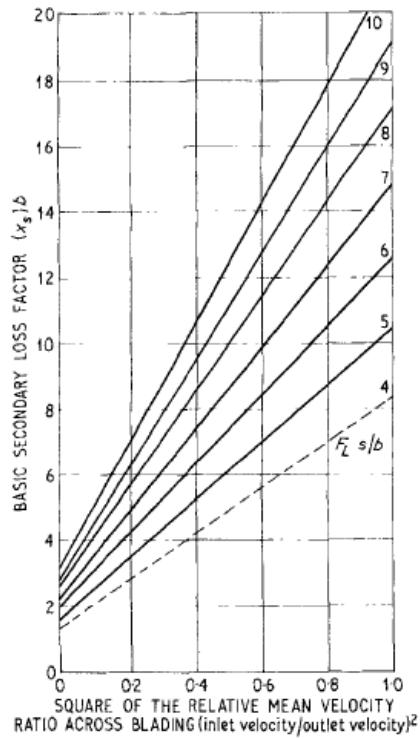


Figura 23: secondary loss ratio - AR

Dal grafico di Figura 23 si nota che al di sotto di un certo valore dell'*aspect ratio*  $h/b$ , la curva tende a crescere con una pendenza minore. Infatti in questa circostanza il flusso secondario presente a fine parete interagisce con la cassa della turbina e il risultato è che queste perdite sono minori della loro corrispettiva somma algebrica.

Il Basic Secondary Loss Factor  $(x_s)_b$  è rappresentato nella Figura 24 in funzione del rapporto del quadrato delle velocità relative d'ingresso e di uscita  $(W_1/W_2)^2$  e di  $F_L \cdot s/b$ .



**Figura 24: basic secondary loss factor**

Mentre, il *Reynolds effect factor* ( $N_s$ )<sub>r</sub> è rappresentato nella Figura 13, riportato insieme alle perdite di profilo.

## 3.5 Perdite di annulus – annulus loss

Questa categoria di perdite fa riferimento alla diffusione tra stadi adiacenti o alla presenza di cavità che possono risiedere tra la schiera statorica e rotorica, e un’ulteriore perdita deve essere considerata in caso di brusco allargamento, chiamato *LAP*.

Il fattore di perdita energetica di anello  $X_a$  è calcolato come somma di tre contributi:

$$X_a = X_{a1} + X_{a2} + X_{a3}$$

Dove

1.  $X_{a1}$  Annulus Loss Factor - Figura 25;
2.  $X_{a2}$  Cavity Loss Factor - Figura 26;
3.  $X_{a3}$  Sudden expansion loss - Figura 27

### 3.5.1 Annulus loss factor $X_{a1}$

Una distinzione nell’impiego dei dati, ottenuti dalla Figura 25, deve essere fatta quando l’espansione del fluido è controllato o non controllato.

L’espansione controllata è rappresentata dalla linea continua in funzione dell’*equivalent diffuser cone angle* o *wall flare angle*, mentre quella incontrollata è rappresentata dalla linea tratteggiata in funzione del *distance ratio* e/h.

Nel codice ST, si è considerata una turbina che avesse una espansione controllata tra statore e rotore del medesimo stadio, mentre un’espansione non controllata tra rotore e statore dello stadio successivo, lasciano la libertà di poter cambiare quest’aspetto.

Come si nota in Figura 25, entrambe le espansioni fanno riferimento al rapporto tra le aree totali di ingresso e uscita del fluido,  $A_{in}/A_{out}$ , della parte di turbina considerata in cui avviene l’espansione stessa.

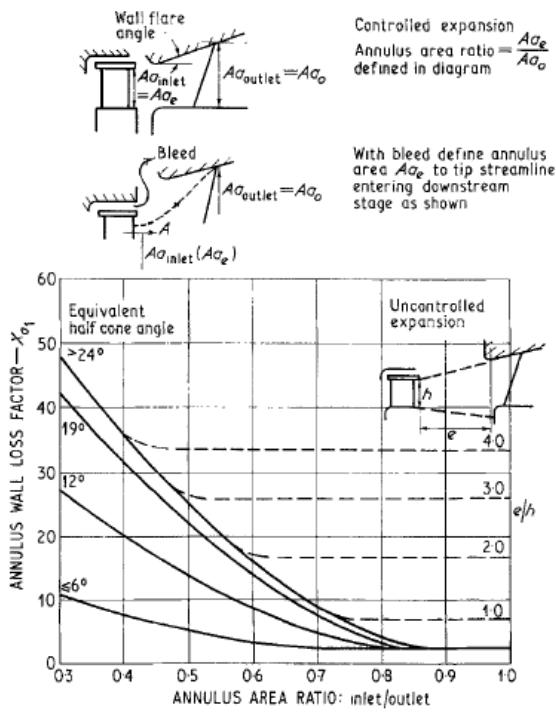


Figura 25: annulus wall loss factor

### 3.5.2 Cavity loss factor $X_{a2}$

I tipici dati delle perdite di cavità sono state recuperate da CC direttamente da Yablonik, Markovich e Al'tshuler<sup>7</sup> e rappresentate in Figura 26 sotto forma di un del parametro di perdita, *Cavity Loss Parameter*, definito come:

$$\text{Cavity Loss Parameter} = X_{a2} / \frac{q}{h \sin(B)_{tip}}$$

Questo parametro è rappresentato in funzione delle dimensioni geometriche della cavità e dello stadio:

---

<sup>7</sup> R.M. Yablonik, E.E. Markovich, L.E. Al'tshuler: "The Effect of Installing a Moisture Trap Before the moving Row on the Efficiency of a Turbine stage", Teploenergetika, 1966 – 13(3), 38.

- $P = 2 \cdot (u + V) - q$ , Geometria della cavità
- $F_0 = \frac{C_f \cdot P}{q \cos(B)_{tip}}$ , Cavity Factor

Si nota subito dalla Figura 26 che si hanno maggiori perdite nel caso in cui le cavità siano state inserite nella turbina tra la schiera statorica e quella rotorica. L'andamento delle perdite cresce con il Cavity Factor che a sua volta dipende dal Fattore di Attrito,  $C_f$ .

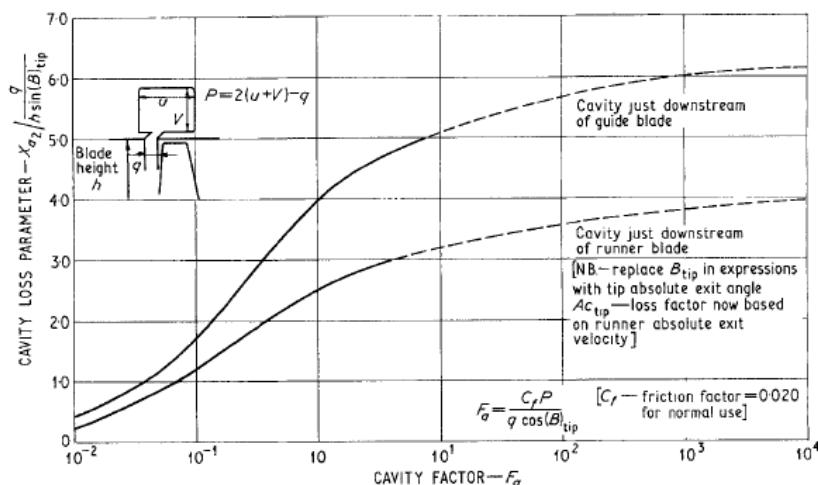


Figura 26: cavity loss parameters su cavity factor

Le correlazioni qui presentate per il calcolo delle perdite di anello per cavità sono valide solo per il caso di cavità presenti sulla carcassa per l'estrazione di liquido negli ultimi stadi di una turbina a vapore che, in assenza di tale operazione, avrebbe titoli di liquido in accettabilmente elevati. Per le cavità che si hanno nelle turbine con architettura dischi e diaframmi CC non presentano altre relazioni, ma si è visto che in questo caso *Traupel* consiglia altre relazioni in funzione degli angoli di uscita delle velocità dalle schiere e delle lunghezze assiali delle cave.

### 3.5.3 Sudden expansion loss $X_{a3}$

Il terzo fattore di perdita si applica quando si ha un brusco allargamento della sezione di passaggio, Figura 27, relativo ad un brusco allargamento all'imbocco della girante con una conseguente ulteriore perdita dovuta alla brusca espansione del fluido.

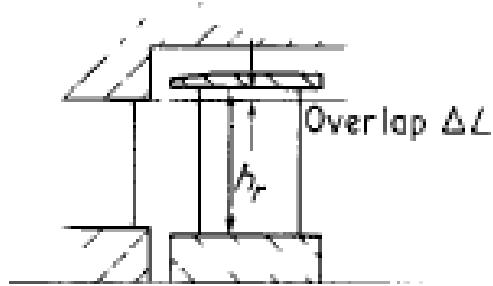


Figura 27: sudden expansion

Considerando il flusso incomprimibile ed utilizzando l'ipotesi di Borda per il brusco allargamento della sezione di passaggio, si ha per l'annulus posto a valle di un distributore che si allarga prima del palettamento della girante:

$$X_{a3} = \left(1 - \frac{A_e}{A_o}\right)^2 \cdot \sin^2 \alpha$$

E, per un brusco allargamento a valle della girante:

$$X_{a3} = \left(1 - \frac{A_e}{A_o}\right)^2 \cdot \sin^2 B$$

Nel nostro caso, è stata considerata la prima opzione dove l'angolo di uscita è quello del fluido in uscita dallo statore.

## 3.6 Somma perdite del primo gruppo

Una volta valutate le perdite appartenenti al primo gruppo è stato necessario sommarle per riunirle in unico termine agevolmente utilizzabile all'interno del codice. A tal fine CC forniscono importanti indicazioni. Le perdite di annulus relative allo statore devono essere ovviamente moltiplicate per la velocità assoluta di uscita dalla schiera, mentre per le perdite di annulus della schiera rotorica la situazione è lievemente più complicata e si differenziano due casi. Il primo è il caso considerato da CC nel quale la somma di  $X_{a1}$   $X_{a2}$   $X_{a3}$  del rotore viene moltiplicato per la velocità assoluta in uscita dal rotore. Ciò deve essere fatto se le cave relative a  $X_{a2}$  hanno lo scopo di abbassare l'umidità del vapore. Nel caso considerato da Traupel, invece per sommare le perdite bisogna rifarsi alla seguente relazione:

$$\text{Group 1 losses} = (X_p + X_s + X_a)_g \frac{C_1^2}{2} + \left[ X_p + X_s + (X_{a1} + X_{a3}) \frac{C_2^2}{W_2^2} + X_{a2} \right]_r \frac{W_2^2}{2}$$

Si nota in questo caso come, per la parte rotorica,  $X_{a1}$  e  $X_{a3}$  siano moltiplicate per la velocità assoluta, mentre  $X_{a2}$  sia moltiplicato per la velocità relativa.

All'interno del programma ST si è fatto riferimento a quest'ultima relazione perché considerata più completa.

E' importante osservare che CC suggeriscono di valutare le perdite del primo gruppo replicando il procedimento descritto in precedenza per tre raggi significativi. Le perdite del primo gruppo vengono quindi calcolate alla radice della pala, al raggio medio e all'apice. Quindi si ottengono tre diversi valori che vengono poi considerati nel modo seguente:

$$\text{Group 1 losses}_{tot} = \frac{1}{6} [\text{Group 1}_{hub} + \text{Group 1}_{tip} + 4 \cdot \text{Group 1}_{mean}]$$

## 3.7 Le perdite del secondo gruppo

Come preannunciato le perdite del secondo gruppo sono ricondotte a difetti di lavoro trasmesso all'albero della macchina, e quindi a debiti di rendimento da sottrarre alla *blading efficiency*. Esse rendono essenzialmente conto di tutta quella porzione di portata che per diversi motivi non produce lavoro utile.

### 3.7.1 Lap, clearance, balance holes and glands

La terza più grande causa di perdita in una turbina sono le perdite, all'apice delle pale, intorno allo *shrouding* o attraverso i *balance holes* e i *diaphragm glands*. Il normale flusso di vapore nei condotti interpaliari può essere modificato dalla presenza di un *lap* (cioè dalla presenza di un brusco allargamento della sezione di passaggio del fluido di lavoro) come mostrato nella Figura 27.

Un allargamento positivo della sezione di passaggio del vapore (caso mostrato in figura) ha 2 effetti, il primo è causare una perdita, il secondo è un effetto benefico sulla fuga di portata tra la girante e la cassa o tra il distributore e il mozzo. Infatti il brusco allargamento di sezione funziona da elettore, creando una sorta di "depressione" in corrispondenza dell'imbocco del meato (dotato di labirinti o meno) attraverso il quale una parte della portata può sfuggire. Riducendo la pressione si diminuisce la portata di fuga, ciò comporta un effetto positivo. La presenza di 2 effetti contrapposti, uno positivo e uno negativo, porta a pensare che debba esistere un valore di ottimo del parametro geometrico *lap* tale per cui la perdita totale sia minima.

### 3.7.2 Tip clearance loss

Altra importante perdita su cui si soffermano CC è la *tip clearance loss*. Si tratta della perdita correlata al gioco tra l'apice delle pale e la cassa (la perdita viene valutata solo per schiere rotoriche). A causa di questo spazio parte del fluido non compie lavoro, si ha così una perdita.

Hai fini della sua valutazione CC forniscono le seguente relazione:

$$\Delta\eta_k = F_k \frac{A_t}{A_k} \cdot \eta_{\text{zero clearance}}$$

Il rendimento *zero clearance* è quello che si avrebbe nel caso ideale nel quale questa perdita non esistesse. Il fattore  $F_k$  si ricava dal seguente grafico:

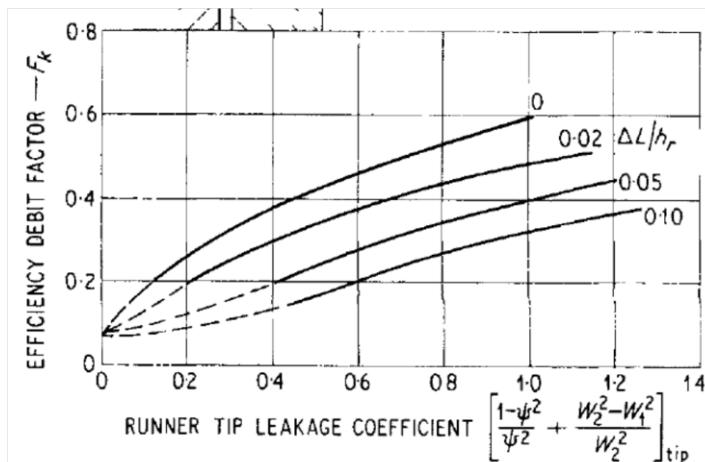


Figura 28: efficieny debit factor

Il fattore  $F_k$  è espresso in funzione dei parametri geometrici  $\Delta L$ ,  $h_r$  oltre che della velocità relativa nella sezione 1 e 2 all'apice della pala e del coefficiente di velocità per il rotore  $\psi$  all'apice. Si nota che anche nel caso in *runner tip leakge coefficient* fosse pari a zero esisterebbe comunque un *efficiency debit factor* diverso da zero.

Nel codice ST non avendo calcolato i valori di velocità all'apice delle pale si è preferito utilizzare il valore al raggio medio, rimandando questo perfezionamento agli sviluppi futuri.

### 3.7.3 Gland leakage

Alle estremità delle turbine a vapore sono posti degli elementi, *packing glands*, che hanno lo scopo di ridurre al minimo le dispersioni di vapore verso l'esterno. Essi sono destinati a prevenire infiltrazioni accidentali d'aria nella zona di bassa pressione, e nel caso di unità nucleari, che impiegano reattori ad acqua bollente, per evitare perdite di vapore radioattivo verso l'atmosfera. Le guarnizioni frontali presentano tipicamente dei labirinti, che rendono ancora più difficile il passaggio dei fluidi. Nonostante questi

accorgimenti tecnologici parte della portata viene persa, dando luogo alle *gland leakage*. Le *gland leakage losses* vengono valutate insieme alla *balance holes loss*.

### 3.7.4 Balance holes loss

I Balance holes sono fori che servono per ridurre e controllare la spinta assiale, il flusso che li attraversa non produce lavoro e quindi costituisce una perdita.

E' conveniente raggruppare le perdite per flusso che bypassano le pale nel modo seguente, includendo anche le perdite per balance holes:

$$\Delta\eta_{leakag} = \frac{\Delta g}{G + \Delta g} \cdot \eta_b$$

$\Delta g/(G+\Delta g)$  è la frazione di flusso che viene perso

### 3.7.5 Lacing wire

Negli ultimi stadi delle turbine a vapore, aventi elevati rapporti tra il diametro esterno e quello al mozzo, per irrigidire i palettamenti, le pale possono essere collegate tra loro da un filo metallico di sezione circolare o ellittica. La presenza di tale filo di collegamento provoca perdite energetiche che possono essere messe in relazione con la resistenza aerodinamica da esso opposta al flusso che lo investe. Secondo CC per un cavo circolare la perdita media di pala è incrementata dell' 1% della velocità relativa locale a monte del cavo per ogni 1% di area di passaggio bloccata dalla presenza del cavo. In termini di debito di rendimento di stadio ciò può essere espresso tramite la seguente relazione:

$$\Delta\eta = \frac{\left( \frac{\text{Wire area} \cdot C_D}{\text{Passage area}} \frac{W_{local}^2}{2} \right) \cdot \eta_b}{W.D.blading}$$

Con *W.D.blanding* si intende il lavoro specifico della schiera misurato come  $\Delta H_{rotore}$  o  $\Delta H_{statore}$ <sup>8</sup>.

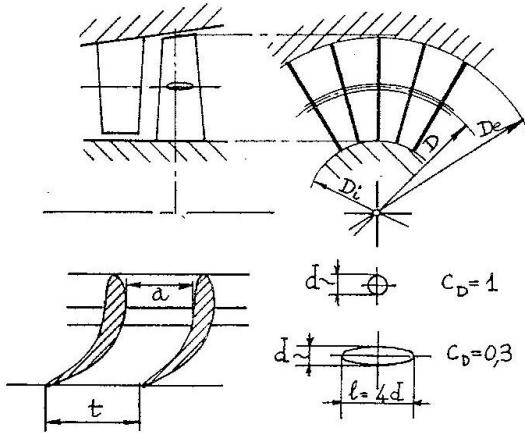


Figura 29: wire

La forma della sezione del cavo è introdotta nella relazione precedente tramite il coefficiente di resistenza aerodinamica  $C_D$ . Per *Wire area* si intende la sezione di corona circolare ostruita dal cavo, è quindi stata calcolata:

$$\text{Wire area} = 2\pi \cdot \text{wire diameter} \cdot R_m$$

E' da notare come questa perdita sia fortemente influenzata dal grado di reazione, attraverso la velocità relativa.

All'interno del codice ST è prevista la possibilità di scegliere schiera per schiera se inserire o meno il cavo di collegamento tra le pale. In caso di presenza più cavi è necessario valutarne la somma dei diametri, in modo, da riportarsi al caso di un unico cavo equivalente. E' stata prevista anche la possibilità di scegliere la forma della sezione del cavo, cambiando il valore del coefficiente di drag. Normalmente si è utilizzato  $C_D=1$  per cavi a sezione circolare e  $C_D$  compreso tra 0,3 e 0,7 per cavi a sezione ellittica.

---

<sup>8</sup> Vedi Figura 8 Diagramma h - s di stadio

### 3.7.6 Wetness loss

Limitatamente al campo delle turbine a vapore, e per stadi di bassa pressione, nei quali il vapore saturo è umido, devono essere messe in conto ulteriori perdite.

Le goccioline di liquido presenti in seno alla fase gassosa non hanno la capacità di espandersi e quindi di accelerarsi e vengono accelerate, nei palettamenti delle turbine, dal vapore mediante le forze d'attrito all'interfaccia (di origine viscosa) che si generano se esistono tra le due fasi differenti velocità. L'impulso che tali forze viscose possono applicare ad una goccia è piccolo rispetto a quello che sarebbe necessario per accelerarla dalla velocità alla quale si è formata a quella raggiunta ad un dato istante dal vapore, che è continuamente accelerato. Numerose osservazioni sperimentali hanno mostrato che la velocità della fase liquida  $C_l$  o  $W_l$  è dell'ordine del 10-20% di quella dell'altra fase nella sezione di uscita di rotore e statore.

Come è mostrato nella Figura 30 in queste condizioni le gocce d'acqua investono le pale con elevate incidenze negative, esercitando un'azione frenante, riconducibile a una perdita di lavoro di stadio dell'ordine dell' 1,15% con titoli liquido  $x_l$  dell' 1%.

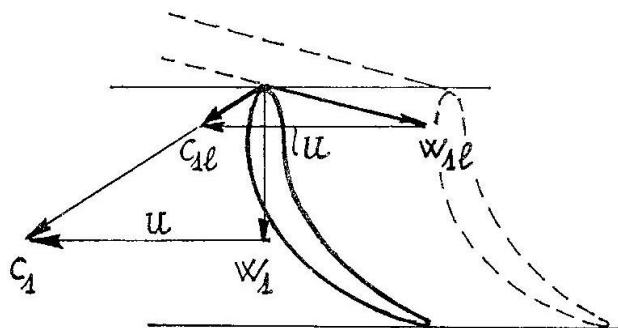


Figura 30: effetto dell'umidità

CC propongono di abbassare il rendimento di stadio dell' 1% per ogni punto percentuale di umidità presente nello stadio considerato.

### 3.7.7 Disc windage loss

Le windage losses o perdite di ventilazione si hanno quando le pale del rotore entrano in contatto con un vicino fluido stazionario (vapore). Generalmente nel caso di ammissione parziale, per turbine ad azione, una porzione di flusso in forte movimento entra in contatto con una zona in cui non c'è flusso di vapore. A questo punto avviene il trasferimento di energia dalle pale rotoriche al vapore inattivo. Ciò comporta una perdita energetica. Nel caso di ammissione totale la regione all'interno della turbina con vapore inattivo è del tutto trascurabile, e quindi lo è anche la perdita per ventilazione. Al fine di minimizzare questa perdita la turbina dovrebbe essere riempita con vapore già movimentato (*active steam*) .

Si è notato che tale perdita è trascurabile nel caso di turbine a reazione e per stadi di turbina non parzializzati

CC propongo di valutare tale perdita con la seguente relazione:

$$\Delta\eta = \frac{\Delta P_w}{W.D. blading} - \eta_b$$

Dove  $\Delta P_w$  è il termine di perdita di potenza (espresso per unità di lavoro specifico). La relazione utilizzata per ottenere tale termine è la seguente:

$$\Delta P_w = T_w \frac{rpm \cdot 2\pi/60}{Gv} \cdot R_{hub}$$

Il termine  $T_w$  è il coefficiente di coppia calcolato tramite il metodo di Daily e Nece<sup>9</sup> ed è influenzato dal numero di Reynolds e dall' Aspect ratio.

Nel codice ST è stato implementato il calcolo della perdita di rendimento per disc windage, ma poichè le analisi effettuate hanno riguardato solamente turbine

---

<sup>9</sup> Daily, J.W. and Nece, R.E. "Chamber dimension effect on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating discs", *F. bas. Engng, Trans. Am. Soc. Mech. Engrs* 1960 82D, 217.

monostadio full admission si è preferito annullare tale perdita essendo rilevante solo per stadi parzializzati.

### 3.7.8 Partial admission

CC non propongono nuove correlazioni per il calcolo di tale perdita, vengono però indicate come migliori correlazioni disponibili all'epoca quelle di Suter e Traupel<sup>10</sup>. Tuttavia gli stadi di turbina considerati durante le prove sono sempre full admission, quindi tale perdita non è stata considerata.

---

<sup>10</sup> Suter and Traupel , 'Investigations into the windage loss of turbine wheels', *Mitt a.d. Inst. Fur Therm Turbomasch. a.d. ETH Zurich*, 1959, 4.

# 4 Il codice ST

---

Ora viene descritto in dettaglio come è stato implementato il codice ST, in grado di realizzare un approccio quasi - 3D del Design di una turbina Assiale. Assegnate, una serie di input, il software consegna all'utente una completa geometria, termodinamica e fluidodinamica della turbina.

Si avranno così informazioni dettagliate legate alle dimensioni (Aree delle sezioni di passaggio, Diametri, altezze di pala, angoli), sulle proprietà termodinamiche (salti entalpici, temperature, entropie, pressioni, titolo di vapore) e sulla fluidodinamica (triangoli velocità, angoli, numeri di Reynolds e di Mach), il tutto stadio per stadio. Dai dati ottenuti verranno, inoltre, valutate le perdite della macchina, in particolare quelle legate al metodo di Craig and Cox.

Infine saranno fornite le prestazioni della macchina, come rendimenti, lavoro e potenza.

## 4.1 Archittettura del codice

Il codice ST è stato sviluppato in ambiente Visual Studio con il linguaggio Fortran e le principali caratteristiche sono:

- a) Suddivisione in sottoprogrammi (Subroutine), che assicura una facile lettura del programma;
- b) L'utilizzo di un software esterno (IAPWS97) in grado di valutare il comportamento Termodinamico del fluido (Vapore);
- c) La possibilità di scegliere tra due metodi di calcolo delle prestazioni (Lozza, Craig and Cox);
- d) Calcolo delle perdite tramite il modello di Craig and Cox.

La procedura di calcolo implementata in ST può essere suddivisa, invece, come segue:

- 1) Introduzione delle variabili da file di input;
- 2) Design degli stadi nel "Core Code";
- 3) Generazione del file di output per la visualizzazione dei risultati.

Prima di iniziare con l'analisi del Codice facciamo un piccolo richiamo alla convenzione, termodinamica e fluidodinamica, utilizzata per gli stadi:

- Sezione 0: ingresso Statore
- Sezione 1: uscita statore
- Sezione 1: ingresso Rotore
- Sezione 2: uscita Rotore

Per quanto riguarda la convenzione geometrica della turbina si fa riferimento alla sezione "Calcolo Aree significative"

## 4.2 Variabili in input

Le variabili inserite all'interno del codice possono essere suddivise in due categorie, in quanto alcune sono globali e fanno riferimento all'intera turbina assiale, mentre altre sono specifiche e si riferiscono ,invece, al singolo stadio.

Le prime forniscono informazioni sull'intera turbina e vengono condivise da tutti gli stadi. Un esempio delle variabili globali è riportato nella Tabella 1.

RUU	ruvidità
No. of stages	Numero di stadi
Rev. speed, rpm	Velocità di rotazione albero
Hin, kJ/kg	Entalpia totale in ingresso
Pin, bar	Pressione totale in ingresso
P exhaust, bar	Pressione statica di uscita
...	...

Tabella 1: input file, variabili globali della turbina

Le seconde variabili, specifiche al singolo stadio, sono riportate in Tabella 2. Per ogni stadio sono riportati alcuni parametri geometrici, fluidodinamici e termodinamici in ingresso al codice, necessari per il calcolo delle perdite e delle prestazioni.

<b>Ris</b>	Grado di reazione ideale
<b>MI = VM2/VM1</b>	Meridional velocity rate
<b>U1, m/s</b>	Velocità periferica ingresso rotore
<b>U2, m/s</b>	Velocità periferica uscita rotore
<b>Alfa1, FLUIDO°</b>	Angolo fluidodinamico uscita statore
<b>M, kg/s</b>	Design mass flow rate
...	...

Tabella 2: input di variabili specifiche dello stadio

Infine, inoltre, una serie di opzioni presenti nell'input file permette all'utente di personalizzare il calcolo, per esempio la scelta di funzionamento della macchina o il metodo di calcolo delle prestazioni.

<b>IMODE</b>	Funzionamento turbina Design/Off-Design
<b>IIMODE</b>	Metodo di Calcolo Lozza/CC
<b>ADMISSION</b>	Full/Partial admission
<b>Axial chord Stat</b>	Valore/in funzione dell'altezza di pala
<b>Axial chord Rot</b>	Valore/in funzione dell'altezza di pala
...	...

Tabella 3: input opzioni di calcolo

Il funzionamento della macchina in Off-Design non è ancora stato implementato.

## 4.3 Core code

Il cuore centrale del codice ST è riportato all'interno della Subroutine Design, dove vengono calcolati tutti i parametri geometrici, termodinamici e fluidodinamici della turbina assiale. Una volta inseriti e letti i dati da input, il software comincia il calcolo dello stadio di turbina. In Figura 31 è riportato lo schema generale della Subroutine Design all'interno del Codice.

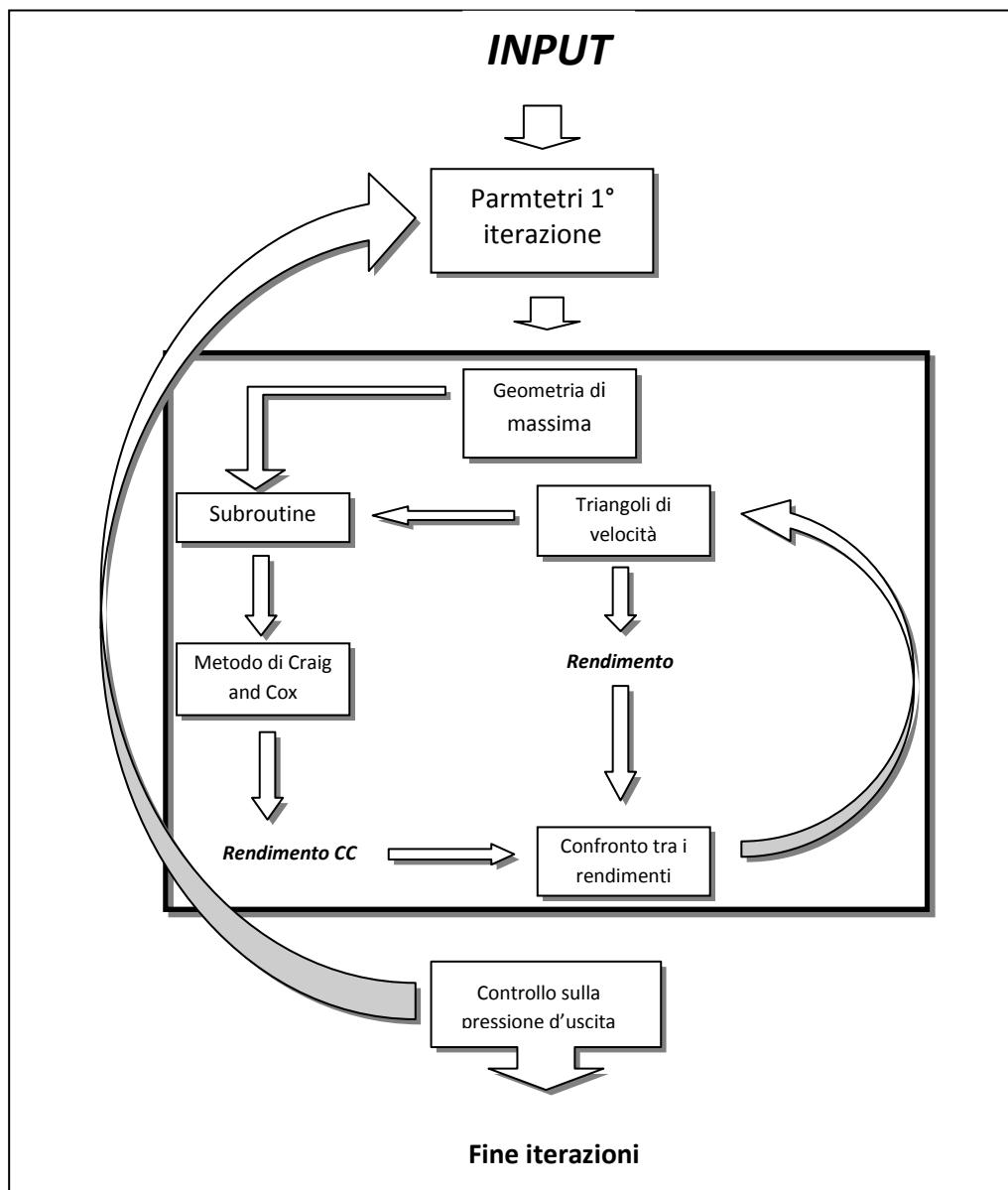


Figura 31: algoritmo

La subroutine Design richiede in input le proprietà termodinamiche in ingresso allo stadio, questi calcoli vengono effettuati dalle routine di calcolo IAPWS97, che richiedono due parametri termodinamici per calcolarne i restanti.

L'algoritmo in via generale funziona nel modo seguente: dai parametri di input come la velocità di rotazione, la velocità angolare e la portata viene calcolata la geometria di massima della macchina. Il blocco costituito dall'insieme delle subroutine usa queste dimensioni congiuntamente ai dati uscenti dal blocco triangoli di velocità per produrre altri parametri utili per l'applicazione del metodo di Craig and Cox. Tali parametri vengono usati per la stima del rendimento CC. Il rendimento viene confrontato con quello in uscita dal blocco triangoli di velocità finché non risultano uguali.

Insieme al rendimento viene prodotto anche un valore di pressione d'uscita dalla macchina. Il blocco "confronto sulla pressione d'uscita" verifica che tale valore coincida con quello imposto da input, se ciò non avviene viene avviata una nuova iterazione variando il coefficiente di carico.

### 4.3.1 Statore

Salto di entalpia isoentropica dello stadio (total-static)

$$\Delta h_{is} = \frac{1}{2} \cdot K_{is} \cdot U_2^2$$

$$\Delta h_{is} = h_{T0} - h_{2,is}$$

Salto di entalpia isoentropico nello statore dello stadio I

$$\Delta H_{is,stat} = H_{00} - H_{1,is}$$

$$\Delta H_{is,stat}(I) = \Delta H_{is}(I) \cdot (1 - R_{is}(I))$$

Dalla conservazione dell'entalpia totale nello statore si ricava la velocità isoentropica all'uscita dello statore stesso per lo stadio I.

$$h_{00} = h_0 + \frac{V_0^2}{2} = h_1 + \frac{V_1^2}{2}$$

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_{1,is} + \frac{V_{1,is}^2}{2}$$

$$V_{1,is}(I) = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{is,stat}(I)}$$

La velocità di uscita dallo statore  $V_1(I)$  è definita tramite il coefficiente di riduzione della velocità assoluta  $\phi$

$$V_1(I) = \phi(I) \cdot V_{1,is}(I)$$

Le condizioni termodinamiche reali di uscita dallo statore sono ora facilmente ricavabili tramite le seguenti equazioni

$$\begin{aligned}\Delta h_{stat} &= \frac{V_1(I)^2}{2} \\ h_1 &= h_{00} - \Delta h_{stat}\end{aligned}$$

Una volta completate le condizioni fluidodinamiche si possono ricavare le componenti assiale e tangenziale della velocità assoluta, come segue:

$$\begin{aligned}V_{1,m}(I) &= V_1(I) \cdot \sin \alpha_1 \\ V_{1,t}(I) &= V_1(I) \cdot \cos \alpha_1\end{aligned}$$

Gli angoli fluidodinamici in ingresso allo statore risultano gli stessi di quelli in uscita dal rotore dello stadio precedente.

### 4.3.2 Rotore

Le condizioni Termodinamiche e fluidodinamiche in ingresso al rotore corrispondono a quelle di uscita dallo statore, da cui si ha:

$$W_{1,t}(I) = V_{1,t}(I) - U_1(I)$$

$$W_1(I) = \sqrt{W_{1,t}(I)^2 + V_{1,m}(I)^2}$$

$$\beta_1(I) = \cos^{-1}(W_{1,t}(I)/W_1(I))$$

Nelle equazioni precedenti vengono riportati i calcoli per la determinazione della velocità relativa e dell'angolo fluidodinamico  $\beta_1(I)$  di ingresso al rotore, sfruttando i triangoli di velocità e le formule goniometriche.

Sfruttando le proprietà termodinamiche, ricavate da IAPWS97 si ottiene il valore del salto di entalpia isoentropico al rotore riportato nell'equazione seguente

$$\Delta h_{is,rot}(I) = h_1(I) - h_{2S}(I)$$

Dalla conservazione della Rotalpia nel rotore si ricava la velocità relativa isoentropica all'uscita del rotore stesso per lo stadio I.

$$h_1 + \frac{W_1^2}{2} - \frac{U_1^2}{2} = h_2 + \frac{W_2^2}{2} - \frac{U_2^2}{2}$$

$$h_2 + \frac{W_2^2}{2} - \frac{U_2^2}{2} = h_{2S} + \frac{W_{2S}^2}{2} - \frac{U_2^2}{2}$$

$$W_{2S}(I) = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{is,rot}(I) + W_1^2(I) + U_2^2(I) - U_1^2(I)}$$

Infine la velocità relativa di uscita dal rotore  $W_2(I)$  è definita tramite il coefficiente di riduzione della velocità relativa  $\psi$ .

$$W_2(I) = \psi(I) \cdot W_{2S}(I)$$

Si possono ora determinare le condizioni termodinamiche reali di uscita dal rotore con le seguenti equazioni

$$\Delta h_{rot}(I) = \frac{1}{2} \cdot (W_2(I)^2 - W_1(I)^2 + U_1(I)^2 - U_2(I)^2)$$

$$h_2(I) = h_1(I) - \Delta h_{rot}(I)$$

Una volta completate le condizioni fluidodinamiche di uscita dal rotore si possono ricavare le componenti della velocità relativa e di quella assoluta, come segue:

$$MI(I) = V_{2,m}(I)/V_{1,m}(I)$$

$$V_{2,m}(I) = V_{1,m}(I) \cdot MI(I)$$

$$W_{2,t}(I) = \sqrt{W_2(I)^2 - V_{2,m}(I)^2}$$

$$V_{2,t}(I) = W_{2,t}(I) + U_2(I)$$

$$V_2(I) = \sqrt{V_{2,m}(I)^2 + V_{2,t}(I)^2}$$

Mentre, gli angoli fluidodinamici in uscita dal rotore sono così definiti:

$$\beta_2(I) = \cos^{-1}(W_{2,t}(I)/W_2(I))$$

$$\alpha_2(I) = \cos^{-1}(V_{2,t}(I)/V_2(I))$$

Determinate quindi le condizioni 2, all'uscita dal Rotore , viene calcolato il *Lavoro Euleriano* che rappresenta l'energia meccanica ottenuta in uscita dallo stadio.

$$W(I) = U_1(I) \cdot V_{1,t}(I) - U_2(I) \cdot V_{2,t}(I)$$

### 4.3.3 Alternative di calcolo

Una volta determinate tutte le quantità geometriche, Termodinamiche e fluidodinamiche, nonchè le prestazioni dello stadio, il passo successivo è stato quello di inserire sempre all'interno del software dei metodi in grado di valutare da una parte il rendimento della macchina e dall'altro le perdite connesse.

Il codice ST contiene al suo interno 2 modelli:

- 1. Metodo di Lozza**
- 2. Metodo di Craig and Cox**

Questi metodi, analizzati in dettaglio nelle rispettive sezioni, sono composti da una serie di correlazioni statistiche, che tengono conto di molti complicati fenomeni riguardanti l'aerodinamica della turbina (profile loss, secondary Loss, Annulus Loss ecc) in grado di valutare le prestazioni .

In paticolare, come si è visto nel metodo di CC, si possono valutare anche le tipiche perdite che accumunano le turbine assiali. Come visto in precedenza, il programma da la possibilità di scegliere quale di questi metodi confrontare con le prestazioni dello stadio / calcolate prima.

Da qui fino alla fine della implementazione dello stadio i-esimo (statore più rotore), viene condotta una procedura iterativa che permette di raggiungere le condizioni reali dello stadio sotto esame. Le condizioni valutate in precedenza, non risulteranno altro che essere semplicemente quelle di primo tentativo. L'iterazione successiva, utilizzerà i risultati di quella precedente come valori iniziali di secondo tentativo, e la procedura si ripeterà finchè non verrà raggiunta la convergenza.

#### 4.3.4 Controllo

Valutate le prestazioni e le condizioni complete dello stadio, e noti da input il valore della Pressione di uscita e il numero massimo di stadi della turbina, viene effettuato il controllo sulla pressione d'uscita in modo che coincida con quella imposta da input.

Infatti se non vengono rispettate le condizioni di uscita dalla turbina, vagliando il numero di stadi imposto, un nuovo processo iterativo dovrà essere effettuato tale da cambiare la variabile  $K_{is}$ .

Contrariamente, se vengono rispettati i vincoli, si potrà procedere all'implementazione dello stadio successivo, dove le condizioni termodinamiche e fluidodinamiche di ingresso sono equivalenti a quelle di uscita dello stadio precedente.

#### 4.3.5 Risultati in output

La procedura di calcolo che viene implementata in "CORE CODE" è ripetuta dunque per tutti gli stadi, e per ciascun stadio sono determinati questi output:

- Triangoli di Velocità
- Perdite di Craig and Cox
- Proprietà termodinamiche
- Prestazioni
- Area delle sezioni
- Geometria

Un esempio di ciò che vediamo in Fortran è mostrato nella figura seguente

Velocity triangles										
-----										
Alfa0, °	90.00	125.35	125.06	125.33	125.53	125.79	126.02	126.20	126.44	126.48
V0, m/s	50.00	77.13	77.47	78.64	79.70	80.87	82.01	83.09	84.25	85.12
Alfa1, °	15.00	15.00	15.00	15.00	15.00	15.00	15.00	15.00	15.00	15.00
V1, m/s	243.06	245.01	247.89	250.60	253.46	256.29	259.04	261.86	264.43	265.72
FI	0.95323	0.95141	0.95318	0.95432	0.95596	0.95748	0.95865	0.96009	0.96056	0.95646
U1, m/s	200.00	202.00	204.00	206.00	208.00	210.00	212.00	214.00	216.00	218.00
Beta1, °	61.06	61.34	61.08	60.92	60.69	60.48	60.32	60.12	60.06	60.65
W1, m/s	71.88	72.27	73.30	74.21	75.23	76.23	77.17	78.16	78.98	78.90
Mach1	0.36	0.37	0.39	0.40	0.42	0.44	0.45	0.48	0.50	0.52
Mach1is	0.38	0.39	0.41	0.42	0.44	0.45	0.47	0.50	0.52	0.54

Beta2, °	165.63	165.63	165.63	165.64	165.64	165.65	165.65	165.66	165.65	165.65	165.63
W2, m/s	253.55	255.50	258.57	261.48	264.56	267.58	270.51	273.58	276.23	277.15	
PSI	0.95323	0.95141	0.95318	0.95432	0.95596	0.95748	0.95865	0.96009	0.96056	0.95646	
U2, m/s	201.00	203.00	205.00	207.00	209.00	211.00	213.00	215.00	217.00	219.00	
Alfa2, °	125.35	125.06	125.33	125.53	125.79	126.02	126.20	126.44	126.48	125.73	
V2, m/s	77.13	77.47	78.64	79.70	80.87	82.01	83.09	84.25	85.12	84.73	
Mach2	0.38	0.39	0.41	0.43	0.44	0.46	0.48	0.51	0.53	0.54	
Mach2is	0.40	0.42	0.43	0.45	0.46	0.48	0.50	0.53	0.55	0.57	
MI = VM2/VM1	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	
ALFAM1	13.80	13.80	13.80	13.80	13.80	13.80	13.80	13.80	13.80	13.77	
BETAM2	166.91	166.91	166.91	166.91	166.92	166.92	166.93	323.98	297.23	285.84	
<hr/>											
Craig and Cox											
<hr/>											
FL (Lift) rotore	12.62	12.62	12.62	12.63	12.63	12.63	12.63	12.64	12.64	12.63	
FL (Lift) statore	12.25	8.62	8.65	8.62	8.60	8.57	8.54	8.52	8.49	8.48	
CR rotore	2.78	2.78	2.78	2.78	2.78	2.77	2.77	3.14	2.81	2.63	
CR statore	2.85	2.69	2.69	2.69	2.68	2.68	2.68	2.67	2.67	2.67	
Ratio rotore	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.71	0.71	0.71	0.72	
Ratio statore	0.74	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	0.68	
Yp0 statore	0.62	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60	0.61	0.61	0.61	0.61	
Yp0 rotore	0.61	0.61	0.61	0.61	0.61	0.61	0.61	0.56	0.60	0.74	
Xte statore	1.43	1.43	1.43	1.36	1.36	1.36	1.31	1.31	1.23	1.23	
Xte rotore	1.48	1.48	1.48	1.40	1.40	1.40	1.34	1.34	1.25	1.24	
deltaYpte statore	0.39	0.39	0.39	0.27	0.27	0.27	0.20	0.20	0.13	0.13	
deltaYpte rotore	0.39	0.39	0.39	0.27	0.27	0.27	0.20	0.20	0.13	0.13	
Xres	1.57	1.57	1.57	1.57	1.57	1.57	1.57	1.57	1.57	1.57	
Xrer	1.57	1.57	1.57	1.57	1.57	1.57	1.57	1.57	1.57	1.57	
Reynolds statore	0.2E+07	0.1E+07	0.1E+07	0.1E+07	0.1E+07	0.9E+06	0.8E+06	0.7E+06	0.6E+06		
0.6E+06 0.4E+06											
Reynolds rotore	0.1E+07	0.1E+07	0.1E+07	0.1E+07	0.1E+07	0.9E+06	0.7E+06	0.7E+06	0.1E+07		
0.2E+07 0.2E+07											
sen^-1(o/s) rotore	13.09	13.09	13.09	13.09	13.08	13.08	13.07	36.02	62.77	74.16	
sen^-1(o/s) stator	13.80	13.80	13.80	13.80	13.80	13.80	13.80	13.80	13.80	13.77	
stall+ basic rotore	-0.70	-0.55	-0.69	-0.78	-0.91	-1.03	-1.12	6.52	10.29	11.33	
stall+ CR rotore	16.35	16.38	16.35	16.33	16.30	16.27	16.25	20.64	16.72	14.58	
stall+ s/b rotore	20.39	20.34	20.39	20.41	20.45	20.49	20.52	17.40	4.18	1.00	
stall+ basic stator	15.04	23.82	23.79	23.82	23.84	23.87	23.90	23.92	23.94	23.94	
stall+ CR statore	17.17	16.39	16.35	16.34	16.31	16.28	16.26	20.67	16.77	14.60	
stall+ s/b statore	15.59	27.59	27.44	27.58	27.68	27.82	27.94	28.04	28.17	28.25	
i+stall rotore	36.04	36.18	36.05	35.97	35.85	35.74	35.66	44.56	31.19	26.92	
<hr/>											
TDN properties											
<hr/>											
P0, bar	45.81	37.12	29.85	23.65	18.43	14.10	10.56	7.72	5.48	3.76	
2.50											
H0, kJ/kg	3288.03	3230.38	3173.51	3115.25	3055.72	2994.81	2932.56	2868.97	2803.99	2737.76	
2674.59											
T0, K	708.32	677.86	647.69	616.72	585.01	552.54	519.31	485.37	450.74	415.63	
400.55											
X0	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	
0.98080											
P1, bar	41.38	33.50	26.75	21.04	16.26	12.32	9.12	6.58	4.60	3.10	
H1, kJ/kg	3259.74	3203.34	3145.79	3086.94	3026.77	2965.24	2902.37	2838.14	2772.57	2706.08	
T1, K	693.39	663.52	632.96	601.65	569.58	536.76	503.20	468.93	434.04	407.85	
X1	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	0.99056	
C1, m/s	669.54	654.97	639.70	623.68	606.83	589.09	570.37	550.61	529.73	513.50	
P2, bar	37.12	29.85	23.65	18.43	14.10	10.56	7.72	5.48	3.76	2.50	
H2, kJ/kg	3230.38	3173.51	3115.25	3055.72	2994.81	2932.56	2868.97	2803.99	2737.76	2671.00	
T2, K	677.86	647.69	616.72	585.01	552.54	519.31	485.37	450.74	415.63	400.55	
X2	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000	0.97915	

C2, m/s	662.00	647.10	631.44	615.00	597.68	579.44	560.18	539.82	518.38	508.88
<hr/>										
Performances										
<hr/>										
W = Work, kJ/kg	55.93	56.84	58.17	59.45	60.81	62.16	63.50	64.89	66.15	66.79
T-T efficiency	0.90138	0.89771	0.90130	0.90377	0.90722	0.91034	0.91282	0.91597	0.91678	0.90754
T-S efficiency	0.86014	0.85708	0.86009	0.86214	0.86502	0.86761	0.86967	0.87227	0.87295	0.86534
Lozza's efficiency	0.89087	0.89241	0.89381	0.89499	0.89588	0.89639	0.89641	0.89566	0.89358	0.88173
Power, MW	11.19	11.37	11.63	11.89	12.16	12.43	12.70	12.98	13.23	13.36
CC efficiency	0.90139	0.89772	0.90130	0.90377	0.90723	0.91034	0.91282	0.91597	0.91679	0.90756
<hr/>										
Cross-sectional Areas										
<hr/>										
A0, m <sup>2</sup>	0.27086	0.25479	0.30102	0.35834	0.43228	0.52866	0.65721	0.83292	1.07885	1.43638
A0P, m <sup>2</sup>	0.24638	0.25775	0.30476	0.36400	0.44045	0.54074	0.67535	0.86022	1.12172	1.52088
A1S, m <sup>2</sup>	0.22190	0.26071	0.30851	0.36965	0.44862	0.55282	0.69348	0.88751	1.16459	1.60537
A1, m <sup>2</sup>	0.23358	0.27443	0.32475	0.38911	0.47223	0.58192	0.72998	0.93422	1.22588	1.68987
A2, m <sup>2</sup>	0.25479	0.30102	0.35834	0.43228	0.52866	0.65721	0.83292	1.07885	1.43638	2.04757
<hr/>										
Geaometry										
<hr/>										
R0, cm	29.38	29.68	29.97	30.26	30.56	30.85	31.15	31.44	31.73	32.03
R0f, cm	29.38	29.68	29.97	30.26	30.56	30.85	31.15	31.44	31.73	32.03
R1, cm	29.38	29.68	29.97	30.26	30.56	30.85	31.15	31.44	31.73	32.03
R2, cm	29.53	29.82	30.12	30.41	30.70	31.00	31.29	31.59	31.88	32.17
WA, cm	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.01	0.03
H0, cm	14.67	13.66	15.99	18.84	22.51	27.27	33.58	42.17	54.11	71.38
H0P, cm	13.35	13.82	16.18	19.14	22.94	27.90	34.51	43.55	56.26	75.58
H1, cm	12.65	14.72	17.25	20.46	24.60	30.02	37.30	47.29	61.48	83.98
H2, cm	13.73	16.06	18.94	22.62	27.40	33.74	42.36	54.36	71.71	101.29
H stat, cm	14.01	13.74	16.08	18.99	22.73	27.58	34.05	42.86	55.18	73.48
H rot, cm	13.19	15.39	18.09	21.54	26.00	31.88	39.83	50.83	66.60	92.63
Flare angle	6.00	6.00	6.00	6.00	6.32	8.17	9.50	12.96	14.73	23.76
Blade pitch S, cm	4.80	4.03	4.04	4.71	4.70	4.69	5.36	5.35	6.68	6.68
Blade pitch R, cm	4.37	4.38	4.37	5.10	5.10	5.09	5.82	5.81	7.26	7.27
Corda Statore, cm	5.24	7.47	7.46	8.71	8.72	8.73	9.99	10.00	12.52	12.53
Corda Rotore, cm	4.93	4.94	4.93	5.75	5.75	5.75	6.57	17.47	12.56	9.95
BKB Statore, cm	7.44	7.67	7.66	8.95	8.95	8.96	10.25	10.26	12.84	12.85
BKB Statore, cm	7.26	7.27	7.26	8.47	8.47	8.47	9.68	17.54	12.74	10.32

Con i dati ottenuti si è in grado di costruire, oltre ai triangoli di velocità e uno schema rappresentante l'andamento dei parametri Termodinamici (piano h-s), anche una rappresentazione grafica dimensionale della turbina dato che in output siamo in possesso di tutti i parametri geometrici più importanti. Per ora ci limitiamo a riportare i dati numerici che otteniamo come risultato della procedura fatta.

## 4.4 Subroutine

L'utilizzo del metodo di Craig and Cox in ST, ha richiesto il calcolo di diversi parametri geometrici e non, che sono stati implementati all'interno del codice in specifiche Subroutine. Sono stati in particolare calcolati:

- Aree Significative
- Corda in funzione dell'altezza di pala
- Lunghezza Linea media, backbone
- Numero di Pale e Passo
- Altezza di pala
- Angoli meccanici in uscita da statore e rotore
- Wall Flare Angle
- Viscosità del fluido
- Svergolamento

## 4.5 Calcolo Aree significative

Il software ST, nell'implementazione del metodo di Creig e Cox, necessita della stima di alcune aree significative, in particolare:

- aerea ingresso rotore ( $A_0$ )
- aerea uscita statore ( $A_{0P}$ )
- area fine del condotto statorico ( $A_{1s}$ )
- aerea ingresso rotore ( $A_1$ )
- area uscita rotore ( $A_2$ )
- area tip clearance ( $A_k$ )

Avendo a disposizione la portata massica e conoscendo il volume specifico si è potuta ricavare il valore esatto delle aree nelle sezioni 0, 1 e 2 sfruttando l'equazione di continuità; in particolare il calcoli svolti sono stati:

$$A = \frac{G \cdot sv}{V \cdot \sin \alpha}$$

Dove la portata massica  $G$  è moltiplicata per il volume specifico e divisa per la componente meridiana della velocità assoluta, in modo da ricavare la sezione di passaggio perpendicolare all'asse di rotazione della macchina. Da queste aree fondamentali sono stati ricavati altre sezioni di passaggi con altri metodi. L'area  $A_{OP}$  è stata calcolata come interpolazione lineare tra la sezione 0 e la sezione 1 e risulta avere un valore compreso tra l'area  $A_0$  e  $A_1$ . Si è ritenuto plausibile fare ciò sapendo che l'espansione del vapore porta ad avere necessità di aree di passaggio sempre maggiori e per semplicità si è scelto di adottarne un incremento lineare. E' stato necessario inserire la distanza tra l'area di uscita dello statore e l'area di entrata nel rotore, questo valore è stato fissato pari alla corda assiale delle palette statoriche.

Le altre aree calcolate sono quelle che si interfacciano sulla sezione 1. A cavallo di questa sezione può esserci un brusco allargamento dell'area di passaggio. Questa circostanza è quella che porta alla necessità di valutare le perdite di *tip* e di *overlap*.

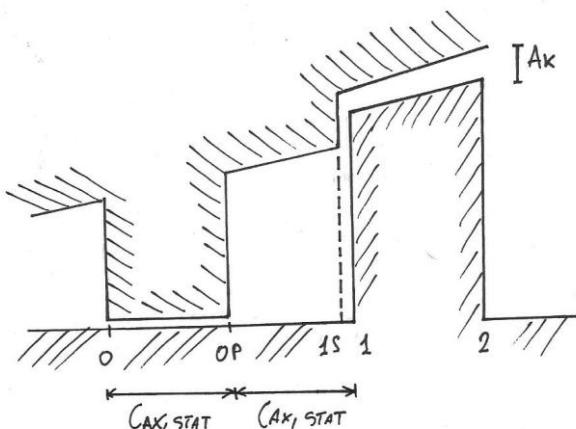


Figura 32: stadio di turbina

Basandosi su schemi e rappresentazioni grafiche si è deciso di diminuire del 5% l'area nella sezione 1, in modo da rendere conto del brusco allargamento che si ha passando dal condotto finale dello statore all'ingresso nella girante. Si ottiene l'area 1s:

$$A_{1s} = A_1 \cdot 0,95$$

Poi è stato necessario calcolare  $A_k$  cioè la *TIP Clearance Area* ovvero l'area di bypass che permette al flusso di vapore di passare oltre il rotore senza che tutta la portata si incanali nel percorso interpalare. Anche quest'area è necessaria al calcolo delle

perdite di *tip*. L'area  $A_k$  è stata calcolata come il 5% dell'area  $A_2$ . Infine si è calcolata la somma tra l'area  $A_2$  e  $A_k$ .

$$A_k = 0,05 \cdot A_2 \\ A_G = A_2 + A_k$$

Di seguito sono riportate le porzioni di codice in cui sono implementati i calcoli mostrati precedentemente, parte di essi sono stati sviluppati nella subroutine AREAOP.

```
C Area0
    A0(I) = GM(I)*SV0(I)/V0(I)/SIN(RAD(ALF0(I)))
.
.

C Area1
    A1(I) = GM(I)*SV1(I)/V1M(I)
.
.

C Area2
    A2(I) = GM(I)*SV2(I)/V2M(I)
.
.

C AreaOP
    CALL AREAOP(I)
```

```
SUBROUTINE AREAOP(IC)
C
    IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
    INCLUDE 'CNSTS.INC'
    INCLUDE 'STINC.INC'
C
C     Il valore dell'areaaOP, utile per C&Cox è ottenuto come
C     interpolazione
C     lineare tra il valore dell' A0 e A1S dove A1S è calcolata come il
C     95%
C     di A1
C
C     A1S è utile per il calcolo delle perdite dovute al brusco
C     allargamento di
C     sezione (cox cavity loss)
C
```

```

C   Calcolo dell'area AOP considerando che lo spazio tra A1 e A0 pari
C   a 2*(corda assiale statore)
C   Distanza tra il punto 0P e 1 è posto pari al doppio della corda
C   assiale dello statore per cui il valore della corda assiale si
C   semplifica col numeratore e rimane solo 2
C
C   A1S(IC) = A1(IC)*0.95
C   AOP(IC) = (A1S(IC) - A0(IC))/2 + A0(IC)
C
C   AG è l'Area totale comprensiva dell'area di passaggio fluidodinamica
A2 +
C   la TIP clearance Area AK
C
C   AG(IC) = A2(IC) * 1.05
C   AK(IC) = AG(IC) - A2(IC)
C
C   RETURN
C   END

```

## 4.6 Corda

Il codice ST riceve in input il valore della corda assiale, che poi viene usato per il calcolo della linea media e di altri parametri geometrici del profilo.

In alcuni casi si è reso necessario eseguire delle prove che prevedessero il confronto tra macchine con altezza di pala profondamente differente, in questi casi la costanza della corda assiale è risultata irrealistica essendo le diverse pale sottoposte a sforzi completamente diversi. Per poter variare automaticamente la lunghezza della corda si è reso necessario legarla all'altezza dei pala.

Si è quindi implementata nel codice una relazione ottenuta confrontando le corde assiali di palette con altezze diverse. Tramite l'interpolazione spline dei dati di altezza e corda di tali palette si è ricavata la seguente equazione:

$$\text{Corda assiale} = 0,0005 \cdot h^2 + 0,0207 \cdot h + 1,5414$$

Si è quindi potuto evitare di cambiare manualmente il valore di corda assiale.

Di seguito si riporta lo script della subroutine.

```
subroutine corda(IC,al)

c      si calcola il valore della corda assiale partendo da dati di pale
c      reali. Tramite spline Matlab di diversi rapporti corda/altezza
c      si è potuta ricavare l'equazione utilizzata.

      IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
c
      INCLUDE 'CNSTS.INC'
      INCLUDE 'STINC.INC'
c

      cord = 0.0005*al*al + 0.0207*al + 1.5414

      return
      end
```

## 4.7 Calcolo del backbone

Uno dei parametri geometrici più utilizzati nel metodi di Creig and Cox è la lunghezza del backbone. Il backbone è la linea media del profilo e non essendo data è stata sviluppata una subroutine col compito di calcolarla quando necessario. Per semplicità di calcolo si è costruita la linea media come un arco di cerchio fino alla gola e poi come tratto rettilineo fino al bordo d'uscita. La subroutine in questione utilizza come dati per il calcolo:

- Angolo meccanico di ingresso al profilo
- Angolo meccanico d'uscita
- Lunghezza corda assiale
- Passo

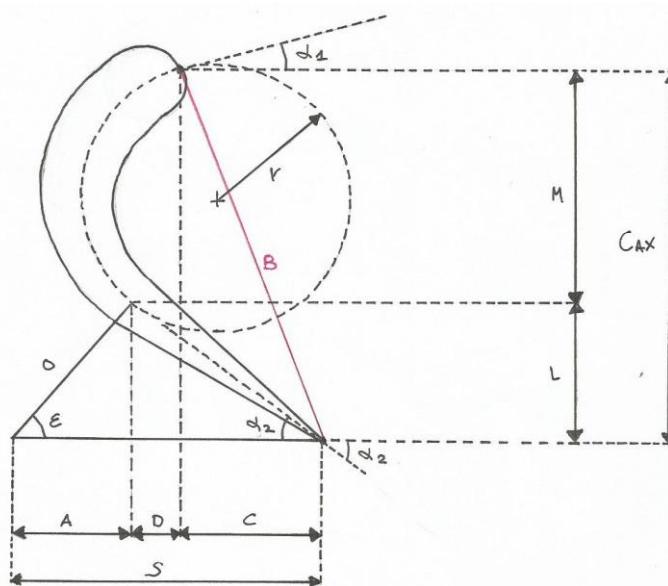


Figura 33: Backbone

Le relazioni utilizzate sono puramente trigonometriche e geometriche, e non richiedono particolari commenti.

Conoscendo l'angolo meccanico in uscita  $\alpha_2$  si è potuto calcolare l'angolo  $\epsilon$ , sapendo che il tratto di gola forma un angolo retto col segmento congiungente l'arco di cerchio e il trailing edge :

$$\varepsilon = \frac{\pi}{2} - \alpha_2$$

Il tratto M è pari alla differenza tra la lunghezza della corda assiale è il tratto  $L = o \cdot \sin \alpha_2$ . Il segmento M è anche calcolabile come  $M = r \cdot (\cos \alpha_1 + \cos \alpha_2)$ . E' quindi possibile ricavare il raggio dell'arco di cerchio e la lunghezza dell'arco di cerchio compreso tra i 2 angoli:

$$r = \frac{C_{ax} - o \cdot \cos \alpha_2}{\cos \alpha_1 + \cos \alpha_2}$$

Il tratto rettilineo tra arco di cerchio e bordo d'uscita si calcola rapidamente come  $s \cdot \cos \alpha_2$  e quindi si può passare al calcolo della lunghezza totale del backbone come somma di questi 2 componenti:

$$bkb = s \cdot \cos \alpha_2 + r \cdot (\pi - \alpha_1 - \alpha_2)$$

Infine sono stati ricavati altri due parametri geometrici significativi, la corda e lo stagger angle. Per il calcolo della corda si è passato per le misurazioni del segmento D e C:

$$D = r \cdot \cos \varepsilon - r \cdot \sin \alpha_1$$

$$C = |s - o \cdot \cos \varepsilon - D|$$

La corda risulta infine:

$$B = \sqrt{C_{ax}^2 + C^2}$$

Lo stagger angle invece:

$$stagg = \cos^{-1} \left( \frac{C_{ax}}{B} \right)$$

Nella medesima subroutine sono stati calcolati anche altri rapporti utilizzati in ST per il calcolo delle perdite secondo Creig and Cox, in particolare il rapporto s/B (passo-corda) e il rapporto Te/s (spessore bordo d'uscita-passo)

E' da notare che a volte è richiesto nelle correlazione di CC il valore del *back surface radius*. Tale valore sarebbe il raggio del tratto rettilineo che collega il bordo d'uscita all'arco di circonferenza. Proprio perché si tratta di un tratto rettilineo il reggio in questione risulta pari a infinito. In input esiste la possibilità di variare tale valore ma ciò non ha effetto sul calcolo della lunghezza del backbone, perché si è ritenuto che ciò introducesse una complicazione non giustificata da miglioramenti consistenti nella precisione del metodo.

```
SUBROUTINE BKB(IC,IRC,ANGMIN,ANGMOUT,S,CAX,TE,*)
C
C      Profilo ad arco di cerchio fino alla gola, poi rettilineo fino
C      al t.e. Calcoliamo:
C      CAX      = corda assiale del profilo
C      0        = gola
C      B        = corda del profilo
C      BKBONE   = backbone length
C      STAGG    = stagger angle
C      CAX      = axial chord
C      S        = blade pitch
C      TE       = Trailing edge thickness
C
C      IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
C      INCLUDE 'CNSTS.INC'
C      INCLUDE 'STINC.INC'
C
C      IS = 2*(IC - 1) + IRC
C      IF (MOD(IS, 2).EQ.0) THEN
C          caso ROTORE: gola e angoli in radianti
C          ANGR1 = ABS(ANGMIN*PI/180)
```

```

        ANGR2 = ABS(PI-ANGMOUT*PI/180)
        O(IC) = ABS(S*SIN(ANGR2))
C      caso STATORE: gola e angoli in radianti
        ELSE
            ANGR1 = ABS(ANGMIN*PI/180)
            ANGR2 = ANGMOUT*PI/180
            O(IC) = ABS(S*SIN(ANGR2))
        ENDIF
C
        EPSELON = PI/2 - ANGR2
        RBKB = (CAX - O(IC)*COS(ANGR2))/(COS(ANGR1) + COS(ANGR2))
        BKBONE(IC) = S*COS(ANGR2) + RBKB*(PI - ANGR1 - ANGR2)
        D = RBKB*COS(EPSELON) - RBKB*SIN(ANGR1)
        A = O(IC)*COS(EPSELON)
        C = ABS(S - A - D)

        B(IC) = SQRT(C**2 + CAX**2)
        STAGG(IC) = ACOS(CAX/B(IC))*180/PI
C
C      rapporto S/b
        SB(IC) = S/BKBONE(IC)
C
C      rapporto Te/s
        TES(IC) = TE/S
        RETURN
C
        END

```

## 4.8 Calcolo della viscosità

Un parametro richiesto per il calcolo del rendimento è il numero di Reynolds, funzione delle viscosità.

Per il calcolo di questa proprietà è stata utilizzata la formula di Chapman-Enskog, che potrebbe essere usata per diversi componenti e anche per miscele di componenti:

$$\mu = \frac{26,69 \cdot (M \cdot T)^{1/2}}{\sigma^2 \cdot \Omega_v(T^*)}$$

Fissato il fluido di lavoro, tramite questa relazione si calcola il valore della viscosità dinamica avendo come input solamente la temperatura. All'interno della formula compaiono:

- Massa molecolare M [g/mole]
- Temperatura del fluido T [K]
- the collision diameter  $\sigma$  [ $\text{\AA}$ ]
- the collision integral  $\Omega_v$

Il valore di  $\Omega_v$  è calcolato tramite i potenziali di Lennard-Jones che compaiono nella formula seguente e che sono tabulati per molte tipologie di fluido:

$$\Omega_v = [A(T^*)^{-B}] + C[\exp(-D \cdot T^*)] + E[\exp(-F \cdot T^*)]$$

Altro importante termine a comparire nella relazione precedente è la temperatura ridotta:

$$T^* = \frac{k}{\varepsilon} T$$

In cui k è la costante di Boltzman e  $\varepsilon$  è la massima energia di attrazione. I valori delle costanti sono:

A	B	C	D	E	F
1,16145	0,14874	0,52487	0,77320	2,16178	2,43787

Per il vapore il rapporto  $\varepsilon/k$  vale 809,1 K e  $\sigma$  vale 2,641  $\text{\AA}$

```

FUNCTION VISC(X)

C Calcolo della VISCOSITA' DELLA MISCELA con la formula di Eskog et. al.
C utilizzando i potenziali di Lennard-Jones tabulati in "Properties of
C gases and solids"
C
C In ingresso è richiesta solo T[K]
C AMU    = coefficienti della formula empirica di Neufeld (non variano
C           cambiando fluido)
C sigma   = valore per ACQUA tabulato in appendice B in "Properties of
C           gases and solids"
C ek      = epsilon/k per ACQUA tabulato in appendice B in "Properties of
C           gases and solids"
C AMM    = massa molare acqua
C VISC   = valore viscosità in [Pa*s]
C NB: si possono valutare viscosità di altri fluidi variando i potenziali
di
C       Lennard-Jones

IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
dimension AMU(6)
data AMU/1.16145,0.14874,0.52487,0.77320,2.16178,2.43787/
AMM     = 18
sigma   = 2.641
ek       = 809.1
TstarMU = X/ek
omegaMU = AMU(1)*TstarMU**(-AMU(2))
1      +AMU(3)*exp(-AMU(4)*TstarMU)
1      +AMU(5)*exp(-AMU(6)*TstarMU)

VISC = ((26.69*(AMM*T)**(1/2))/((sigma**2)*omegaMU))/(10**5)
return
end

```

## 4.9 Diametro e altezza di pala

Nel calcolo dell'altezza di pala si è proceduto nel modo seguente:

- Calcolo del raggio "medio" in ingresso e in uscita al rotore ( $R_1, R_2$ ) partendo dalle velocità tangenziali  $U_1$  e  $U_2$  in ingresso in input come variabili del problema. Infatti noi conosciamo la velocità di rotazione in giri al minuto [rpm] dell'albero ottenendo, così infine i risultati voluti:

- $U = R \cdot w$
- $R = U/w$

$w$  coincide con la velocità di rotazione in [rad/s] : rpm \*  $2\pi/60$

$U$  coincide con la velocità tangenziale del profilo "medio", cioè preso a metà pala. [m/s]

$R$  coincide con il raggio "medio", cioè preso a metà pala [m].

Tutto è stato calcolato per il punto 1 e 2 dello stadio, vale a dire ingresso e uscita rotore. Per quanto riguarda lo statore si è considerato che il valore del raggio  $R_0$  e  $R_{OP}$ , rispettivamente ingresso e uscita statore, fossero uguali a quello di ingresso al rotore  $R_1$ . Il punto 0 dello stadio successivo (ingresso statore), coincide con il punto 2 dello stadio precedente (uscita rotore), se si considerano le aree, invece le altezze,  $H_0(I+1)$  e  $H_2(I)$ , risulteranno differenti. Per  $I$  si intende il numero di stadio. In Figura 34 è riportato lo schema dello stadio Statore + Rotore.

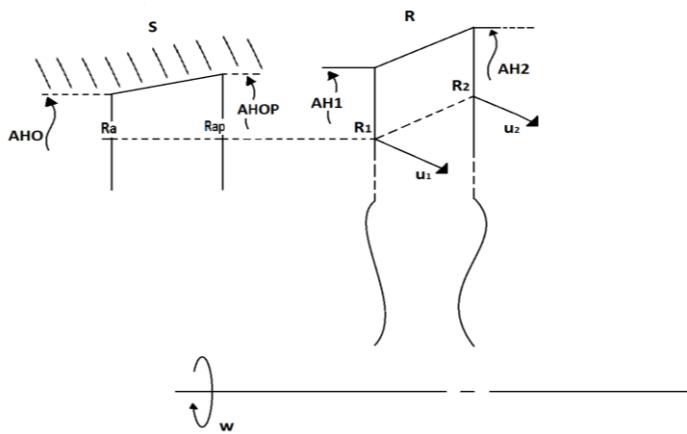


Figura 34: stadio di turbina, altezza di pala

2. Calcolo delle aree dei singoli stadi, espressi come:

- $m = \rho \cdot A \cdot v$
- $A = m / \rho \cdot v$

Abbiamo in ingresso al programma come variabile di input la portata  $m$  [Kg/s], e ci siamo calcolati in precedenza  $v$  (velocità assiale turbina) e  $\rho$  (rho, densità del fluido nei vari punti 0,0P,1,2 degli stadi). Quindi abbiamo noti in ingresso alla subroutine HPALA (calcola altezza di pala), all'interno di ST, le singole Aree  $A_0$ ,  $A_{0P}$ ,  $A_1$  e  $A_2$  per ogni stadio. Ora sfruttiamo i dati che abbiamo calcolato per trovare i valori dell'altezza di pala con la formula della corona circolare :

- $A = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot H$       *area corona circolare*
- $H = A / (2 \cdot \pi \cdot R)$       *altezza di pala*

Inserendo i valori di  $A_1$  e  $A_2$ ,  $R_1$  e  $R_2$  possiamo trovare il valore di (altezza di pala)  $H_1$  e  $H_2$  che corrispondono rispettivamente ad ingresso e uscita rotore. Analogamente viene fatto lo stesso discorso per lo statore ricavando così le altezze di pala  $H_0$  e  $H_{0P}$ .

3. Ora non resta che calcolare un valore unico per l'altezza di pala che si troverà a metà della corda assiale, facendo una media tra quello in ingresso e uscita. Nel caso del Rotore, sfruttando la sua corda assiale, anch'essa valore di input variabile al nostro codice, non viene fatto altro che supporre una corrispondenza lineare tra la corda e l'altezza di pala. In questo modo si può ricavare il valore di *height of blade* in funzione della corda ponendoci semplicemente a metà di essa.

In questo modo ricaviamo il valore dell'altezza di pala per il rotore e per lo statore di ogni stadio. A titolo di esempio viene riportato di seguito una rappresentazione delle diverse altezze di pala:

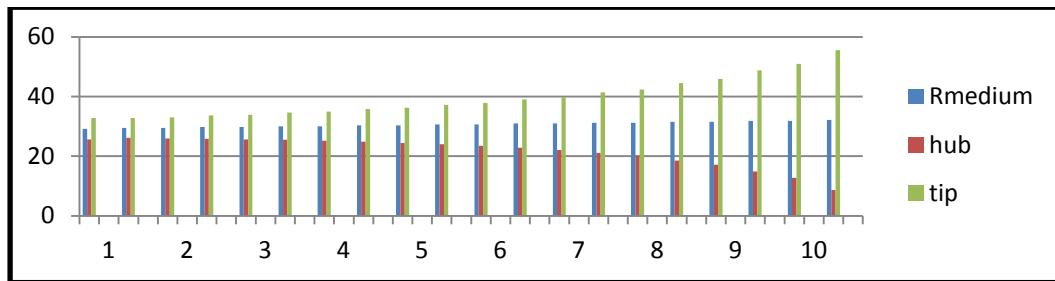


Figura 35: Altezza di pala di statore e rotore e raggio medio per una turbina assiale 10 stadi

Di seguito, vengono riportate le righe di codice della Subroutine HPALA:

```

SUBROUTINE HPALA(IC,AR0,AR0P,AR1,AR2,UR1,UR2,REVS,CAXR,CAXS,*)
C
C Versione 1:
C SUBROUTINE HPALA(IC,IRC,AR0,AR1,AR2,UR1,UR2,REVS,*) calcola l'
C altezza di pala: dapprima si ricavano i raggi medi sezione per
C sezione (ingresso e uscita, rotore) dalla velocità di rotazione
C tg U1 e U2 (U = R*W) andando poi tramite la formula della corona
C circolare (A = 2*pi*R*H) a trovare il valore di HPALA.
C R0 e R0P (raggi medi ingresso e uscita statore) sono stati
C calcolati interpolando linearmente i raggi di ingresso e uscita
C R1 e R2 del rotore lungo lo stadio di turbina.
C
C Versione2:
C raggio medio statore = R1. R0=R0P=R1
C
C Profilo ad arco di cerchio fino alla gola, poi rettilineo fino
C al t.e. Calcoliamo:
C ARO    = Section Area 0 (in. statore)
C AROP   = Section Area 0P (OUT. statore)
C AR1    = Section Area 1 (in. rotore)
C AR2    = Section Area 2 (out rotore)
C AR2P   = Sezione corrispondente a 2' C&COX fig. 2
C UR1    = Velocità tg in rotore
C UR2    = Velocità tg out rotore
C REVS   = Rev. Speed number
C CAXS   = Corda Assiale statore
C CAXS   = Corda Assiale rotore
C AHPALR = Altezza di Pala rotore (valida anche per lo statore dello
C          stesso stadio)
C AHPALS = Altezza di Pala statore (valida anche per lo statore dello

```

```

C stesso stadio)
C
C IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
INCLUDE 'CNSTS.INC'
INCLUDE 'STINC.INC'
C
C Numero di giri albero [rad/sec]
REV      = REV$*2*3.14/60
C Raggio ingresso rotore [cm]
R1(IC)   = UR1/REV*100
C Raggio uscita rotore [cm]
R2(IC)   = UR2/REV*100
C Raggio ingresso statore [cm]
C   R0(IC) = R2(IC)-((R2(IC)-R1(IC))/CAXR) * (2*CAXS + CAXR)
R0(IC)   = R1(IC)
C Raggio uscita statore [cm]
C   R0P(IC) = R2(IC)-((R2(IC)-R1(IC))/CAXR) * (CAXS + CAXR)
R0P(IC)  = R1(IC)
C Altezza pala ingresso rotore [cm]
AH1(IC)  = (AR1/(2*3.14*R1(IC)/100))*100
C Altezza Pala uscita rotore [cm]
AH2(IC)  = (AR2/(2*3.14*R2(IC)/100))*100
C Altezza Pala ingresso statore [cm]
AH0(IC)  = (AR0/(2*3.14*R0(IC)/100))*100
C Altezza Pala uscita statore [cm]
AH0P(IC)= (AR0P/(2*3.14*R0P(IC)/100))*100
C Calcolo Altezza pala del rotore dello stadio come se fosse
C la media tra quello AH1 e AH2 in funzione della corda assiale
C in modo lineare:
C ROTORE
C coefficiente angolare COEFF
COEFF   = (AH2(IC)-AH1(IC))/CAXR
C Altezza di pala
AHPALR(IC) = AH2(IC)-COEFF*(CAXR/2)
C STATORE
C coefficiente angolare COEFF
COEFF   = (AH0P(IC)-AH0(IC))/CAXS
C Altezza di pala
AHPALS(IC) = AH0P(IC)-COEFF*(CAXS/2)
C
RETURN
C
END

```

## 4.10 Passo ottimo, criterio di Zweifel

Uno dei parametri geometrici utilizzati da Creig e Cox per la stima delle perdite è il passo  $s$ . Tramite il criterio di Zweifel è possibile calcolare un rapporto ottimo passo-corda che, verosimilmente, verrà rispettato nel progetto di una generica turbina. In questo modo eliminiamo un parametro di input, svincolandoci dalla necessità di reperire tali dati.

Esiste un rapporto ottimo in virtù del fatto che se il passo è piccolo il fluido verrà perfettamente guidato dalla palettatura per contro però le perdite di attrito aumenteranno, d'altro canto un passo ampio diminuirebbe le perdite d'attrito ma peggiorerebbe il controllo sul fluido di lavoro. Queste considerazioni hanno portato Zweifel a elaborare un criterio di rapporto passo-corda ottimo per palettature con grandi angoli di deflessione.

Zweifel definisce  $\psi_t$  come il rapporto tra il carico tangenziale reale e ideale che si sviluppa sulla pala, e pone a 0,8 il valore che minimizza le perdite. I carichi tangenziali sulle pale sono ottenuti dalle distribuzioni ideali e reale delle pressioni su entrambe le superfici di ciascuna pala. Nella figura seguente è indicata una tipica distribuzione di pressione intorno alla pala di turbina.

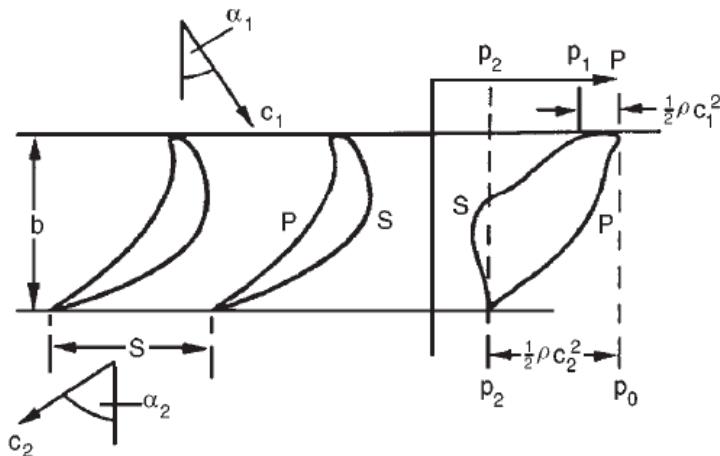


Figura 36: distribuzione di pressione

Possiamo definire come *actual tangentialblade load per unit span*:

$$Y = \rho s c_x (c_{y2} + c_{y1})$$

Dalla figura si vede che la pressione sul lato P è inizialmente alta e poi cala fino a  $P_2$ , sul lato S si osserva una rapida diminuzione della pressione statica dal bordo d'attacco e una leggera risalita verso il bordo d'uscita. Si osserva che più è piccolo il passo tra le pale minore diventa il carico Y, al contrario aumenta con l'aumento di s. Sul lato P la pressione statica non può superare  $P_0$  mentre sul lato S sono possibili pressioni molto basse. La risalita della pressione verso il bordo d'uscita è limitato dalla necessità di evitare la separazione del flusso. Ciò implica che il carico applicabile alla lama è limitato. Per dare un'ideal della capacità di carico della lama la distribuzione di pressione reale viene comparata con quella che si avrebbe idealmente senza il rischio di separazione del flusso sulla superficie S, si ottiene:

$$Y_{id} = \frac{1}{2} \rho C_2^2 b$$

Conseguentemente:

$$\psi_t = \frac{Y}{Y_{id}} = 2(s/b) \cos^2 \alpha_2 (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2)$$

Per minimizzare le perdite viene posto  $\psi_t = 0,8$  ed è quindi possibile ricavare il rapporto s/b.

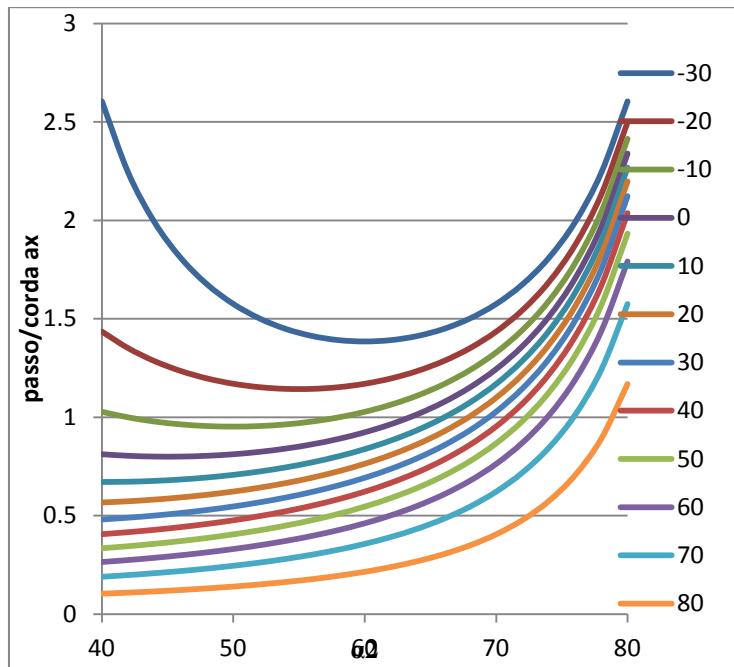


Figura 37: Criterio di Zweifel

Dalla figura precedente si possono osservare i diversi rapporti passo-corda che si possono ottenere con diversi angoli  $\alpha_1$  e  $\alpha_2$ .

```

SUBROUTINE ZWEIFEL(IC,IRC,ALFIN,ALFOUT,CAX,*)

C Calcola il rapporto passo/corda assiale secondo il criterio
C di Zweifel, indicato soprattutto per angoli di uscita compresi tra
C 60° e 70°:
C
C IC      = contatore stadio
C ALFIN   = angolo fluidodinamico in ingresso, poi trasformato secondo
C           Zweifel convenzione
C
C ALFOUT  = angolo fluidodinamico in uscita, poi trasformato secondo
C           convenzione Zweifel
C CAX     = corda assiale
C
C SCXR   = PASSO/(CORDA ASSIALE) caso rotore
C SCXS   = PASSO/(CORDA ASSIALE) caso statore
C

```

```

C Calcolo del passo dal rapporto passo/corda ax:
C SPR = passo rotore
C SPS = passo statore
C
IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
INCLUDE 'CNSTS.INC'
INCLUDE 'STINC.INC'

IS = 2*(IC - 1) + IRC
C
IF (MOD(IS, 2).EQ.0) THEN
C
C caso ROTORE
BIN      = RAD(ABS(90 - ALFIN))
BOUT     = RAD(ABS(90 - ALFOUT))
SCXR    = 0.4/(COS(BOUT)*COS(BOUT)*(TAN(BIN)+TAN(BOUT)))
SPR(IC) = CAX*SCXR

C caso STATORE OK
ELSE
ALIN     = RAD(ABS(90 - ALFIN))
ALOUT   = RAD(ABS(90 - ALFOUT))
SCXS    = 0.4/(COS(ALOUT)*COS(ALOUT)*(TAN(ALIN)+TAN(ALOUT)))
SPS(IC) = CAX*SCXS
C
ENDIF
RETURN
END

```

## 4.11 Stima degli angoli meccanici in uscita da statore e rotore

Per calcolare gli angoli meccanici in uscita dalle palette di statore e rotore sono state utilizzate le correlazioni fornite da Ainley e Matheison in *"A Method of Performance Estimation for Axial-Flow Turbines"*. Le correlazioni di AeM sono state concepite per il calcolo degli angoli fluidodinamici in uscita avendo a disposizione gola e passo delle schiere. Sono state, quindi invertite in modo da ricavare il rapporto  $o/s$  e conseguentemente l'angolo meccanico in uscita dalla palettatura secondo la convenzione desiderata:

$$\alpha_{mecch} = \sin^{-1}(o/s)$$

La correlazione è divisa in due regioni dipendenti dal numero di Mach:

$$0 \leq M \leq 0.5 \\ M = 1$$

Per  $0.5 \leq M \leq 1$  si interpolano linearmente i risultati ottenuti tra  $M = 0.5$  e  $M = 1$ .

Per la regione corrispondente a  $M < 0.5$  valgono le seguenti relazioni:

$$\alpha_{fluido,out} = \alpha^* - 4 \cdot (s/e) \\ \alpha^* = -11.15 + 1.154 \cdot \cos^{-1}(o/s)$$

Lo scopo è quello di ricavare il rapporto  $o/s$  avendo a disposizione gli angoli fluidodinamici di uscita e i parametri geometrici  $s$  ed  $e$ . Con  $s$  si intende semplicemente il passo interpalare mentre  $e$  è il raggio medio di curvatura tra la gola e il bordo d'uscita della pala. I profili da noi considerati hanno un valore di  $e$  pari a infinito, ma volendo modificare questo valore al fine di ottenere una modelizzazione più sofisticata si può utilizzare la seguente relazione:

$$e = \frac{j^2}{8z}$$

Per la regione corrispondente a  $M = 1$  valgono le seguenti relazioni:

$$\alpha_{fluido,out} = -\cos^{-1}(A_t/A_{n2})$$

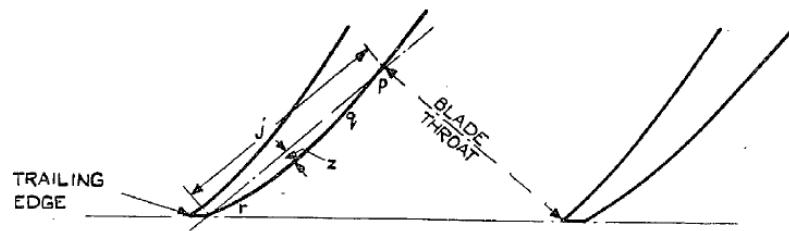


Figura 38: Bordo d'uscita

Dove  $A_{n,out}$  è l'area anulare in uscita dalla schiera,  $A_t$  è l'area di gola, calcolata empiricamente nel modo seguente:

$$A_t = (o/s) \cdot [5A_{n,out} + A_{n,in}] / 6$$

$A_{n,in}$  è l'area anulare all'ingresso della schiera. Tutte le aree considerate sono state stimate verificando sempre che fosse rispettata l'equazione di conservazione della massa lungo tutto l'asse dello stadio considerato e della turbina nel suo complesso. Questa relazione viene utilizzata in ambito supersonico o transonico per condotti divergenti, avendo noi considerato un campo di operatività subsonico questa relazione è stata utilizzata in modo da poter interpolare linearmente i valori tra mach 0,5 e 1 come mostrato nel grafico seguente:

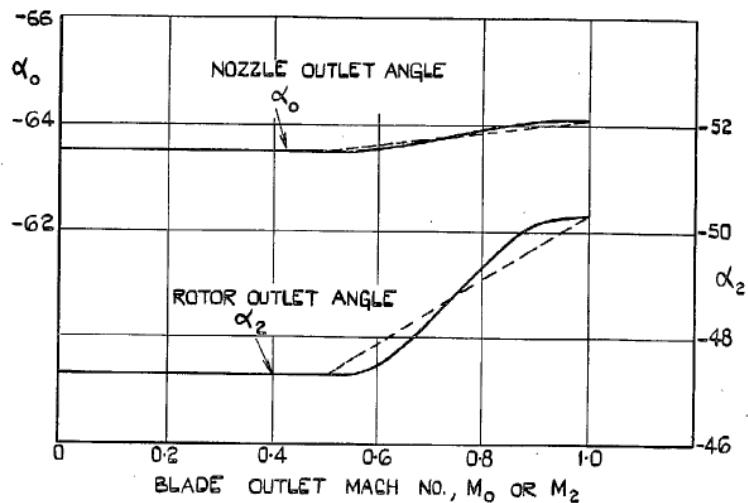


Figura 39: rapporto angolo di uscita - Mach

Calcolando gli angoli meccanici dei profili palari attraverso questa metodologia si è notato che i risultati non sempre sono coerenti con la realtà fisica. Per l'uscita dello statore si è notato che per mach minore di 0,5 in corrispondenza di angoli fluidodinamici minori di 25° l'angolo meccanico risultante è maggiore dell'angolo fluidodinamico.

Si consideri che lo statore ha lo scopo di deviare il flusso e riesce in questo compito al massimo facendo coincidere angolo meccanico e angolo fluidodinamico in uscita dallo statore. Se si avesse un angolo di uscita fluidodinamico più piccolo di quello meccanico ci si troverebbe nella situazione paradossale in cui il flusso sia stato deviato oltre le possibilità ideali della pala. Per ovviare a questo problema si è deciso di considerare sempre il valore assoluto della differenza tra angolo fluidodinamico e meccanico per poi sommarla al valore iniziale dell'angolo, per lo statore e sottrarla per il rotore.

Statore:

$$\alpha_{out,mecch} = \alpha_{out,fluido} - |\Delta\alpha_{fluid-mecch}|$$

Rotore:

$$\beta_{out,mecch} = \beta_{out,fluido} + |\Delta\beta_{fluid-mecch}|$$

Di seguito è riportato la subroutine ANGL del software ST che calcola gli angoli meccanici tramite le correlazioni di A&M.

```
SUBROUTINE ANGL(ANGOL,IC,IRC,AMACC,AR0,AR1,AR2,*)
C Calcolo degli angoli meccanici in uscita da statore e rotore
C attraverso le correlazioni di A&M
C Evaluation of the metal angle by Ainley&Matheison's correlation
C
C      ANGOL    =  angolo fluidodinamico in USCITA della schiera
C      IC       =  contatore
C      IRC      =  statore IRC = 1 ; rotore IRC = 2
C      AMACC   =  mach
C      AR0     =  area ingresso statore
```

```

C      AR1      = area ingresso rotore
C      AR2      = area uscita rotore
C
C      BETAAM(IC)  = angolo meccanico risultante Rotore
C      ALPHAM(IC)  = angolo meccanico risultante Statore
C
C      COMMENTI :
C      poichè il valore dell'angolo meccanico calcolato risulta maggiore
C      del valore dell'angolo fluidodinamico, si è scelto di valutarne la
C      differenza in valore assoluto e di sottralà al valore dell'angolo
C      fluidodinamico ( per lo statore )
C      COMMENTO :
C      Si è notato che aumentando il grado di reazione l'angolo meccanico
C      in uscita dal rotore veniva inferiore all'angolo fluidodinamico.
C      Poichè ciò non ha senso fisico si è scelto di sommarne la differenza
C      all'angolo fluidodinamico. In questo modo l'angolo meccanico è sempre
C      maggiore di quello fluidodinamico.

      IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
C
C      INCLUDE 'CNSTS.INC'
C      INCLUDE 'STINC.INC'
C
C      Differenziazione tra Rotore e Statore
C
C      IS = 2*(IC - 1) + IRC
C
C      Caso in cui Mach < 0.5
C
C      IF ( AMACC .LT. 0.5) THEN
C          IF (MOD(IS, 2).EQ.0) THEN
C              Rotore:
C                  BETA_AM = -ABS(90-ANGOL) + 4*0.3
C                  BETA_GEOM_AM = (BETA_AM - 10.11)/(-1.137)
C                  BETAAM(IC) = ANGOL + ABS(ANGOL - ABS(BETA_GEOM_AM + 90))
C              ELSE
C                  Statore:
C                      ALPHA_AM = -ABS(90-ANGOL) + 4*0.3
C                      ALPHA_GEOM_AM = (ALPHA_AM - 10.11)/(-1.137)
C                      ALPHAM(IC) = ANGOL - ABS(ANGOL -
C                                          1 DEG(ASIN(COS(RAD(ALPHA_GEOM_AM))))) )
C                  ENDIF
C
C      Caso in cui Mach > 0.5
C
C      ELSE

```

```

        IF (MOD(IS, 2).EQ.0) THEN
C  Rotore:
        BETA_AM = -ABS(90-ANGOL)
        BETA_AM = -ABS(90-ANGOL) + 4*0.3
        BETA_GEOAM_AM = (BETA_AM - 10.11)/(-1.137)
        BETAAM_05 = BETA_GEOAM_AM + 90
        BETAAM_1 = DEG(ASIN(COS(RAD(ALPHA_AM)))*AR2*6/(5*AR2+AR0
1           )) + 90
        CM = (ALPHAM_1 - ALPHAM_05)/0.5

        BETAAM(IC) = ANGOL + ABS(ANGOL - ABS(ALPHAM_05 +
1           CM*(AMACC - 0.5)))
        ELSE
C  Statore:
        ALPHA_AM = -ABS(90-ANGOL)
        ALPHA_GEO_AM = ((ALPHA_AM + 4*0.3) - 10.11)/(-1.137)
        ALPHAM_05 = DEG(ASIN(COS(RAD(ALPHA_GEO_AM))))
        ALPHAM_1 = DEG(ASIN(COS(RAD(ALPHA_AM)))*AR1*6/(5*AR1+AR0
1           ))
        CM = (ALPHAM_1 - ALPHAM_05)/0.5
        ALPHAM(IC) = ANGOL - ABS(ANGOL -
1           ALPHAM_05 + CM*(AMACC - 0.5))
        ENDIF
        ENDIF
C
        RETURN
C
        END

```

## 4.12 Wall flare angle

Il Wall Flare Angle è l'angolo definito come segue:

$$FL = \tan^{-1} \left( \frac{(R_{2tip} - R_{0tip})}{X2 - X0} \right)$$

Dove:

- $R_{2tip}$  Distanza del Tip di uscita dal rotore dall'asse di rotazione dell'albero
- $R_{0tip}$  Distanza del Tip di entrata allo statore dall'asse di rotazione dell'albero
- $X2$  Uscita rotore
- $X0$  Ingresso statore

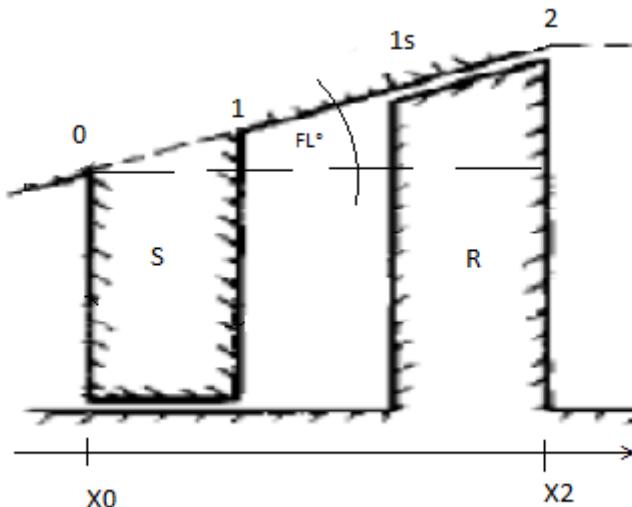


Figura 40: Wall Flare Angle

Il Wall Flare Angle, viene sfruttato per il calcolo dell'annulus wall factor nelle perdite di Annulus in CC. In particolare vengono usate nel caso di espansione controllata, cioè quando compresa tra statore e rotore del medesimo stadio.

Di Seguito è riportata la Subroutine FLRANG, dove viene calcolato l'angolo stadio per stadio.

```

SUBROUTINE FLRANG(IC,RA1,RA2,CORDR,CORDS,RH1,RH2,*)
C
      IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
      INCLUDE 'CNSTS.INC'
      INCLUDE 'STINC.INC'
C
C      Come Wall Flare Angle è preso l'angolo di semiapertura del tronco di
C      cono avente come base maggiore la sezione di uscita dal rotore e
come
C      base minore la sezione di entrata nello statore
C
C      RH1 = altezza di pala in 1
C      RH2 = altezza di pala in 2
C      RA1 = Raggio medio in 1
C      RA2 = Raggio medio in 2
C      CORD = corda axial rotore
C
      RA = RA1 + RH1/2
      RB = RA2 + RH2/2
      AFL(IC) = DEG(ATAN((RB - RA)/(2*CORDR+2*CORDS)))
      RETURN
      END

```

## 4.13 Perdite 3D e Svergolamento

Al fine di valutare l'effetto delle perdite tridimensionali sul rendimento, è stato necessario calcolare le perdite del 1° gruppo in tre raggi rappresentativi dell'intera pala statorica e rotorica. Infatti, nelle schiere di pale delle turbomacchine assiali il flusso non è uguale alle diverse sezioni palari, dalla base all'apice. Il problema della distribuzione del flusso (velocità, pressioni ecc.) dall'*Hub* all'*Tip* del canale palare è particolarmente importante nelle macchine assiali, nelle quali l'asse delle pale è più o meno radiale, e le superfici di flusso più o meno cilindriche; per tale ragione il problema è noto come equilibrio radiale.

Si è proceduto alla valutazione delle perdite all'*Hub*, al *Raggio medio* e al *Tip*. È stato necessario calcolare i triangoli di velocità alle diverse altezze di pala.

Avendo già determinato i diametri medi, le altezze dei palettamenti ed i salti entalpici sfruttati dai singoli stadi si è eseguito il calcolo dei palettamenti nelle sezioni cilindriche a diametri diversi da quelli medi.

Prefissata la "forma" dei triangoli delle velocità al diametro medio; occorre far variare la forma dei triangoli delle velocità, e quindi gli angoli costruttivi dei palettamenti, al variare del raggio, ottenendo così palette "svergolate".

Nel campo delle turbine a vapore sono spesso usati, come nel software ST, palettamenti a *vortice libero*, che hanno la proprietà di garantire, con canali meridiani ad andamento assiale, la costanza della componente assiale delle velocità lungo il raggio. La conoscenza dei triangoli della velocità al diametro medio, in una sezione posta all'ingresso di una girante, consente di trovare la costante del vortice libero che deve essere generato dal distributore,  $k_1$ , e di quello che deve avversi all'uscita della girante; risulta infatti ( trascurando le variazioni della distanza dall'asse di rotazione delle linee di flusso meridiane tra le sezioni 1 e 2):

$$k_1 = V_1 \cos \alpha_1 \frac{D_{m1}}{2} = V_1 \cos \alpha_1 r_{m1}$$

$$k_2 = V_2 \cos \alpha_2 \frac{D_{m1}}{2} = V_2 \cos \alpha_2 r_{m1}$$

Si noti che la costante  $k_2$  ha segno positivo se  $V_2 \cdot \cos \alpha_2$  ha il verso di  $V_1 \cdot \cos \alpha_1$ .

Il lavoro raccolto dalla girante, come è noto, risulta:

$$L_p = u(V_1 \cos \alpha_1 - V_2 \cos \alpha_2) = \omega r \left( \frac{k_1}{r} - \frac{k_2}{r} \right) = \omega(k_1 - k_2)$$

ed è costante per ogni tubo di flusso che attraversa, a qualunque raggio, il palettamento mobile.

Normalmente si assume che al diametro medio  $D_{m1}$  il palettamento abbia grado di reazione  $R = 0,5$ , con triangoli delle velocità simmetrici rispetto ad un piano meridiano; in tal caso si ha,  $V_0 \sin \alpha_0 < V_1 \sin \alpha_1 = V_2 \sin \alpha_2$ , con lo sfruttamento di un salto di entalpia statica più elevato nello statore che nella girante, e

Con palettamenti a *vortice libero* (e con velocità assiale costante nelle sezioni di ingresso e di uscita dallo statore e dal rotore) se sono fissati i triangoli delle velocità in una sezione cilindrica, risultano univocamente determinati quelli di tutte le sezioni che possono essere fatte lungo l'altezza delle pale; le equazioni <sup>11</sup>seguenti consentono di ottenere le componenti assiali e tangenziali delle velocità  $V$  e  $W$  partendo dai valori (asteriscati) dei triangoli noti:

$$\begin{cases} V \sin \alpha = V^* \sin \alpha^* \\ u = \omega \frac{D}{2} = u^* \frac{D}{D^*} \\ V \cos \alpha = V^* \cos \alpha^* \frac{D^*}{D} \\ W \cos \beta = V^* \cos \alpha^* \frac{D^*}{D} - u^* \frac{D}{D^*} \end{cases}$$

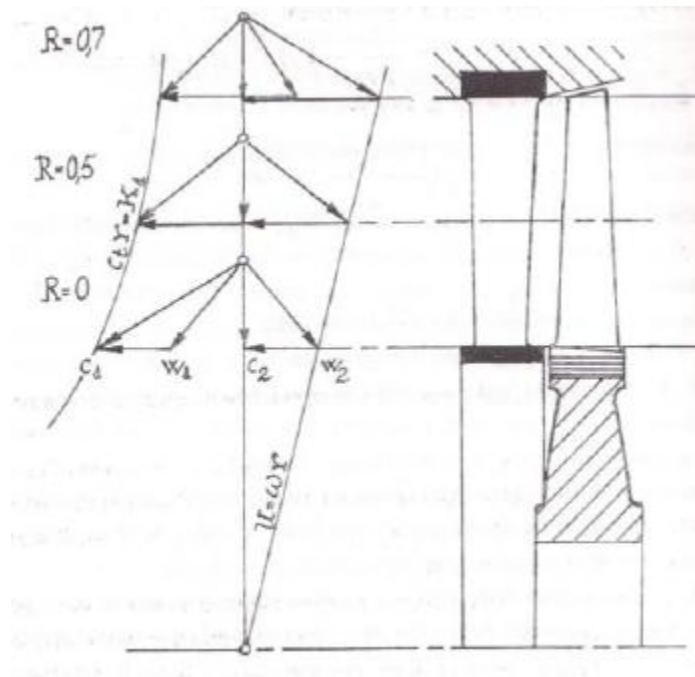
Noti i triangoli delle velocità in un certo numero di sezioni (fatte a vari diametri) è possibile progettare i palettamenti; il calcolo del backbone, la successione dei rapporti  $s/b$  che si avranno ai vari diametri e gli angoli meccanici dei profili.

Nella Figura: rappresentazione dei triangoli di velocità lungo l'altezza di pala<sup>41</sup> sono rappresentati i triangoli delle velocità di uno degli stadi finali di una turbina a reazione, con grado di reazione  $R = 0,5$  in corrispondenza del raggio medio della pala; il grado

---

<sup>11</sup> " Macchine 2 – S. Sandrolini, G. Naldi "

di reazione deve aumentare, in conseguenza della variazione dei triangoli delle velocità, dalla radice alla sommità delle pale.



41 Figura: rappresentazione dei triangoli di velocità lungo l'altezza di pala

Le perdite sono state calcolate con il metodo di CC, ma con in ingresso i rispettivi dati all'*Hub*, al *Raggio medio* e al *Tip*. Valutate le perdite sono state sommate in un unico termine secondo la relazione finale delle perdite totali secondo Craig and Cox:

$$Losses_{tot} = \frac{1}{6} [Losses_{hub} + Losses_{tip} + 4 \cdot Losses_{mean}]$$

Non esiste quindi, una vera e propria rappresentazione della perdita tridimensionale , ma la si può ritrovare intrinseca in quella totale. Per le pale che hanno altezze più piccole, utilizzate tipicamente agli stadi HP e IP,il metodo descritto in precedenza risulta valido, mentre per altezze di pala più lunghe si deve tenere conto del flusso radiale con i relativi effetti dovuti alla sua velocità e alla curvatura delle linee di flusso.

Tipicamente, vale per valori di rapporti  $h/D_m$  inferiori al limite 0,4, oltre il quale non è più rispettata l'ipotesi di *vortice libero*.

Di seguito sono riportate le porzioni di codice in cui sono implementati i calcoli mostrati precedentemente, i triangoli di velocità alla base e all'apice sono stati implementati nella subroutine SVERG mentre i parametri geometrici di backbone, passo e gola nella subroutine BKB.

```

SUBROUTINE SVERG(IC,V1MM,V1TM,V2MM,V2TM,R1x,R2x,RM1,RM2,U1M,U2M,*)
C
      IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
      INCLUDE 'CNSTS.INC'
      INCLUDE 'STINC.INC'
C
C   La subroutine calcola i triangoli di velocità
C   sfruttando l'ipotesi di vortice libero.
C
C   Calcolo dell'angolo B utile per essere usata nella fig 20 Craig&Cox
C   B           = angolo beta2 al TIP
C
C   Le relazioni utilizzate sono tratte da pag. 153 "MACCHINE 2 -
Sandrolini,Naldi"
C
C   RM          = raggio medio rotore [cm]
C   HPAL        = altezza di pala a cui si calcola l'angolo di
calettamento[cm]
C   U2M          = Velocità di rotazione al raggio medio [m/s]
C   V2MM         = vel assoluta meridiana al raggio medio [m/s]
C   V2TM         = vel assoluta tangenziale al raggio medio [m/s]
C
C   RH          = raggio al H [cm]
C   V2MH         = vel assoluta meridiana al raggio H [m/s]
C   V2TH         = vel assoluta tangenziale al raggio H [m/s]
C   W2TH         = vel relativa tangenziale al raggio H [m/s]
C   BETA2H       = angolo velocità relativa out al raggio H [m/s]
C
C   Sezione 1
C
      V1Mx(IC)    = V1MM
      V1Tx(IC)    = V1TM*RM1/R1x
      V1x(IC)     = SQRT(V1Tx(IC)*V1Tx(IC)+V1Mx(IC)*V1Mx(IC))
      U1x(IC)     = U1M*R1x/RM1
      W1Tx(IC)    = V1Tx(IC) - U1x(IC)
      W1x(IC)     = SQRT(W1Tx(IC)*W1Tx(IC)+V1Mx(IC)*V1Mx(IC))
      BET1x(IC)   = DEG(ACOS(W1Tx(IC)/W1x(IC)))

```

```

ALF1x(IC) = DEG(ACOS(V1Tx(IC)/V1x(IC)))
C
C Sezione 2
C
    V2Mx(IC) = V2MM
    V2Tx(IC) = V2TM*RM2/R2x
    V2x(IC) = SQRT(V2Tx(IC)*V2Tx(IC)+V2Mx(IC)*V2Mx(IC))
    U2x(IC) = U2M*R2x/RM2
    W2Tx(IC) = V2Tx(IC) - U2x(IC)
    W2x(IC) = SQRT(W2Tx(IC)*W2Tx(IC)+V2Mx(IC)*V2Mx(IC))
    BET2x(IC) = DEG(ACOS(W2Tx(IC)/W2x(IC)))
    ALF2x(IC) = DEG(ACOS(V2Tx(IC)/V2x(IC)))
C
    RETURN
    END

```

```

C Calcolo Backbone statore RAGGIO TIP
    CALL BKB(I,IR,ALF0TIP(I),ALF1TIP(I),SPS(I),CAS(I),TET,*91)
C     BSTAT(I) = B(I)
        BKSTIP(I) = BKBONE(I)
        SBSTIP(I) = SB(I)
        OSSTIP(I) = O(I)
C Calcolo Backbone statore RAGGIO HUB
    CALL BKB(I,IR,ALF0HUB(I),ALF1HUB(I),SPS(I),CAS(I),TET,*91)
C     BSTAT(I) = B(I)
        BKSHUB(I) = BKBONE(I)
        SBSHUB(I) = SB(I)
        OSSHUB(I) = O(I)

```

## 4.14 Metodo di Lozza

Il metodo di Lozza è stato utilizzato all'interno del codice ST per verificare che i risultati ottenuti tramite l'implementazione del metodo di Craig and Cox conducesse a risultati plausibili. Vengono riportati di seguito i passi fondamentali del metodo di Lozza ricavato dall' articolo "*Bottoming steam cycles for combined gas-steam power plants: a theoretical estimation of steam turbines performances and cycle analysis*".

Il rendimento della turbina viene ricavato tramite una procedura " stadio – per - stadio", che tiene conto delle reali condizioni di funzionamento, le dimensioni della macchina e di alcune caratteristiche principali di progetto.

Precedenti studi (Macchi e Perdichizzi 1981; Lozza et al. 1982; Macchi e Lozza 1985) hanno dimostrato che il rendimento di una turbina a flusso assiale può essere espressa in funzione della *velocità specifica* ( $N_s$ ), delle dimensioni *size parameter* (SP) e del *fattore di comprimibilità* (VR), purchè il riferimento sia fatto per stadi ottimizzati, aventi diametri specifici ottimizzati. I parametri appena introdotti vengono così definiti:

- $N_s = (RPM/60) \sqrt{V_{ex}} / (\Delta h_{is})^{0.75}$  , *Velocità Specifica*
- $SP = \sqrt{V_{ex}} / (\Delta h_{is})^{0.25}$  , *Size Parameter, m*
- $VR = V_{ex}/V_{in}$  , *Volumetric exspansion ratio*

L'influenza della comprimibilità è stata eliminata nell'analisi di Lozza, dal momento che i rapporti di espansione di diversi stadi presentano variazioni che sono troppo basse per avere un effetto rilevante sul rendimento. Al contrario SP ed  $N_s$ , a causa principalmente della variazione della portata del flusso volumetrico, possono variare da valori estremamente bassi a valori estremamente alti.

Si può comunque dire che, a valori costanti di velocità di rotazione, la variazione del parmaetro SP è strettamente legata a quella di  $N_s$ , se la variazione del  $\Delta h_{is}$  è trascurabile rispetto a quella del  $V_{ex}$ .

Quindi, se si assume un numero di giri costante, il rendimento di stadio di una turbina a vapore può essere espresso in funzione del solo parametro  $N_s$ . Se il numero di giri è diverso, (ad esempio maggiore) uno stadio che ha lo stesso valore di  $N_s$ , con una velocità periferica al diametro medio U, e quindi  $\Delta h_{is}$  , circa costante, avrà dimensioni

più piccole: in questo caso, le dimensioni della turbina, espresse dal SP, giocano un ruolo fondamentale.

Questo metodo include una previsione del rendimento per turbine che operano a 3000 RPM così come una correzione per velocità di rotazione più alte. Questa previsione è stata formulata su base teorica, utilizzando i risultati forniti dalla procedura di ottimizzazione di progetto di una turbina assiale, descritta in precedenti studi (Macchi e Perdichizzi 1981; Lozza et al. 1982; Macchi e Lozza 1985). Il rendimento di stadio, dopo l'ottimizzazione, è in primo luogo una funzione di  $N_s$ , ma tuttavia il suo valore dipende da molte assunzioni geometriche: le assunzioni usate in questa analisi sono coerenti con la tecnologia attuale delle turbine a vapore.

Alcuni di questi valori sono espressi in forma dimensionale (ad esempio lo spessore del trailing edge, gioco radiale, le minime dimensioni di pala) e hanno un peso diverso per stadi che hanno lo stesso  $N_s$  ma dimensioni diverse, introducendo così l'importanza del *Size Parameter*.

I risultati di questa analisi, ottenuti dall'ottimizzazione di un grande numero di stadi aventi diversi valori di  $V_{ex}$ , sono mostrati in Figura 42:

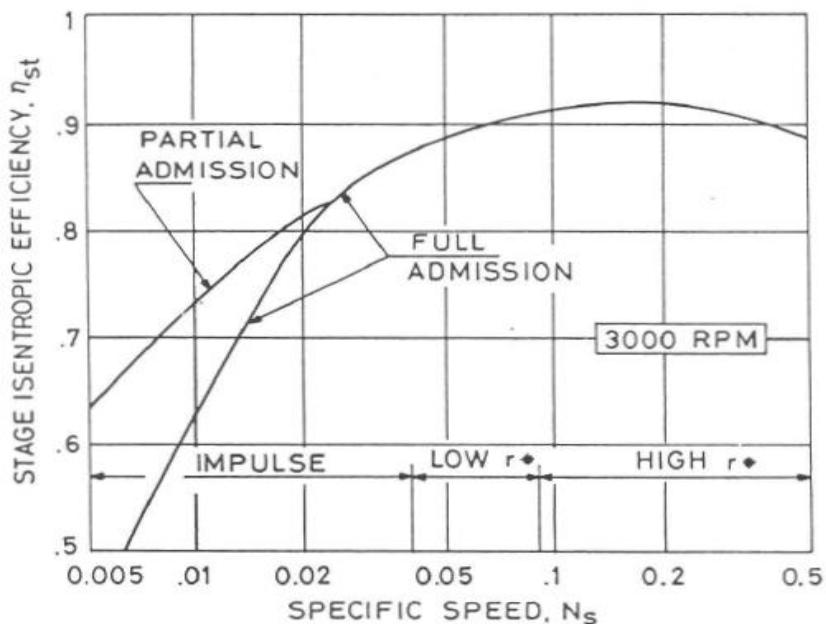


Figura 42: rendimento di uno stadio di turbina a vapore a 3000 RPM in funzione della velocità specifica

Si ha il massimo rendimento per valori di  $N_s$  pari a circa 0,10-0,15. Per valori minori della velocità specifica  $N_s$ , si devono considerare turbine ad azione (Impulse design), e per  $N_s$  minori di 0,02-0,03 entra in gioco l'ammissione parziale (Partial Admission) mentre stadi ad ammissione totale (Total Admission) sono praticamente irrealizzabili per  $N_s < 0,01$ .

Per valori, invece, molto grandi della velocità specifica, che si possono trovare negli stadi di bassa pressione LP, il metodo visto in precedenza non risulta più così accurato, dato che l'approccio legato alla linea media è inadeguato in presenza di rapporti di ‘altezza di pala su diametro’,  $h/d$ , molto alti. In questo caso il rendimento di Figura 42 è ottenuto da una procedura di approssimazione, che considera la media dei coefficienti di perdita trovati alle varie altezze di pala e assumendo un profilo di pala a vortice libero<sup>12</sup>.

Il rendimento di stadio così ricavato è un “total-to-total efficiency”, eccetto per gli stadi ad ammissione parziale: in questo caso, si assume che il 60 % dell’ energia cinetica in uscita venga recuperata nello stadio successivo.

Per valori di velocità di rotazione maggiori di 3000 RPM, che vengono comunemente usate per turbine a vapore di taglia inferiore ai 30MW, il rendimento previsto dalla Figura 42 deve essere corretto dai valori suggeriti nella Figura 43, dove vengono ben rappresentate le curve di 6000 e 12000 RPM in funzione della velocità specifica  $N_s$ . Per valori diversi da 6000 e 12000 RPM viene fatta una interpolazione lineare.

---

<sup>12</sup> Vortice Libero è definita dalla condizione  $r \cdot V_t = costante$

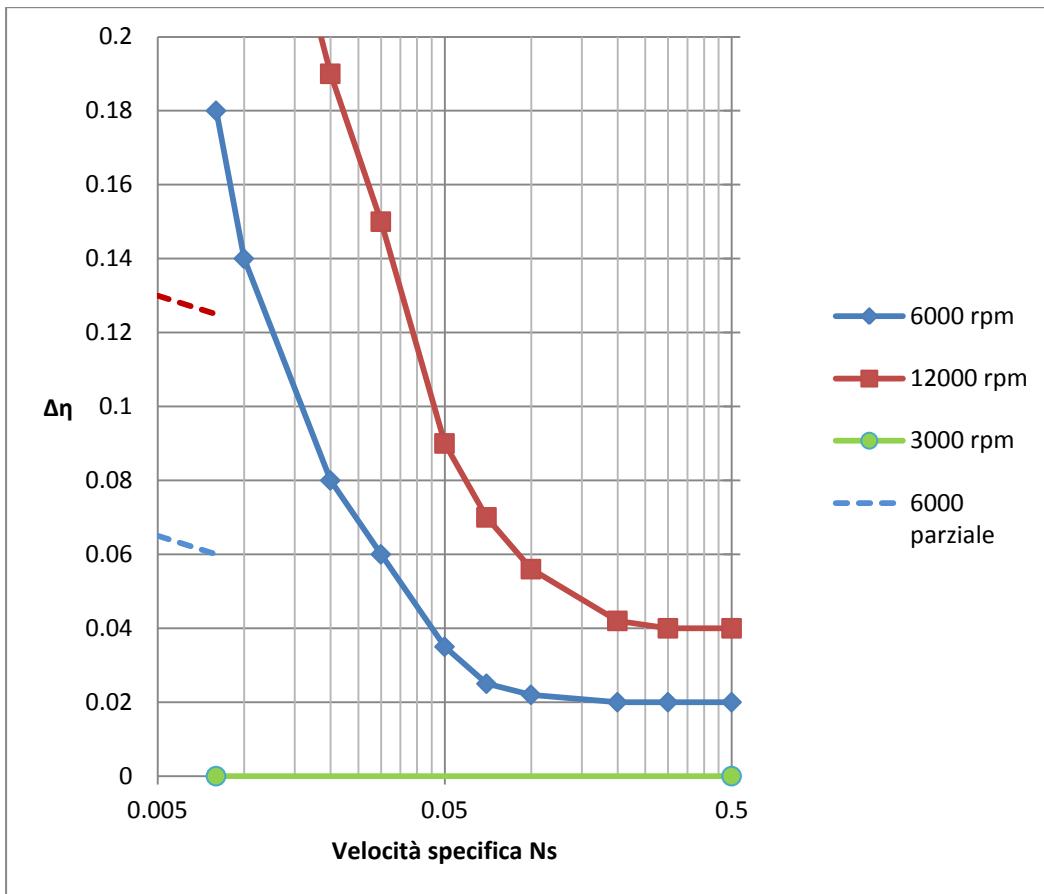


Figura 43: perdita di rendimento a velocità di rotazione diverse da 3000 RPM

In alto viene riportato il grafico della perdita di rendimento dovuto a valori maggiori ai 3000 RPM. Sono state sfruttate le equazioni riportate nella parte di codice sotto. Più precisamente nella Subroutine ETAF, le due curve rappresentate nel grafico sono denominate con VE6 e VE12. La loro perdita di rendimento aumenta con il diminuire della velocità specifica Ns, rispetto al caso di 3000 RPM. Ciò è dovuto all'effetto del *Size Parameter*: infatti a bassi valori di Ns corrispondono bassi SP, e corrispondono molti più limiti dimensionali durante la fase di progetto della macchina con una conseguente diminuzione del rendimento ; mentre i grandi stadi, a cui corrispondono alti valori di Ns, si possono proporzionare ad alte velocità di rotazione con geometrie simili, con una conseguente piccola perdita di rendimento.

Il caso 3000 RPM è rappresentato qui in figura dalla linea verde e da quindi un valore di perdita di rendimento nullo.

Il rendimento di stadio privo di umidità (dry stage efficiency), viene corretto come segue:

$$\eta_{st} = \eta_{dry} - 0,87 \cdot (1 - x_m)$$

Dove  $x_m$  è la parte gassosa contenuta nel fluido (vapore), media tra le condizioni di ingresso e uscita dello stadio.

Vengono riportate di seguito le righe di codice della Subroutine ETAF, implementata all'interno di ST, dove viene calcolato il rendimento "dry" con il metodo di Lozza.

```

SUBROUTINE ETAF(JST,ZPAR,ETANCS,VEX,DHS,ANGG,ANCS)

C Finds the "dry" stage efficiency according to the Lozza's method.
C
C      IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
C
C      INCLUDE 'CNSTS.INC'
C
C      LOGICAL ZPAR, ZZPAR
C
C      DIMENSION VNC(10),VE6(10),VE12(10),VNCP(2),VP6(2),VP12(2)
C      DATA VNC/.008D0,.01D0,.02D0,.03D0,.05D0,.07D0,.1D0,.2D0,.3D0,.5D0/
C      DATA VE6/.18D0,.14D0,.08D0,.06D0,.035D0,.025D0,.022D0,.020D0,
C           .02D0,.02D0/
C      DATA VE12/.34D0,.28D0,.19D0,.15D0,.09D0,.07D0,.056D0,.042D0,.04D0,
C           .04D0/
C      DATA VNCP/.005D0,.01D0/,VP6/.065D0,.06D0/,VP12/.13D0,.125D0/
C
C      ANCS = (ANGG/60.D0)*DSQRT(VEX)/DHS**(.75D0)
C      ALNCS = DLOG10(ANCS)
C      ZZPAR = .FALSE.
C
C      For the first stage consider the option of partial admission
C      Allowed only for Ns < 0.015
C      IF(JST.LE.1.AND.ZPAR) THEN
C          IF(ANCS.LT.0.015) ZZPAR = .TRUE.
C          ZPAR = ZZPAR
C      ENDIF
C
C      Stage efficiency estimation as a function of Ns, at 3000 rpm
C      IF(ZZPAR.OR.ANCS.GT.0.0236D0) THEN

```

```

ETANCS = .837426D0 - .20361D0*ALNCS - .126834D0*ALNCS*ALNCS
ELSE
    ETANCS = .999D0 - .2405D0*ALNCS - .214003D0*ALNCS*ALNCS
ENDIF
IF(ANGG.LT.3601.D0) RETURN
C
C Correction for higher than 3000 rpm revolution speed
IF(ZZPAR) THEN
    Y6 = DLOGX(2,VNCP,VP6,ANCS)
ELSEIF(ANCS.GT.0.008D0) THEN
    Y6 = DLOGX(10,VNC,VE6,ANCS)
ELSE
    Y6 = 0.18D0
ENDIF
IF(ANGG.LE.6000.D0) THEN
    DELTAE = Y6*(ANGG/3000.D0 - ONE)
ELSE
    IF(ZZPAR) THEN
        Y12 = DLOGX(2,VNCP,VP12,ANCS)
    ELSEIF(ANCS.GT.0.01D0) THEN
        Y12 = DLOGX(10,VNC,VE12,ANCS)
    ELSE
        Y12 = 0.32D0
    ENDIF
    DELTAE = Y6 + (Y12 - Y6)*(ANGG/6000.D0 - ONE)
ENDIF
ETANCS = ETANCS - DELTAE
IF(ETANCS.LT.0.5D0) ETANCS = 0.5D0
C
RETURN
C
END

```

# 5 Analisi e risultati

## 5.1 Variazione del numero di giri

Si descrive ora l'andamento delle perdite e del rendimento al variare del numero di giri per uno stadio di turbina che ha in ingresso i seguenti parametri di input, riportati in Tabella 4.

<b>Metodo stima perdite:</b>	Craig and Cox
<b>Numero stadi</b>	1
<b>Blade back radius (1/e)</b>	0
<b>Ruvidità [mm]</b>	0.002
<b>Trailing edge thickness [mm]</b>	3
<b>Amissione</b>	Full admission
<b>RPM</b>	12000 - 50000
<b><math>P_{in}</math> [bar]</b>	46
<b><math>h_{in}</math> [kJ/Kg]</b>	3289,28
<b><math>P_{out}</math> [bar]</b>	40
<b>Tip clearance [mm]</b>	0,5
<b>Wire diameter [mm]</b>	0
<b>Overlap <math>\Delta L/h_{rotore}</math></b>	0,05
<b>Leakage flow [%]</b>	1
<b>Incidenza di minima perdita statore [gradi]</b>	0
<b>Incidenza di minima perdita rotore [gradi]</b>	0
<b>Portata massica [kg/s]</b>	10
<b>Grado di reazione isoentropico</b>	0,5
<b><math>V_{2M}/V_{1M}</math></b>	1
<b><math>U</math> [m/s]</b>	300
<b><math>\alpha_I</math> [gradi]</b>	15

Tabella 4: parametri input

In questa analisi, la velocità di rotazione specifica cambia proporzionalmente alla velocità di rotazione, e varia da un valore di 12000 a un valore di 50000 RPM. Mantenendo la U costante, l'aumento del numero di giri fa sì che il raggio medio diminuisca mentre l'altezza di pala aumenti.

In Figura 44 viene riportato l'andamento delle perdite e del diametro specifico in funzione della velocità di rotazione specifica.

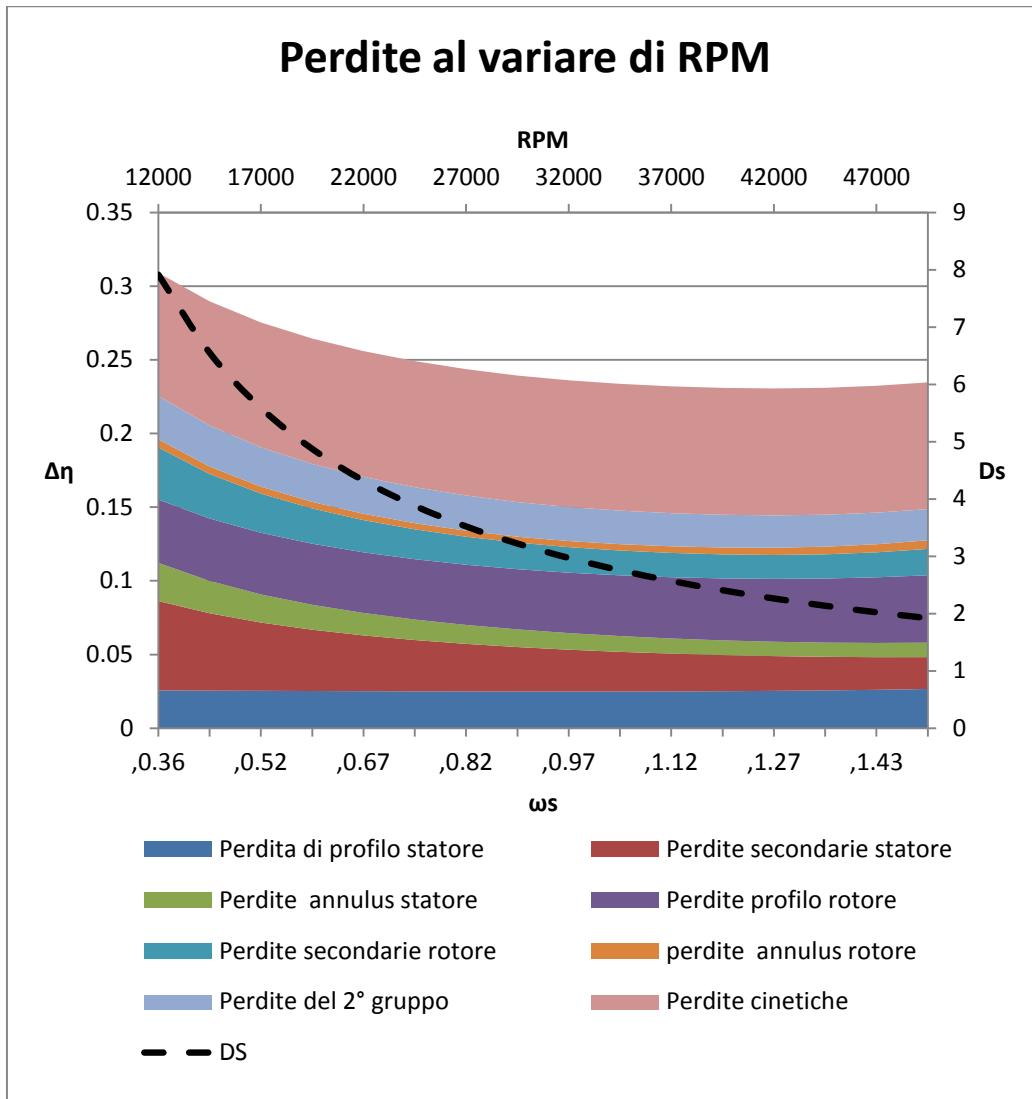


Figura 44: andamento delle perdite al variare del numero di giri RPM

Si nota da subito, che le perdite diminuiscono con l'aumentare del numero di giri, dove in particolare la perdita secondaria allo statore ottiene il miglior beneficio.

Vengono mostrati in Tabella 5, le variazioni dei parametri più significativi della turbina per tre valori di RPM differenti :

<b>RPM</b>	15000	30000	45000
<i>ws</i>	0.46	0.91	1.37
<i>Ds</i>	6.35	3.18	2.12
<i>D [m]</i>	0.38	0.19	0.13
<i>h/D</i>	0.0337	0.1303	0.2922
<i>SP</i>	0.0604	0.0603	0.0603
<i>Δhis [J/kg]</i>	43307.81	43307.81	43307.81
<i>Vex [m^3/s]</i>	0.76	0.76	0.76
<i>Kis</i>	1.10	1.10	1.10
<i>Flare [gradi]</i>	3.90	6.50	9.30
<i>N° pale stat</i>	47	24	16
<i>N° pale rot</i>	63	31	21
<i>Corda assiale stat [cm]</i>	1.57	1.59	1.62
<i>Corda assiale rot [cm]</i>	1.57	1.59	1.62
<i>h [cm]</i>	1.32	2.50	3.74
<i>s/b stat</i>	0.64	0.64	0.64
<i>s/b rot</i>	0.52	0.52	0.52

Tabella 5: output al variare di RPM

### Perdita Energia cinetica

La perdita di energia cinetica si mantiene all'incirca costante con l'aumento del RPM dato che la velocità di uscita dal rotore  $V_2$  cala di poco con l'andamento riportato in Figura 45. Il peso della perdita aumenta con la velocità di rotazione, dato che la maggior parte delle perdite cala.

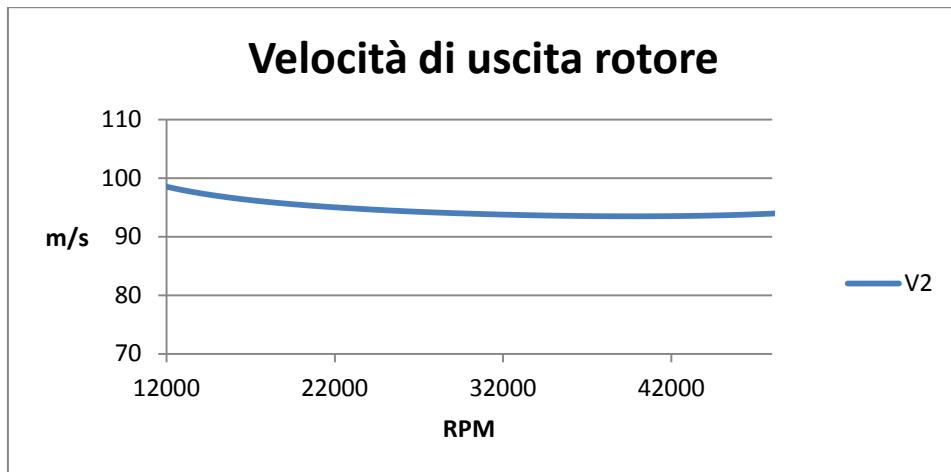


Figura 45: variazione della  $V_2$  al variare del numero di RPM

### Perdite di profilo

Gli andamenti delle perdite di profilo, sia per lo statore che per il rotore, hanno una variazione impercettibile. Ciò avviene perchè il rapporto passo corda rimane costante al variare della velocità di rotazione, infatti, sebbene l'aumento della velocità di rotazione comporti la riduzione delle dimensioni della macchina, si osserva anche la riduzione del numero di pale. Il loro peso complessivo sulla perdita totale si mantiene all'incirca al 10 % per lo statore e passa da valori intorno al 12% a 12000 RPM fino a circa 18% a velocità di 50000 RPM per il rotore. Per quanto riguarda lo statore si ha che il rapporto passo/backbone (s/b) rimane costante insieme all'angolo di uscita  $\alpha_1$  e l'angolo d' ingresso  $\alpha_0$ , che vengono imposti come parametri di input. Il valore del *lift parameter* (FL) rimane costante così come il *Contraction Ratio* (CR) ottenendo infine così una *basic profile loss* all'incirca costante. Tuttavia, per alti valori di RPM intervengono le perdite 3D che incominciano ad essere rilevabili, essendo raggiunto il valore limite di altezza di pala/diametro medio (H/Dm) di circa 0.4. Queste perdite, non esplicitamente evidenziate da Craig and Cox, sono intrinseche nel calcolo del rendimento finale ed intervengono per alti valori di H/Dm.

Nel caso del rotore, invece, si ha che il valore del CR diminuisce, mentre il *lift parameter* aumenta a seguito dell'aumento della velocità di rotazione  $\omega$ . Ciò fa sì che, se pur lievemente, il Basic profile Loss aumenti , come mostra la Figura 44.

### Perdite secondarie

Le perdite secondarie hanno un ruolo molto importante sulle perdite complessive al variare della velocità di rotazione, infatti, come si nota dalla Figura 44 l'incremento di  $\omega$  ha un effetto benefico su queste perdite, sia per il rotore che per lo statore. La perdita secondaria è inversamente proporzionale all'*aspect ratio* e quindi all'altezza di pala e al rapporto  $h/D$ . Al variare del numero di giri l'altezza di pala  $h$  e il rapporto altezza di pala diametro  $h/D$  aumentano, come mostrato in Tabella 5, e quindi la perdita secondaria diminuisce. I valori più alti di perdita si ottengono a velocità di rotazione dove i valori di  $h/D$  sono molto bassi, circa 0,01-0,05. In Figura 46, dove viene riportato l'andamento del rapporto  $h/D$  al variare della velocità di rotazione.

La differenza del peso della perdita secondaria tra rotore e statore è dovuta al *Basic secondary Loss factor* che risulta molto più grande per lo statore che al rotore. Infatti i valori del *lift parameter*  $FL$  e del rapporto passo backbone  $s/b$  sono maggiori per lo statore rispetto al rotore ottenendo così l'andamento mostrato in Figura 44.

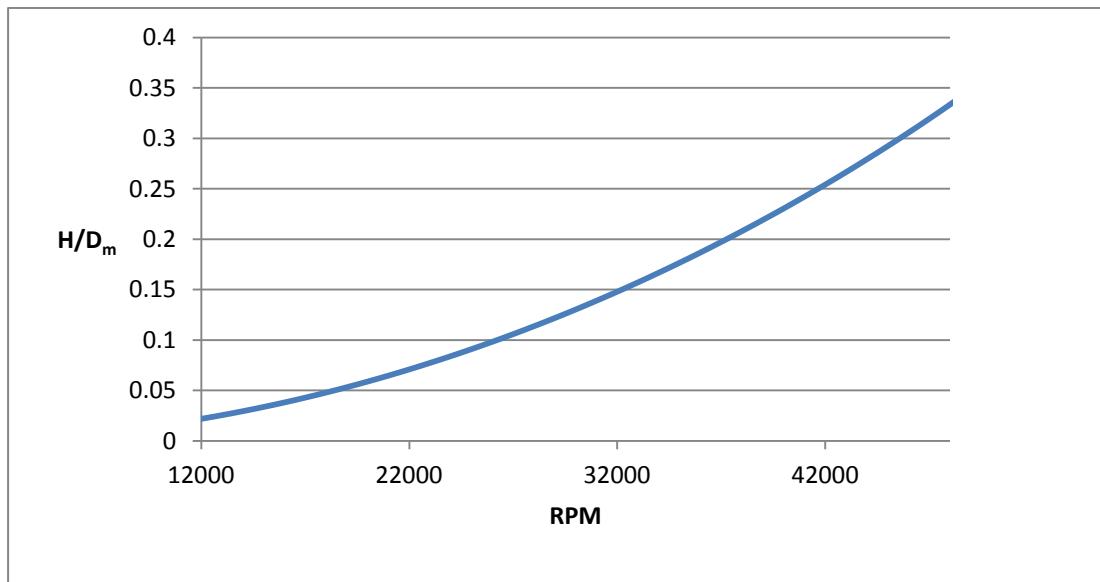


Figura 46:  $h/D$  in funzione del numero di giri RPM

### Perdite per annulus

Le perdite di annulus hanno un andamento differente tra statore e rotore. Mentre per lo statore si ha un andamento calante con l'aumento di  $\omega$ , la perdita rimane costante per il rotore in circa tutto l'intervallo di velocità di rotazione. Inoltre, la perdita ha un

peso diverso per le due schiere di pale. La perdita di annulus per il rotore risulta avere un peso di circa 1-2% per ogni  $\omega$  mentre quello dello statore passa da un 10% a 12000 RPM a circa 5 % a 50000 RPM. L'Annulus wall Loss è il termine più rilevante all'interno della perdita di annulus e per quanto riguarda lo statore si ha un rapporto tra l'area della sezione d'ingresso e quella di uscita ( $A_0/A_1$ ) che va da circa 0,3 a 0,47 con il crescere di  $\omega$ . Il valore del wall flare angle, che aumenta da 3 a circa 9 [gradi], dovrebbe influire negativamente aumentando la perdita di annulus. Tuttavia l'aumento del rapporto delle aree risulta avere un peso maggiore facendo così diminuire la perdita come mostrato in Figura 44. Il valore del rapporto delle aree tra ingresso e in uscita del rotore ( $A_1/A_2$ ) cresce da 0,66 a 0,71 dove il termine dell'annulus wall loss factor si mantiene all'incirca costante come è proprio quello relativo alla perdita di annulus del rotore.

### Perdita del 2° gruppo

Le perdite del secondo gruppo si mantengono all'incirca costanti al variare di  $\omega$ . Si è deciso di mantenere costanti le perdite relative al Leakage Loss espresse come frazioni del rendimento di pala, mentre quelle del tip clearance sono espresse in funzione della velocità relativa  $W_1$  e  $W_2$  al tip. Il loro andamento al variare della velocità di rotazione si mantiene all'incirca costante, proprio come la perdita di annulus al rotore, vedi Figura 44.

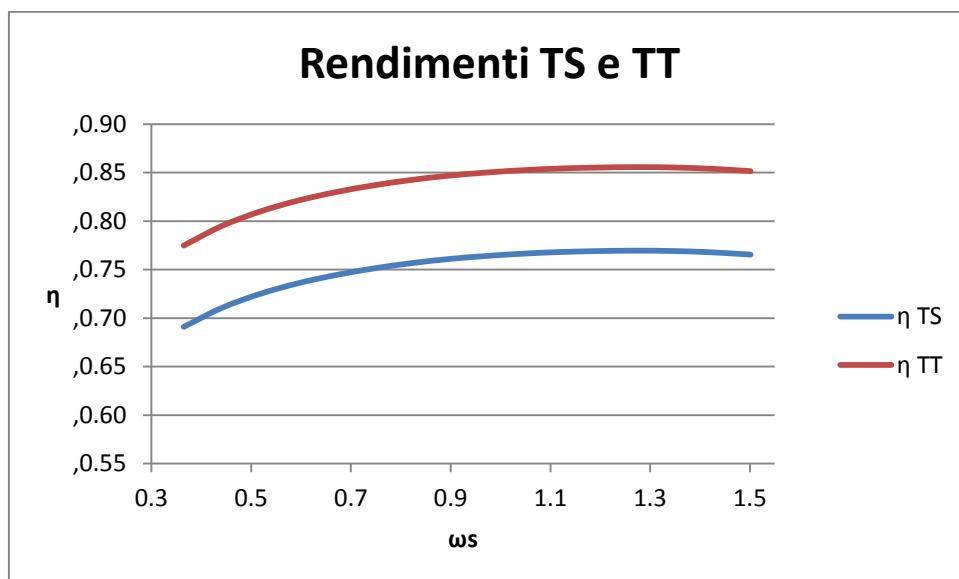


Figura 47 : rendimento total-total e total static al variare del numero di giri RPM

Nella Figura 47, viene mostrato l'andamento del rendimento total-total e total-static al crescere del valore di  $\omega$ . Come si vede il rendimento total-static si mantiene all'incirca alla stessa distanza da quello total-total dato che la perdita di energia cinetica si mantiene praticamente costante, come visto in precedenza.

### Perdite 3D e Velocità specifica Ns

Come è stato descritto in precedenza si ha un andamento intrinseco nelle perdite che tende a far diminuire il rendimento dello stadio ad alte velocità di rotazione. Risulta opportuno fare una considerazione riguardo le perdite 3D.

Per valori di altezza di pala diametro  $h/D < 0,25$  le perdite 3D risultano trascurabili. Nel nostro caso, si ha un andamento di  $h/D$  crescente con  $\omega$ , Figura 46, da cui il rendimento aumenterà fino al valore di  $\omega$  per il quale si ottiene il limite di 0,25, per poi calare, come mostrato in Figura 48.

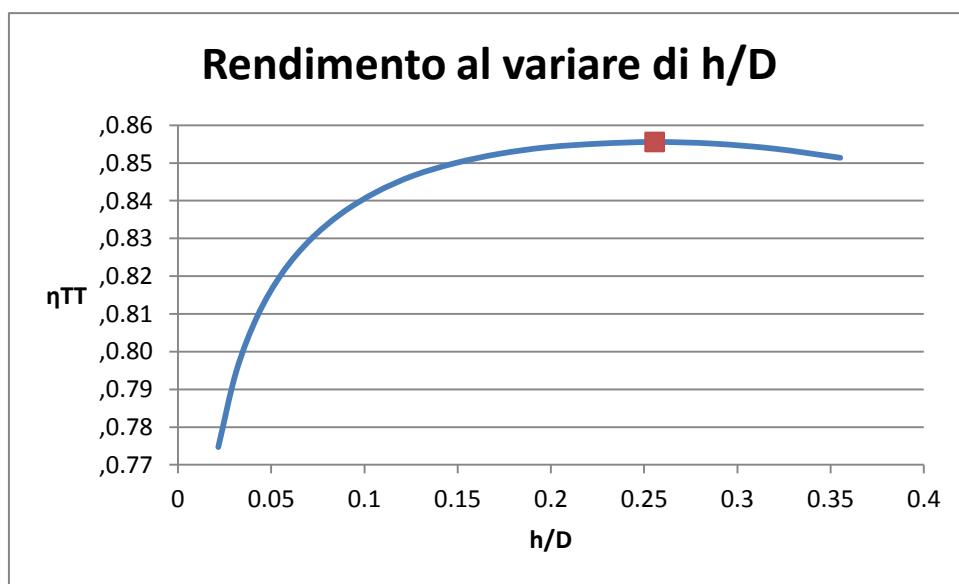


Figura 48: rendimento al variare di h

## 5.2 Variazione di portata

Si è valutato l'effetto dell'aumento di portata, mantenendo costanti gli altri parametri di input al software ST. In questo modo si è cercato di mostrare che effetti sul rendimento e sull'andamento delle perdite ha la variazione del volume di flusso elaborato dalla macchina, si è quindi cercato di motivare tali andamenti.

<b>Metodo stima perdite:</b>	Craig and Cox
<b>Numero stadi</b>	1
<b>Blade back radius (1/e)</b>	0
<b>Ruvidità [mm]</b>	0.002
<b>Trailing edge thickness [mm]</b>	3
<b>Amissione</b>	Full admission
<b>RPM</b>	6500
<b>P<sub>in</sub> [bar]</b>	46
<b>h<sub>in</sub> [kJ/Kg]</b>	3289,28
<b>P<sub>out</sub> [bar]</b>	37
<b>Tip clearance [mm]</b>	0,5
<b>Wire diameter [mm]</b>	0
<b>Overlap ΔL/h<sub>rotore</sub></b>	0,05
<b>Leakage flow [%]</b>	1
<b>Incidenza di minima perdita statore [gradi]</b>	0
<b>Incidenza di minima perdita rotore [gradi]</b>	0
<b>Portata massica [kg/s]</b>	55 - 905
<b>Grado di reazione isoentropico</b>	0,5
<b>V<sub>2M</sub>/V<sub>1M</sub></b>	1
<b>U [m/s]</b>	300
<b>α<sub>1</sub> [gradi]</b>	15

Tabella 6: parametri in input

La portata è stata variata da 55 a 905 kg/s. La prima considerazione fatta è stata che con portate eccessivamente basse il rapporto h/D risulta dell'ordine di 0,001 che comporta un valore di altezza di pala inferiore al centimetro anche in uno stadio a reazione che dovrebbe favorire lo sviluppo in lunghezza della pala. D'altro canto portate superiori a 900 kg/s causano rapporti h/D superiori a 0,4. In queste condizioni l'approssimazione del vortice libero, per calcolare le condizioni all'apice e alla base della pala, non è più applicabile. Si è quindi deciso di limitare il range di variazione di portata tra 50 e 900 kg/s a cui corrispondono valori di h/D compresi tra 0,01 e 0,4.

Si è poi introdotto un valore adimensionale della portata cioè il coefficiente di portata:

$$\varphi = \frac{\dot{V}_{out}}{\omega \cdot D^3}$$

$\dot{V}_{out}$  è la portata volumetrica in uscita dallo stadio,  $\omega$  è la velocità di rotazione espressa in radianti al secondo e  $D$  è il diametro medio in uscita.

Le considerazioni fatte al variare di tale parametro mirano a valutare come le diverse dimensioni che deve assumere la macchina per poter gestire quantità di fluido tanto diverse tra loro, influiscono sulle perdite. Al variare della portata varierà il numero di giri specifico e il diametro specifico è quindi ovvio aspettarsi rendimenti molto diversi tra loro.

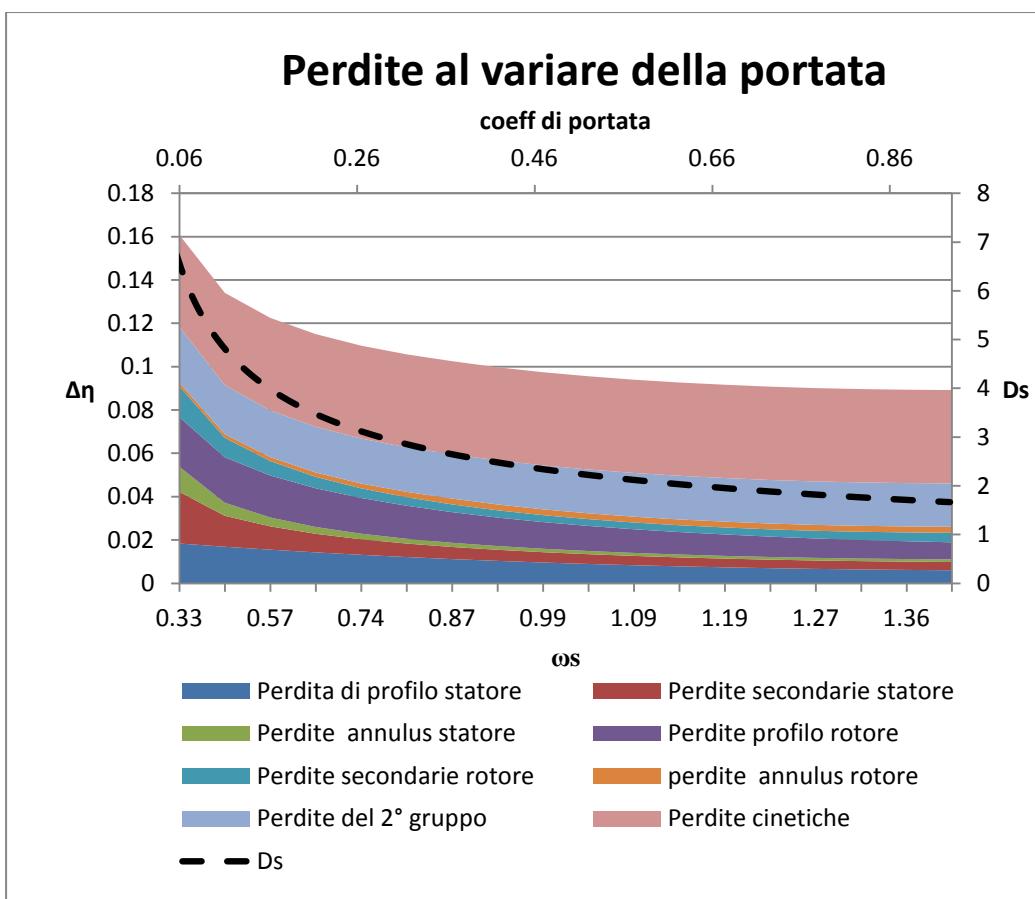


Figura 49: perdite al variare della portata

Vengono riportati i parametri di output ritenuti più significativi per tre portate differenti

<b>portata [kg/s]</b>	75	500	900
<i>ws</i>	0.40	1.05	1.40
<i>Ds</i>	5.78	2.23	1.66
<i>D [m]</i>	0.88	0.88	0.88
<i>h/D</i>	0.0387	0.2554	0.47135
<i>SP</i>	0.15297	0.3966	0.53162
$\Delta h_{is} [J/kg]$	66583.5	66583.5	66583.5
<i>Vex [m^3/s]</i>	6.04	40.59	72.92
<i>Kis</i>	1.48	1.48	1.48
<i>Flare [gradi]</i>	8.3	21.0	30.0
<i>N° pale stat</i>	107	79	59
<i>N° pale rot</i>	127	89	64
<i>corda assiale stat [cm]</i>	2.80	3.8	5.2
<i>corda assiale rot [cm]</i>	2.50	3.6	5.03
<i>h [cm]</i>	3.42	22.48	41.48
<i>s/b stat</i>	0.64	0.64	0.64
<i>s/b rot</i>	0.57	0.58	0.58

Tabella 7: output al variare della portata

### Perdite di profilo statore

La perdita di profilo allo statore rimane pressochè costante, dato che il rapporto passo-corda rimane costante. Il valore del *basic profile loss* rimane invariato essendo legato sia il *lift parameter* che al *contraction ratio* per i quali non si apprezza nessuna variazione. Il lieve calo mostrato in Figura 49 è dovuto a due concause: la prima riguarda la diminuzione dell'influenza del bordo d'uscita a causa della diminuzione del numero di pale; la seconda riguarda l'effetto del numero di Reynolds, infatti la scabrezza della pala influisce relativamente meno all'aumentare delle dimensione della pala.

### Perdite di profilo rotore

Riguardo le perdite di profilo sul rotore, si può ragionevolmente affermare che valgano le medesime considerazioni fatte per la perdita di profilo allo statore.

### **Perdite secondarie statore**

Le perdite secondarie sono inversamente proporzionali al rapporto altezza di pala - corda. L'aumento dell'altezza di pala è dovuto alla necessità di elaborare più portata, si osserva quindi una loro diminuzione.

### **Perdite secondarie rotore**

Anche in questo caso l'aumento dell'altezza di pala provoca la diminuzione di questa perdita.

### **Perdite di annulus statore**

Le perdite di annulus per lo statore dipendono dal rapporto tra area di entrata ed area di uscita della schiera, esso aumenta lievemente e quindi le perdite diminuiscono. Si nota anche che tale perdita, da  $\omega_s = 0,75$  in poi rimane costante, ciò avviene perché l'aumento del wall flare angle compensa l'aumento del rapporto tra le aree nel calcolo della perdita. Le perdite di cavity invece contribuiscono percentualmente sempre nella stessa misura e non possono essere rilevate sul grafico.

### **Perdite di annulus rotore**

In questo la perdita aumenta lievemente poiché l'aumento del wall flare angle risulta predominante sull'aumento del rapporto tra le aree.

### **Perdite di secondo gruppo**

Nelle perdite del secondo gruppo comprendiamo le perdite di fluido attraverso i trafiletti e le perdite al tip. Le perdite dovute al fluido che scavalca le pale, passando attraverso il gioco tra apice della pala e albero o cassa, diminuiscono all'aumentare dell'altezza di pala poiché percentualmente il gioco acquisisce un influenza man mano minore col crescere della dimensione della pala. Altre perdite, come quelle attraverso i *glands* sono considerate costanti. La perdita nel complesso diminuisce anche se subisce la ridistribuzione delle perdite tridimensionali prevista dal metodo di Craig and Cox. Quest'andamento trova giustificazione nell'aumento del *size parameter*. Il passaggio da un SP grande a uno piccolo manifesta che gli effetti di

taglia aumentano di peso sul conteggio delle perdite facendole aumentare e costituendo una deviazione dalla teoria della similitudine.

### Perdita cinetica

Nel caso considerato, il contributo di perdita per energia cinetica diventa massimo quando il coefficiente di potata è circa 0,46. L'andamento è quasi costante, i triangoli di velocità non variano in maniera significativa per l'aumento della portata, la velocità assoluta in uscita dallo stadio rimane costante.

Si è quindi notato come il fattore principale che determina l'andamento delle perdite è essenzialmente l'altezza di pala. E' quindi utile osservare una rappresentazione grafica della variazione dell'altezza di pala al variare della velocità di rotazione specifica.

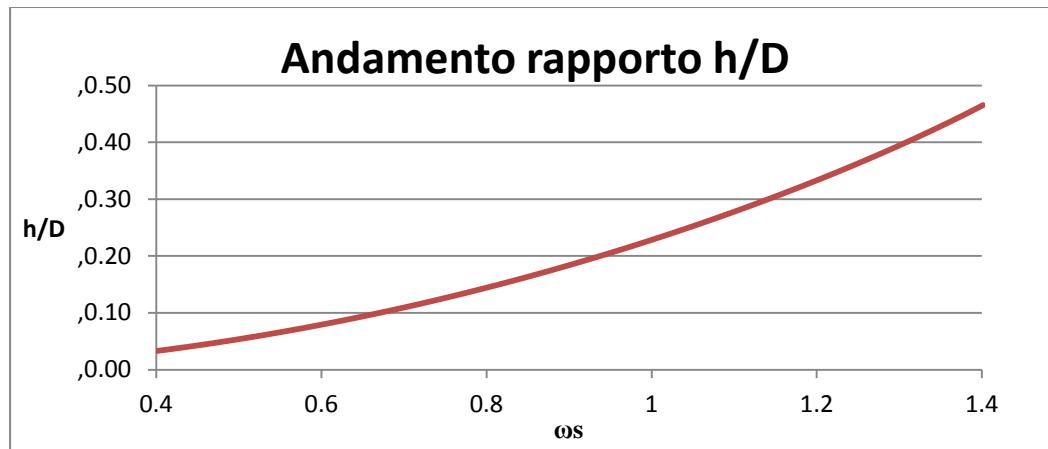


Figura 50:  $h/D$  al variare della portata

Sommendo le diverse perdite si può visualizzare il rendimento total-total e total-static.

Osserviamo che la curva di rendimento in Figura 51 manifesta un andamento sempre crescente per il rendimento total-total anche se la sua variazione nel range di  $\omega_s$  considerato è di pochi punti percentuali. Si osserva inoltre che la pendenza della curva è maggiore per valori di  $\omega_s$  bassi e cala con al suo aumento. Si nota, inoltre, che i due rendimenti total-total e total-static hanno lo stesso andamento dato che si differenziano solo dalla perdita di energia cinetica ,che come visto in precedenza si mantiene costante.

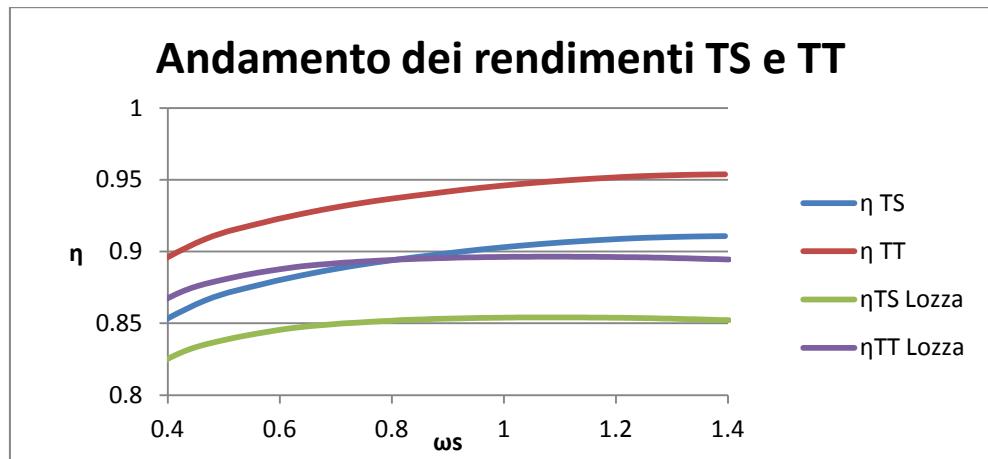


Figura 51: rendimenti al variare del coefficiente di portata

## 5.3 Rapporto tra velocità meridiane

In questa prova si è voluto valutare l'effetto della variazione del rapporto tra le velocità meridiane. Le prove sono state eseguite con i seguenti parametri di input:

<b>Metodo stima perdite:</b>	Craig and Cox
<b>Numero stadi</b>	1
<b>Blade back radius (1/e)</b>	0
<b>Ruvidità [mm]</b>	0,002
<b>Trailing edge thickness [mm]</b>	3
<b>Amissione</b>	Full admission
<b>RPM</b>	6500
<b>P<sub>in</sub> [bar]</b>	46
<b>h<sub>in</sub> [kJ/Kg]</b>	3289,28
<b>P<sub>out</sub> [bar]</b>	37
<b>Tip clearance [mm]</b>	0,5
<b>Wire diameter [mm]</b>	0
<b>Overlap ΔL/h<sub>rotore</sub></b>	0,05
<b>Leakage flow [%]</b>	1
<b>Incidenza di minima perdita statore [gradi]</b>	0
<b>Incidenza di minima perdita rotore [gradi]</b>	0
<b>Portata massica [kg/s]</b>	200
<b>Grado di reazione isoentropico</b>	0,5
<b>V<sub>2M</sub>/V<sub>1M</sub></b>	0,5 – 1,2
<b>U [m/s]</b>	200
<b>α<sub>1</sub> [gradi]</b>	15

Tabella 8: parametri di input

Volendo rispettare la similitudine in una turbina che lavora con fluido incomprimibile all'aumentare del numero di giri aumentano le componenti dei triangoli di velocità in modo che rimangano simili tra loro, la conseguenza è che il rendimento rimane costante. In realtà aumentando il numero di giri, prima o poi il rapporto di compressione diventa significativo e il volume specifico della sezione d'uscita diventa più grande di quello della sezione d'entrata. In questo caso il flusso non può essere considerato incomprimibile.

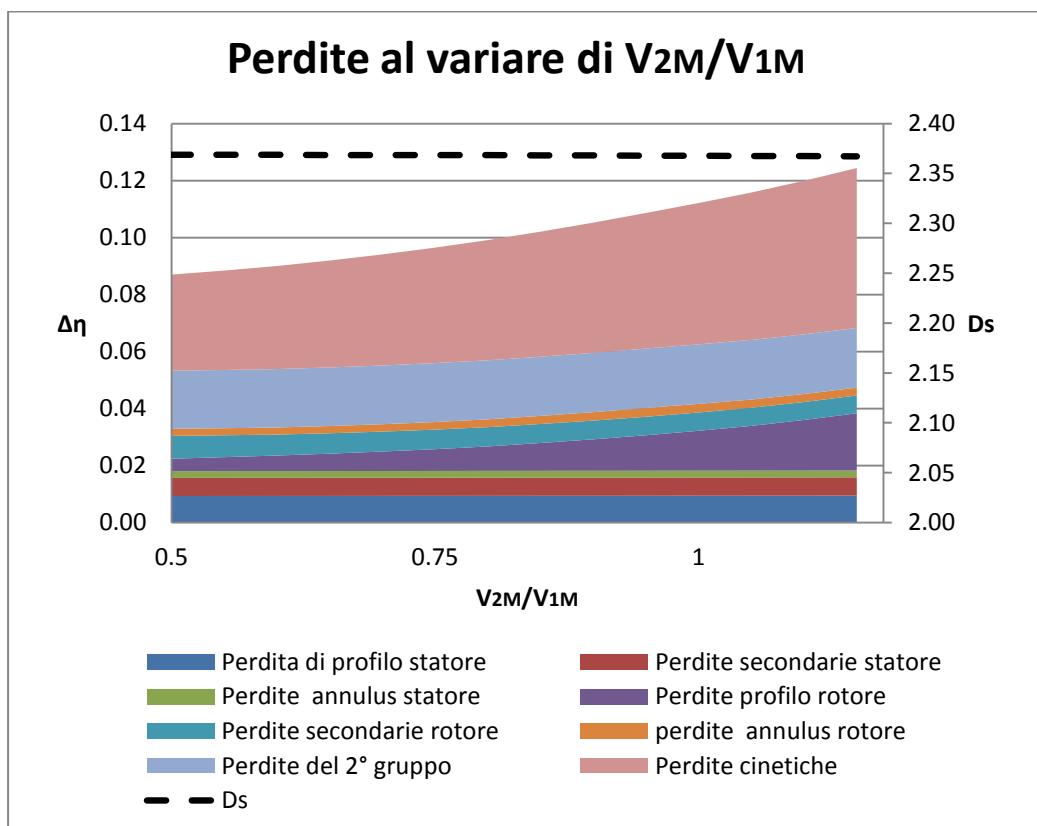
A causa dell'effetto della comprimibilità la portata volumetrica del flusso in uscita è maggiore di quella in entrata. Come conseguenza, volendo rispettare la similitudine geometrica, sarà necessario allungare la componente meridiana della velocità in uscita

dallo stadio. La conseguenza, oltre all'abbandono della similitudine cinematica, è l'aumento delle perdite allo scarico dato che l'energia cinetica è maggiore. Si è quindi ritenuto legittimo indagare quali conseguenze avesse imporre dei vincoli sul rapporto tra velocità meridiana in uscita e in ingresso.

Si è scelto di analizzare il caso in cui tale rapporto fosse nell'intorno dell'unità in particolare:

$$0,5 < \frac{V_{2M}}{V_{1M}} < 1,2$$

In questo modo si è potuto ottenere il seguente andamento delle perdite:



**Figura 52: perdite al variare di V2M/V1M**

Come era prevedibile la perdita cinetica continua ad aumentare, essendo proporzionale alla velocità di scarico.

In Figura 53 si riportano i grafici dei rendimenti risultanti

## Rendimenti al variare di $V_{2M}/V_{1M}$

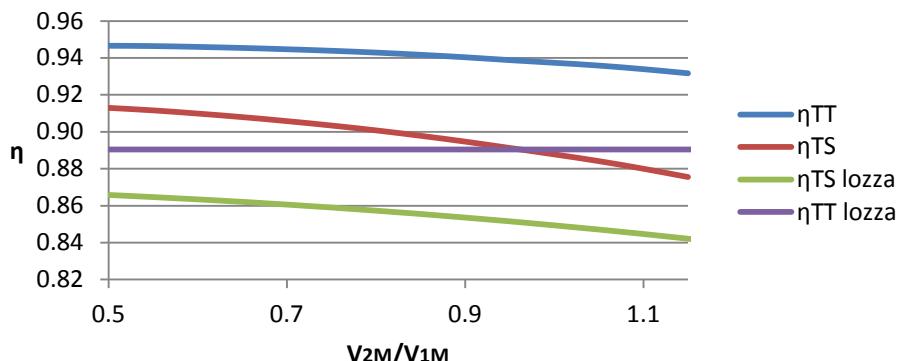


Figura 53: rendimenti al variare di  $V_{2M}/V_{1M}$

Vengono riportati di seguito, in Tabella 9, i parametri di output ritenuti più significativi per tre valori differenti di  $V_{2M}/V_{1M}$ .

$V_{2M}/V_{1M}$	0.66	1	1.18
$\omega_s$	0.66	0.66	0.66
$D_s$	2.37	2.37	2.37
$D [m]$	0.59	0.59	0.59
$h/D$	0.3489	0.2279	0.1928
$SP$	0.24975	0.24964	0.24962
$\Delta his [j/kg]$	66577.14	66577.14	66577.14
$V_{ex} [m^3/s]$	16.09	16.08	16.08
$K_{is}$	3.296	3.296	3.296
$Flare [\text{gradi}]$	31.06	22.48	16.13
$N^{\circ} pale \text{ stat}$	62	62	62
$N^{\circ} pale \text{ rot}$	39	68	83
$corda assiale \text{ stat [cm]}$	1.86	1.87	1.87
$Corda assiale \text{ rot [cm]}$	2.15	1.9	1.84
$h [m]$	0.21	0.13	0.11
$s/b \text{ stat}$	0.64	0.64	0.64
$s/b \text{ rot}$	0.68	0.59	0.55

Tabella 9: output al variare di  $V_{2M}/V_{1M}$

### **Perdite di profilo statore**

La perdita di profilo rimane costante poiché il rapporto passo – corda rimane invariato durante le prove. L'influenza dello spessore del bordo d'uscita è fissa dato che il numero delle pale è costante. Anche il contributo alla variazione della perdita del *lift parameter* e del *contraction ratio* risulta ininfluente. La leggera diminuzione di  $V_1$ , e il conseguente lieve calo del numero di Reynolds, contribuiscono in maniera insignificante all'aumento della perdita, che è quindi, verosimilmente, non cambia il proprio valore nei tests effettuati.

### **Perdite di profilo rotore**

La diminuzione del rapporto passo – corda dovrebbe portare alla diminuzione della perdita tuttavia il cambiamento degli angoli fluidodinamici d'entrata e d'uscita allo rotore provocano l'aumento del *lift parameter* e il calo del *contraction ratio* che portano, complessivamente, all'aumento della perdita.

### **Perdite secondarie statore e rotore**

Aumentare la velocità in uscita dallo stadio significa che la portata volumetrica necessita di un'area di passaggio minore per fluire fuori dalla schiera rotorica. Come conseguenza, mantenendo la velocità di rotazione e quindi il raggio costante, le pale risultano più corte all'aumentare del rapporto  $V_{2M}/V_{1M}$ . Le perdite secondarie aumentano in maniera impercettibile e la loro variazione non è rilevabile dal grafico.

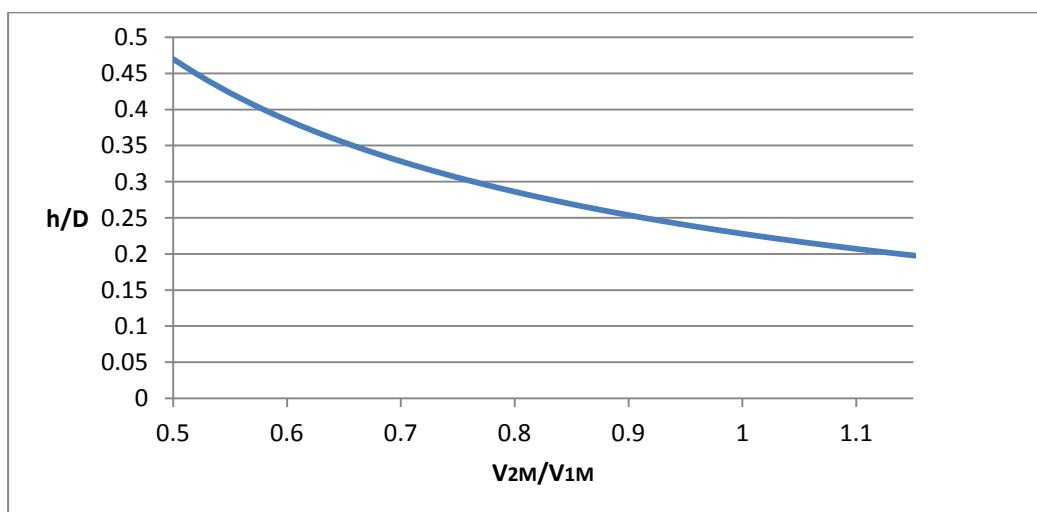


Figura 54: variazione dell'altezza di pala su  $V_{2M}/V_{1M}$

### **Perdite di annulus statore**

Le perdite di annulus dipendono dal rapporto tra area di entrata e area d'uscita sullo statore. Questo valore non è influenzato dalla variazione del parametro  $V_{2M}/V_{1M}$  e quindi rimane costante

### **Perdite di annulus rotore**

La variazione del rapporto  $V_{2M}/V_{1M}$  ha l'effetto di imporre un'area di passaggio più ampia quando diminuisce e un'area più ristretta quando aumenta. L'aumento dell'area di uscita provoca il crescere della perdita. Poiché il valore assoluto della perdita è molto piccolo se confrontato con quelle di profilo e secondarie non si riesce ad apprezzare quest'andamento sul grafico.

### **Perdite di secondo gruppo**

Riferendosi esclusivamente alla perdita al TIP si può dire che se l'area di passaggio aumenta ( $V_{2M}$  diminuisce) l'influenza dell'*area di tip clearance* diminuisce.

### **Perdita cinetica**

Come facilmente intuibile la perdita cinetica aumenta al crescere della velocità d'uscita. Grazie a quanto detto si può riscontrare che normalmente si cerca di non far diminuire troppo la velocità assiale perché ciò comporta triangoli di velocità molto schiacciati e conseguentemente elevate componenti tangenziali e scarsa efficienza aerodinamica. D'altra parte far aumentare eccessivamente la velocità assiale causa perdite d'attrito ma soprattutto triangoli di velocità allungati e quindi scarsa componente tangenziale e riduzione della capacità di compiere lavoro.

## 5.4 Analisi del rendimento e delle perdite al variare di U

Nel presente paragrafo si è scelto di considerare l'influenza che può avere la velocità periferica U sulle perdite di un singolo stadio di turbina, e sugli effetti che questi provocano sul suo rendimento finale.

Nella Tabella 10 vengono riportati i dati più importanti di input che definiscono lo stadio in analisi, che può essere considerato HP-IP.

<b>Metodo stima perdite:</b>	Craig and Cox
<b>Numero stadi</b>	1
<b>Blade back radius (1/e)</b>	0
<b>Ruvidità [mm]</b>	0,002
<b>Trailing edge thickness [mm]</b>	3
<b>Amissione</b>	Full admission
<b>RPM</b>	3000
<b>P<sub>in</sub> [bar]</b>	46
<b>h<sub>in</sub> [kJ/Kg]</b>	3289,28
<b>P<sub>out</sub> [bar]</b>	37
<b>Tip clearance [mm]</b>	0,04
<b>Wire diameter [mm]</b>	0
<b>Overlap ΔL/h<sub>rotore</sub></b>	0,05
<b>Leakage flow [%]</b>	1
<b>Incidenza di minima perdita statore [gradi]</b>	0
<b>Incidenza di minima perdita rotoree [gradi]</b>	0
<b>Portata massica [kg/s]</b>	200
<b>Grado di reazione isoentropico</b>	0,5
<b>V<sub>2M</sub>/V<sub>1M</sub></b>	1
<b>U [m/s]</b>	150 - 390
<b>α<sub>1</sub> [gradi]</b>	15

Tabella 10: parametro di input

Nella Figura 55 si mostra l'andamento delle perdite con il variare della velocità periferica U che va da 150 a 390 m/s. Dalle prove effettuate si nota anche il valore del

*size parameter* si mantiene all'incirca pari 0,25 mentre la velocità di rotazione specifica varia nell'intorno di 0,37.

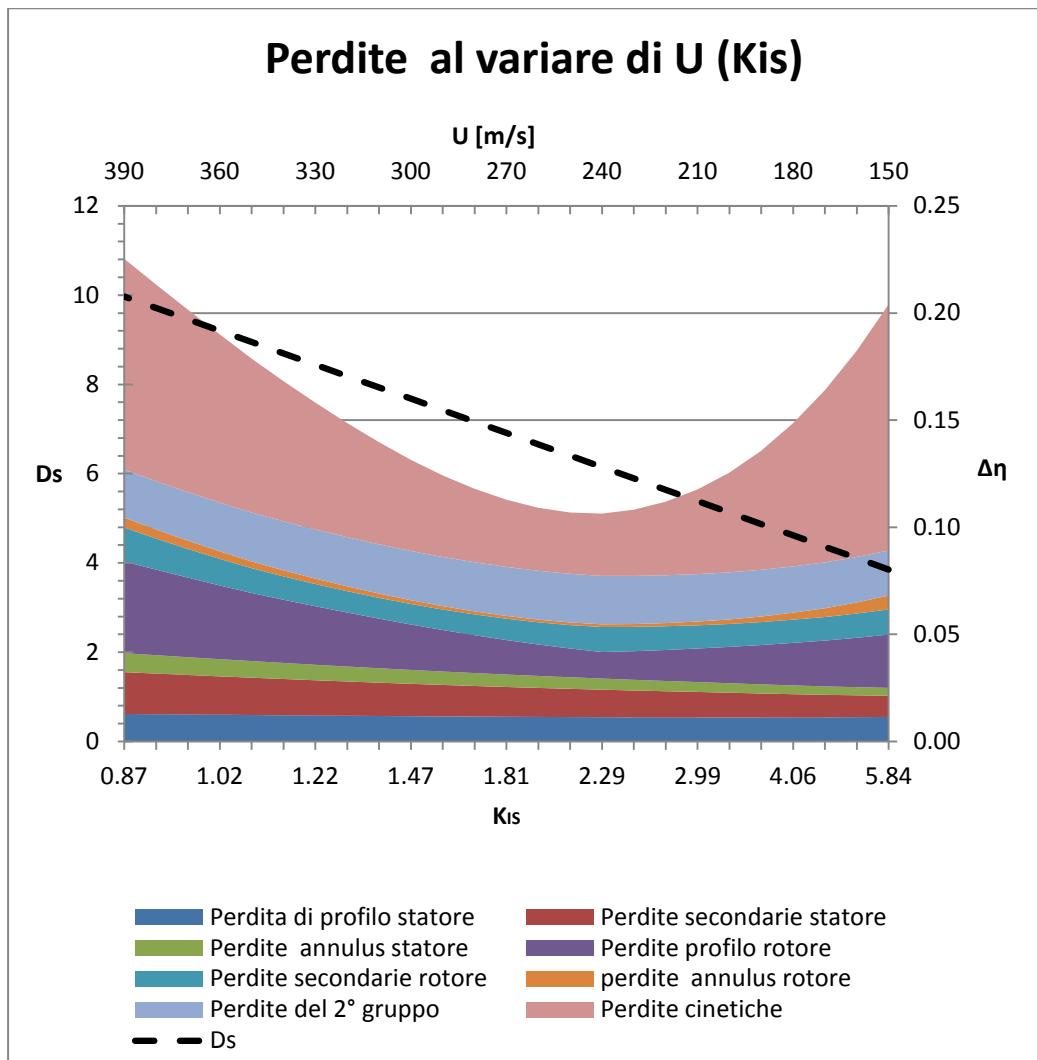


Figura 55: perdite al variare di  $K_{is}$  ( $U$ )

Si nota sin da subito, che il termine prelevante sulla perdita di rendimento è dato dall'energia cinetica persa a valle dello stadio. Si nota anche che si individua un minimo di perdite che individua il punto di velocità periferica ottima. Le perdite e il diametro specifico sono rappresentate in funzione della velocità  $U$  del del coefficiente di carico  $K_{is}$ .

Viene riportato di seguito, in Tabella 11, i parametri di output più significativi al variare di  $U$ .

<b><i>U</i></b>	390	250	150
<b><i>ws</i></b>	0.37	0.37	0.37
<b><i>Ds</i></b>	8.14	5.23	3.14
<b><i>D [m]</i></b>	2.49	1.60	0.96
<b><i>h/D</i></b>	0.0157	0.0380	0.1047
<b><i>SP</i></b>	0.3059	0.30581	0.30582
<b><i>Δhis [J/kg]</i></b>	66560.79	66539.46	66566.49
<b><i>Vex [m^3/s]</i></b>	24.14	24.12	24.13
<b><i>Kis</i></b>	0.87	2.11	5.84
<b><i>Flare [gradi]</i></b>	9.43	12.15	17.00
<b><i>N° pale stat</i></b>	304	190	109
<b><i>N° pale rot</i></b>	394	191	134
<b><i>corda assiale stat [cm]</i></b>	1.60	1.64	1.74
<b><i>Corda assiale rot [cm]</i></b>	1.61	1.65	1.74
<b><i>h [m]</i></b>	0.04	0.06	0.10
<b><i>s/b stat</i></b>	0.64	0.64	0.64
<b><i>s/b rot</i></b>	0.52	0.63	0.55

Tabella 11: output al variare di U

Nella Figura 56 è riportata, invece, la curva del *rendimento total-total* ( $\eta_{tt}$ ) e *total-static* ( $\eta_{ts}$ ) al variare di U dove viene enfatizzata l'importanza della perdita di energia cinetica. Infatti, la differenza tra le due curve diventa sempre più marcata, in modo proporzionalmente ad essa. La Figura 56 suggerisce inoltre, che per uno stadio di turbina a vapore operante a 3000 giri al minuto con i parametri termodinamici in ingresso in tabella, si ottiene il rendimento massimo al valore di  $K_{is} = 2,29$  a cui corrisponde la velocità periferica  $U = 240$  m/s.

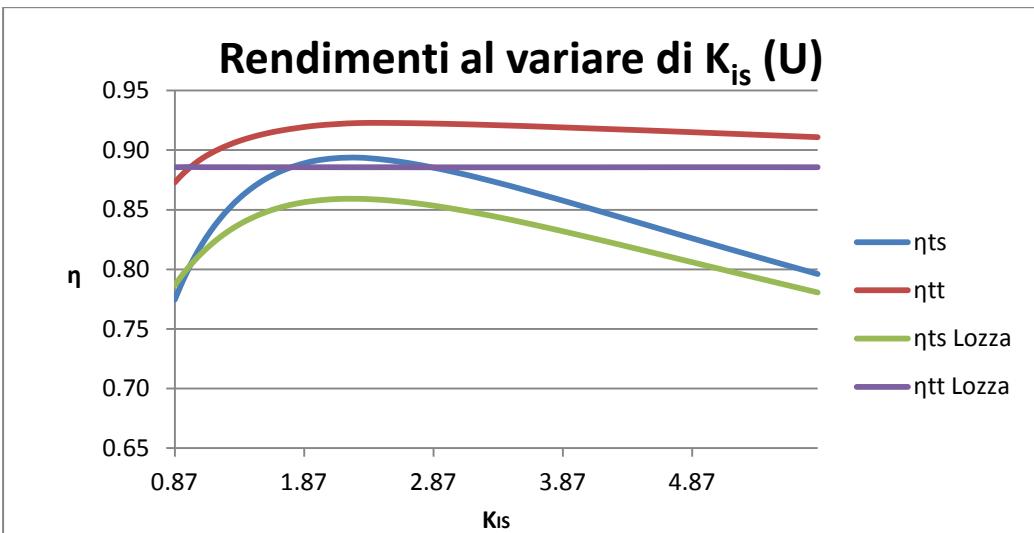


Figura 56: rendimenti al variare di  $K_{is}$  ( $U$ )

Vengono chiarite di seguito le varie perdite che contribuiscono al calo delle prestazioni dello stadio in esame:

#### Perdita di Energia cinetica

La perdita di energia cinetica è espressa, come visto in precedenza all'interno del testo, proporzionalmente al quadrato della velocità di uscita dal rotore  $V_2$ . L'andamento della velocità  $V_2$  in funzione di  $U$  è mostrato nella Figura 58, mentre in basso sono riportati i triangoli di velocità alla velocità periferica  $U$  di 150, 241, e 390 m/s.

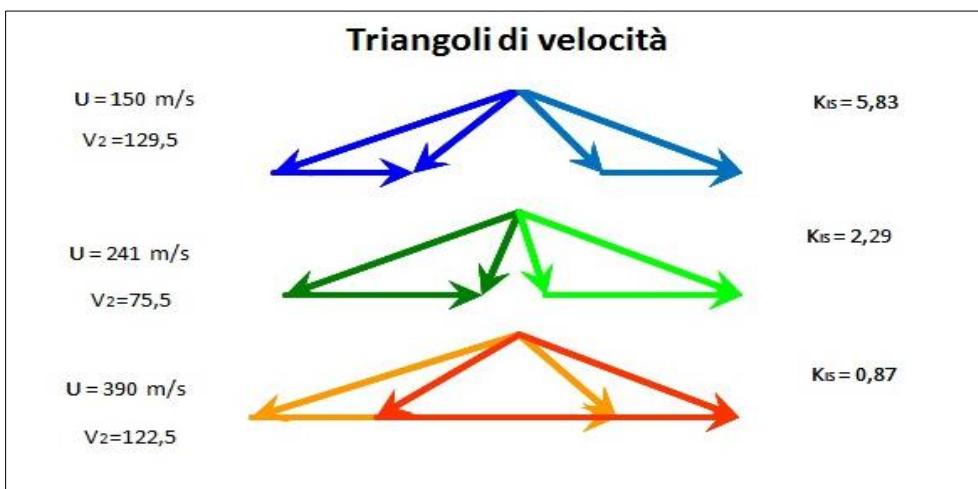


Figura 57: triangoli di velocità a diversi valori di  $U$  e  $K_{is}$

È chiaro che l'andamento della  $V_2$  si modifica insieme ai triangoli di velocità e che quello ottimo risulta proprio per una  $U$  pari a 241 m/s.

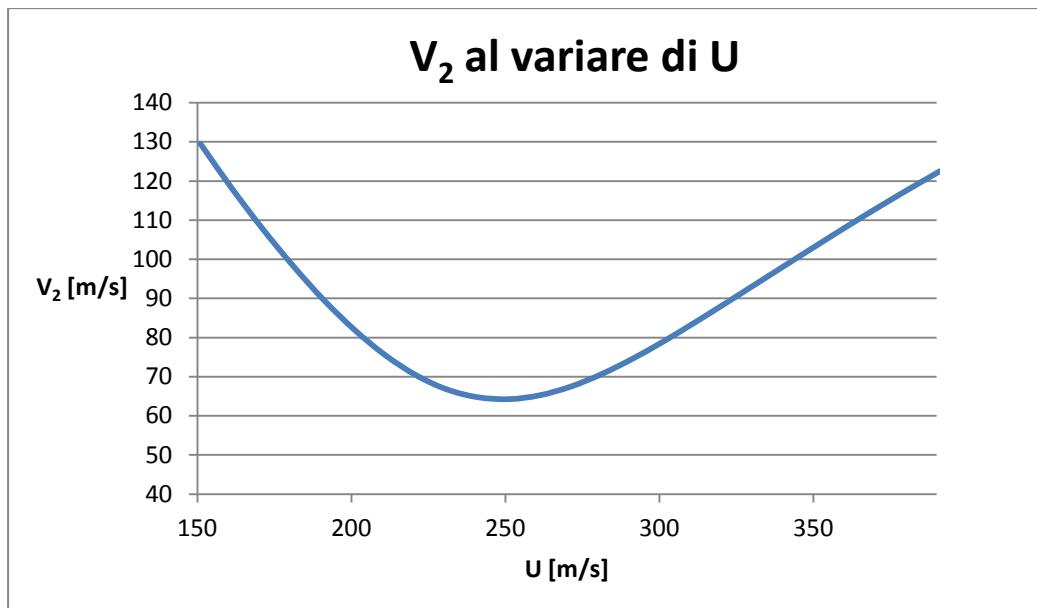


Figura 58: variazione velocità assoluta in uscita dal rotore con  $U$

### Perdita di profilo

La perdita di profilo allo statore risulta costante sul range di velocità considerato, infatti il rapporto passo – corda non varia il proprio valore come mostrato nella tabella degli output.

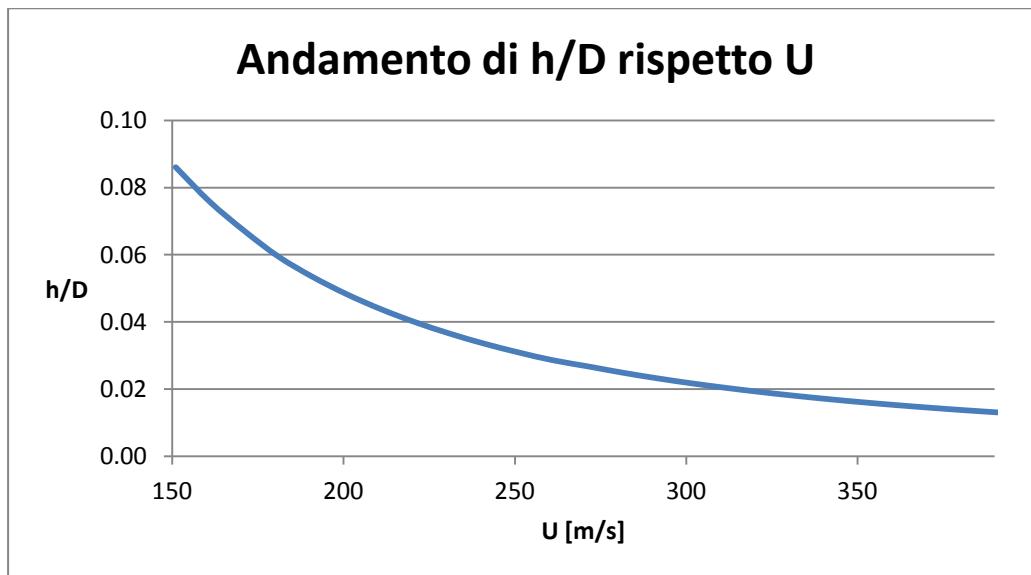
L'andamento della perdita al rotore, invece, diminuisce fino a un valore di minimo per poi tornare ad aumentare. Questa tendenza è influenzata dalle variazioni del rapporto passo – corda e della deviazione imposta al flusso. L'aumento del rapporto passo – corda significa che la corda sta diminuendo, ciò comporta la riduzione della superficie bagnata del profilo e quindi una diminuzione delle perdite. Al contrario, quando tale rapporto cala la perdita risale. Nel range considerato la deviazione del flusso decresce e si ha un effetto benefico sulla perdita. Tale effetto è però secondario rispetto a quello causato dal rapporto passo – corda.

### **Perdite secondarie**

Dalla Figura 55 si vede come il secondo termine più elevato di perdita sia quello relativo alla perdita secondaria, in particolare quello legato allo statore, che aumenta al crescere di  $U$ . Le perdite secondarie sono strettamente legate all'inverso dell'Aspect Ratio. Il valore dell'inverso dell'aspect ratio è infatti direttamente proporzionale al secondary loss ratio. Per entrambi statore e rotore questo valore aumenta ma risulta più marcato per lo statore, che infatti ha un peso più importante sulle perdite totali, circa 20%.

### **Perdite di Annulus**

Le perdite di Annulus risultano leggermente crescenti con l'aumentare della velocità  $U$ , pur tuttavia avendo un peso minore sulle perdite totali rispetto a quelli descritti precedentemente. Di fondamentale importanza sono i valori dei parametri geometrici che si modificano per permettere il corretto funzionamento della macchina con i parametri di input inseriti. All'aumentare di  $U$  aumenta il Diametro medio e diminuisce l'altezza di pala che passa da circa 10 a 4 cm. In Figura 59 è mostrato il rapporto  $h/D$ . Grazie a questo andamento l'area di passaggio del fluido rimane costante in modo da mantenere costante il rapporto tra la sezione 0 e 2, da cui  $A_0/A_2$  costante. La perdita di annulus segue questo rapporto all'incirca costante.



**Figura 59: andamento di  $h/D$  al variare di  $U$**

## Perdite 2° gruppo

Le perdite del secondo gruppo si mantengono costanti con la  $U$ , dato che si è considerata costante la Tip clearance, e si è inserita una perdita costante del Leakege Loss.

Infine viene riportato un confronto con un'altro stadio 2 che potrebbe essere considerato successivo al primo che mantiene lo stesso numero di giri 3000 RPM al quale però entrano in ingresso questi nuovi valori, riportati in Tabella 12.

<b>Metodo stima perdite:</b>	Creig and Cox
<b>Numeri stadi</b>	1
<b>Blade back radius (1/e)</b>	0
<b>Ruvidità [mm]</b>	0,002
<b>Trailing edge thickness [mm]</b>	3
<b>Amissione</b>	Full admission
<b>RPM</b>	3000
<b><math>P_{in}</math> [bar]</b>	46
<b><math>h_{in}</math> [kJ/Kg]</b>	3289,28
<b><math>P_{out}</math> [bar]</b>	37
<b>Tip clearance [mm]</b>	0,5
<b>Wire diameter [mm]</b>	0
<b>Overlap <math>\Delta L/h_{rotore}</math></b>	0,05
<b>Leakage flow [%]</b>	1
<b>Incidenza di minima perdita statore [gradi]</b>	0
<b>Incidenza di minima perdita rotore [gradi]</b>	0
<b>Portata massica [kg/s]</b>	200
<b>Grado di reazione</b>	0,5
<b><math>V_{2M}/V_{1M}</math></b>	1
<b><math>U</math> [m/s]</b>	150 - 390
<b><math>\alpha_1</math> [gradi]</b>	15

Tabella 12: parametri di input, prova 2

Si mostra in Figura 60 come il valore di rendimento ottimo si ottiene per un valore di velocità periferica  $U$  maggiore rispetto a quello precedente avendo nuovi valori di  $N_s$  e  $SP$  costanti.

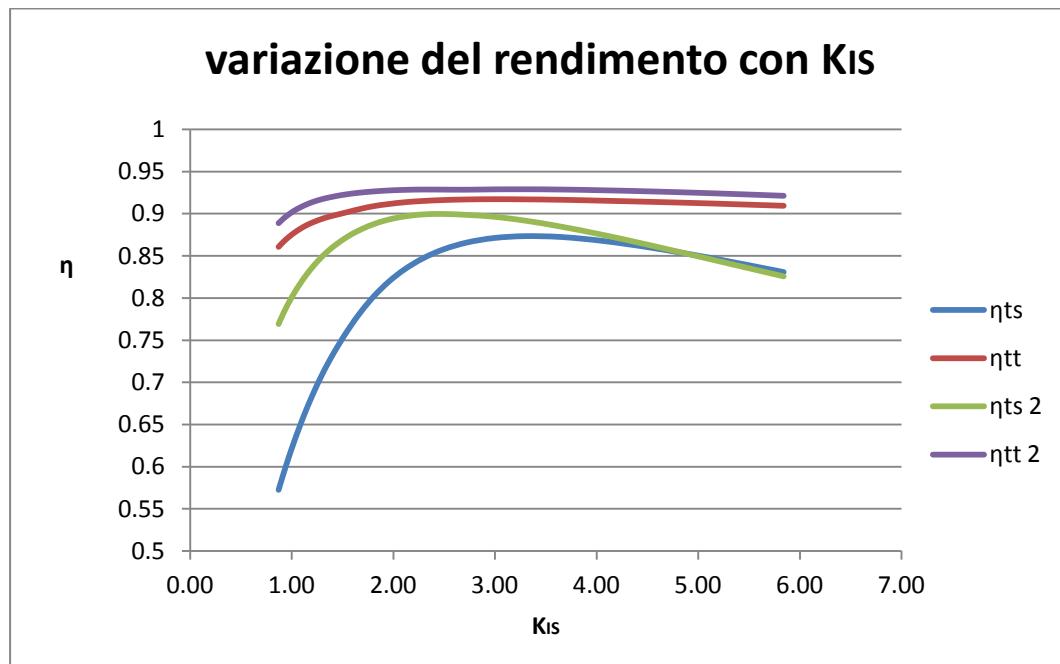


Figura 60: confronto del rendimento tra stadio 2 e stadio 1 in funzione del  $K_{ls}$

## 5.5 Grado di reazione isoentropico

Nel presente paragrafo si vuole indagare l'effetto che comporta la variazione del grado di reazione sulle perdite di un singolo stadio e quindi sul rendimento della macchina.

L'analisi è stata effettuata impostando in input i parametri riportata in **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**

<b>Metodo stima perdite:</b>	Craig and Cox
<b>Numero stadi</b>	1
<b>Blade back radius (1/e)</b>	0
<b>Ruvidità [mm]</b>	0,002
<b>Trailing edge thickness [mm]</b>	3
<b>Ammisione</b>	Full admission
<b>RPM</b>	6500
<b>P<sub>in</sub> [bar]</b>	46
<b>h<sub>in</sub> [kJ/Kg]</b>	3289,28
<b>P<sub>out</sub> [bar]</b>	37
<b>Tip clearance [mm]</b>	0,5
<b>Wire diameter [mm]</b>	0
<b>Overlap ΔL/h<sub>rotore</sub></b>	0,05
<b>Leakage flow [%]</b>	1
<b>Incidenza di minima perdita statore [gradi]</b>	0
<b>Incidenza di minima perdita statore [gradi]</b>	0
<b>Portata massica [kg/s]</b>	200
<b>Grado di reazione</b>	0 – 0,6
<b>V<sub>2M</sub>/V<sub>1M</sub></b>	1
<b>U [m/s]</b>	200
<b>α<sub>1</sub> [gradi]</b>	15

Tabella 13: parametri di input

Si è quindi scelto di variare progressivamente solo il grado di reazione dal valore di 0 al valore di 0,6.

La conseguenza dell'incremento del grado di reazione comporta l'aumento del rendimento. Ciò è dovuto alla costruzione stessa dei triangoli di velocità. Considerando uno stadio ad azione ideale, e quindi senza perdite fluidodinamiche, si avrà un rendimento inferiore rispetto ad un uno stadio ideale a reazione.

Nel caso di stadio ad azione ideale ottimo il rendimento può essere espresso nel modo seguente

$$\eta = \cos \alpha_1$$

Mentre nel caso di stadio ideale a reazione

$$\eta = \frac{2 \cos^2 \alpha_1}{1 + \cos^2 \alpha_1}$$

Rappresentando i due andamenti si ottiene

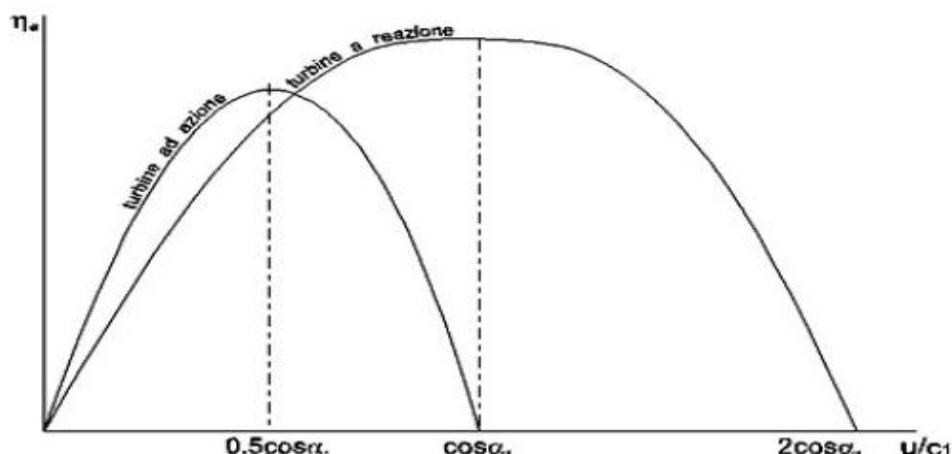


Figura 61: rendimenti ideali stadio ad azione e reazione

Il valore ottimo di  $u/c_1$  (a parità di  $\alpha_1$ ) 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 denotando una maggiore flessibilità di utilizzo di quest'ultima.

Questa tendenza è riscontrabile nei risultati ottenuti dal software ST.

Di seguito vengono mostrati gli andamenti delle perdite all'aumentare del grado di reazione:

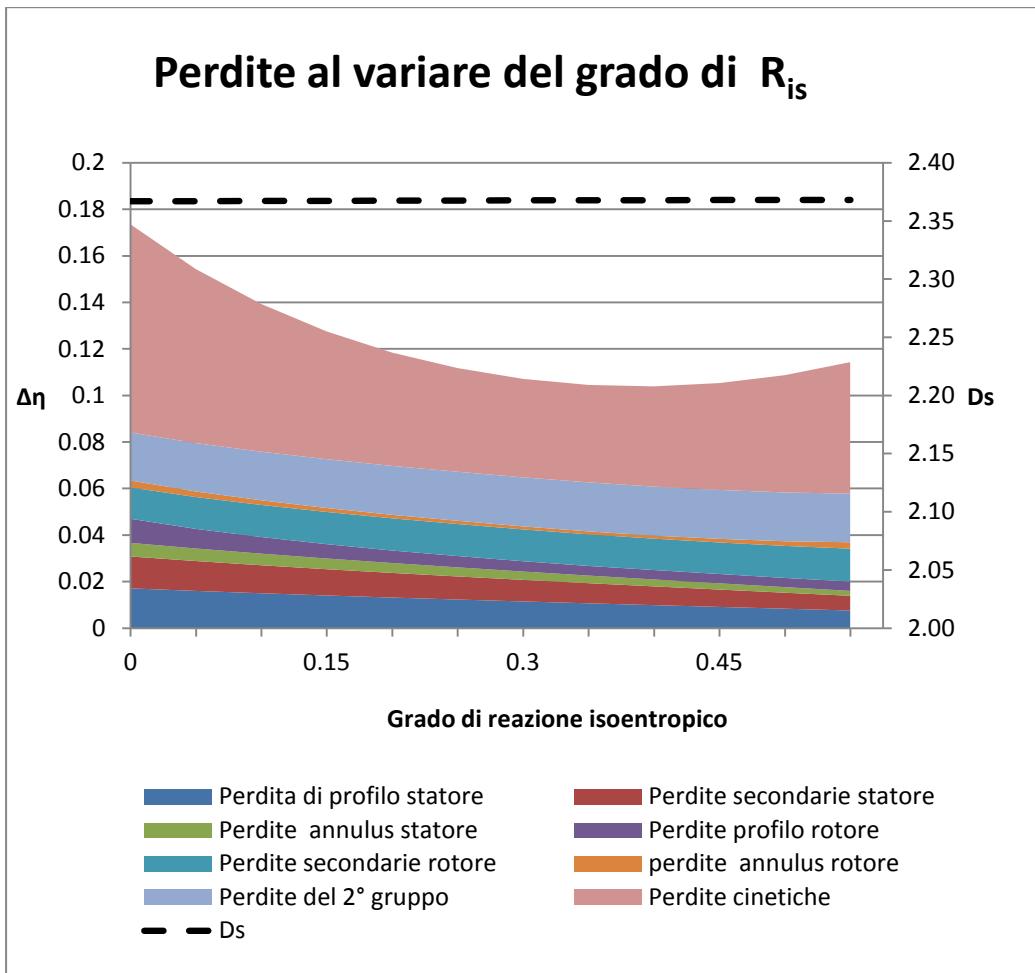


Figura 62: perdite al variare del grado di reazione isoentropico

Vengono riportati i valori di output per tre valori differenti del grado di reazione isoentropico.

<b><i>Ris</i></b>	0.00	0.30	0.60
<b><i>ws</i></b>	0.66	0.66	0.66
<b><i>Ds</i></b>	2.36	2.36	2.37
<b><i>D [m]</i></b>	0.59	0.59	0.59
<b><i>h/D</i></b>	0.17	0.20	0.25
<b><i>SP</i></b>	0.25	0.25	0.25
<b><i>Δhis [J/kg]</i></b>	66568.00	66568.00	66568.00

<b>Vex [m^3/s]</b>	16.15	16.12	16.06
<b>Kis</b>	3.30	3.30	3.30
<b>Flare [gradi]</b>	10.64	16.91	26.79
<b>N° pale stat</b>	65	63	60
<b>N° pale rot</b>	280	115	50
<b>corda stat [cm]</b>	1.79	1.83	1.91
<b>corda rot [cm]</b>	1.79	1.85	1.96
<b>h [m]</b>	9.81	11.59	14.94
<b>s/b stat</b>	0.64	0.65	0.65
<b>s/b rot</b>	0.26	0.47	0.66

Tabella 14: output al variare di Ris

### Perdite di profilo statore

La perdita di profilo dello statore dipende dal rapporto passo-corda che però rimane costante al variare del  $R_{ls}$ , la diminuzione di questa perdita è da imputarsi alla riduzione della velocità assoluta in uscita allo statore, infatti per calcolare la perdita il coefficiente di perdita viene moltiplicato per il quadrato di  $V_1$ .

### Perdite di profilo rotore

Si può osservare la diminuzione della perdita all'aumentare del grado di reazione isoentropico. La causa di questa tendenza è l'aumento dell'angolo fluidodinamico in uscita dalla schiera che porta al calo del *profile loss ratio*. Altro importante fattore che a diminuire la perdita è il *contraction ratio* che aumenta nel corso delle prove.

### Perdite secondarie statore

Le perdite secondarie sono inversamente proporzionali al rapporto altezza di pala – corda. L'aumento dell'altezza di pala, caratteristico per gradi di reazione elevati comporta la diminuzione di tale perdita.

### Perdite secondarie rotore

Anche nel caso del rotore si assiste all'aumento dell'altezza di pala in concomitanza dell'aumento di grado di reazione, tuttavia a quest'effetto si oppone la diminuzione del parametro di lift e la diminuzione della velocità relativa in uscita dalla schiera. La conseguenza è l'andamento pressoché costante di tale perdita.

### **Perdite di annulus statore**

Le perdite di annulus dipendono dal rapporto area di entrata – area di uscita della schiera. Aumentando il grado di reazione il salto di pressione sullo statore diminuisce e ciò comporta una minore espansione del flusso, conseguentemente l'area di uscita dalla schiera diminuisce. Il risultato è la diminuzione progressiva di tale perdita.

### **Perdite di annulus rotore**

Sebbene parte dell'espansione venga spostata sul rotore il rapporto tra area di entrata e area di uscita sulla schiera rotorica diminuisce in misura minore rispetto a ciò che avviene sullo statore. Ciò comporta un lieve aumento della perdita di annulus che però è limitato dalla crescita dell'altezza di pala.

### **Perdite di secondo gruppo**

In tale perdita sono racchiuse le perdite di tip, che diminuiscono all'allungarsi della pala e le perdite disperso attraverso i *glands* che invece rimane costante al variare del  $R_{is}$ . Questi due effetti determinano l'andamento costante di tale perdita.

### **Perdita cinetica**

Uno stadio a reazione ha una velocità relativa d'uscita dalla schiera rotorica molto simile in valore assoluto a quella d'entrata, la velocità assoluta del flusso invece cala vistosamente rispetto al caso ad azione. Questo provoca ovviamente la diminuzione della perdita cinetica passando da stadio ad azione a quello a reazione. Nel caso particolare studiato la perdita cinetica risale superando il grado di reazione 0,4 perché si è considerata una velocità di rotazione  $U$  costante per tutte le prove, questo provoca la necessità di allungare  $V_2$  in modo da poter chiudere il triangolo di velocità.

Dalle considerazioni precedenti si giunge a poter rappresentare i rendimenti dello stadio

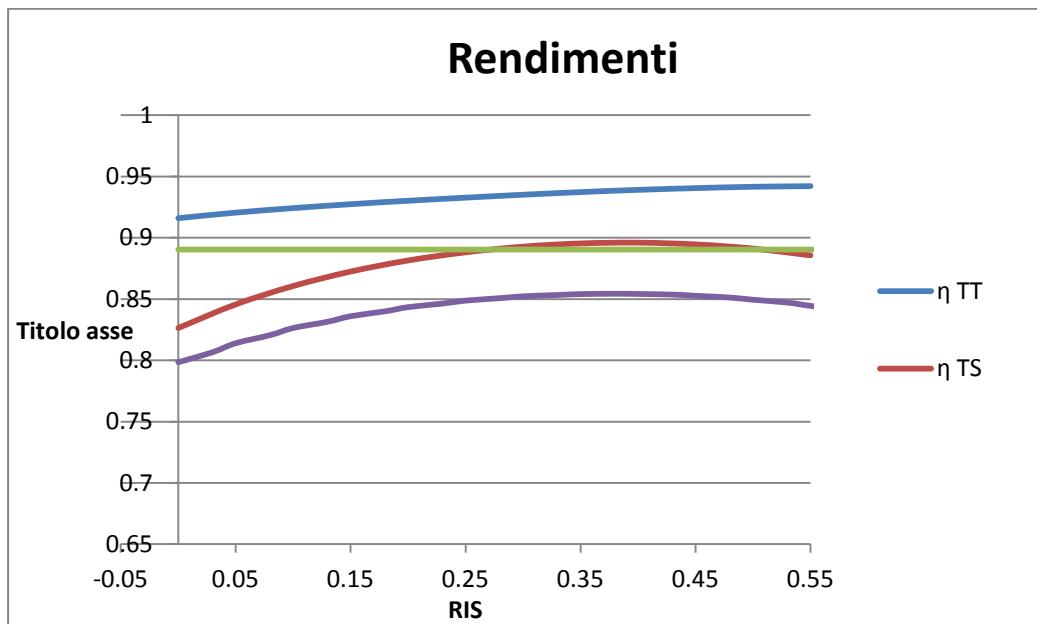


Figura 63: Rendimenti al variare del grado di reazione

Si osserva che l'inflessione di rendimento è oltre il grado di reazione 0,4 è riscontrabile solo nel caso di total – static. Il rendimento total – total non risente di alcuna inflessione fino al grado di reazione 0,5.

I risultati ottenuti mostrano un limite della teoria della similitudine che non rileva alcun cambiamento di rendimento poiché il numero di giri specifico rimane costante:

$$\omega_s = \frac{RPM \cdot 2\pi}{60} \frac{\sqrt{\dot{V}_{out}}}{\Delta h_{is}^{0.75}} = 0,628$$

## 5.6 Variazione di Pin, Pout e Tin

Si vuole ora analizzare l'andamento delle perdite e del rendimento al variare dei parametri Termodinamici Tin, Pin e Pout per uno stadio caratterizzato dai seguenti dati in ingresso, riportati nella Tabella 15.

<b>Metodo stima perdite:</b>	Creig and Cox
<b>Numero stadi</b>	1
<b>Blade back radius (1/e)</b>	0
<b>Ruvidità [mm]</b>	0,002
<b>Trailing edge thickness [mm]</b>	3
<b>Amissione</b>	Full admission
<b>RPM</b>	6500
<b><math>P_{in}</math> [bar]</b>	46
<b><math>h_{in}</math> [kJ/kg ]</b>	3289,28
<b><math>P_{out}</math>[bar]</b>	40
<b>Tip clearance [mm]</b>	0,5
<b>Wire diameter [mm]</b>	0
<b>Overlap <math>\Delta L/h_{rotore}</math></b>	0,05
<b>Leakage flow [%]</b>	1
<b>Incidenza di minima perdita statore [gradi]</b>	0
<b>Incidenza di minima perdita rotore [gradi]</b>	0
<b>Portata massica [kg/s]</b>	200
<b>Grado di reazione isoentropico</b>	0,5
<b><math>V_{2M}/V_{1M}</math></b>	1
<b><math>U</math> [m/s]</b>	200
<b><math>\alpha_1</math> [gradi]</b>	15

Tabella 15: parametri di input

Per avere un quadro dettagliato del sistema in esame, vengono anche riportati, per comodità, utilizzando il diagramma di mollier, tutti gli altri parametri termodinamici in ingresso e in uscita dallo stadio, in Tabella 16.

$T_{in}$ [°C]	$s_{in}$ [KJ/KgK]	$v_{in}$ [m <sup>3</sup> /Kg]	$T_{out}$ [°C]	$s_{out}$ [KJ/KgK]	$v_{out}$ [m <sup>3</sup> /Kg]	$h_{out}$ [KJ/Kg]
435,50	6,81	0,067	413,24	6,82	0,075	3249,44

Tabella 16: parametri termodinamici in uscita, caso di partenza

Il codice ST sfrutta il software esterno *IAPWS97* dove vengono calcolate tutte le proprietà termodinamiche a partire da due di esse.

### 5.6.1 Variazione della Pin

Per analizzare la variazione della pressione in ingresso procediamo in due modi differenti:

- a)  $h_{in}$  costante ( $s_{in}$  e  $T_{in}$  variabile)
- b)  $h_{in}$  e  $T_{in}$  variabile ( $s_{in}$  costante)

In entrambi i casi si fa variare la pressione di ingresso, in un range che va da 41 bar a 60 bar per il caso A e da 41 bar a 68 bar per il caso B.

$P_{in} [\text{bar}]$	Caso A: 41 – 60 Caso B: 46 - 68
$h_{in} [\text{kJ/kg}]$	Caso A: 3289,28 Caso B: 3259,3 – 3379,6
$P_{out} [\text{bar}]$	40

#### 5.6.1.1 Caso A: $h_{in}$ costante e $s_{in}$ variabile

Mantenendo l'entalpia d'ingresso del vapore costante, la variazione di pressione provoca una conseguente variazione di entropia e della temperatura. Per il caso in esame esisterà un punto di pressione per il quale il rendimento e le prestazioni dello stadio risulteranno ottime. Dal metodo di calcolo eseguito tramite il codice ST, si ottiene il risultato in Figura 64 per il quale il punto di rendimento massimo si ottiene a Pressione di circa 45 bar.

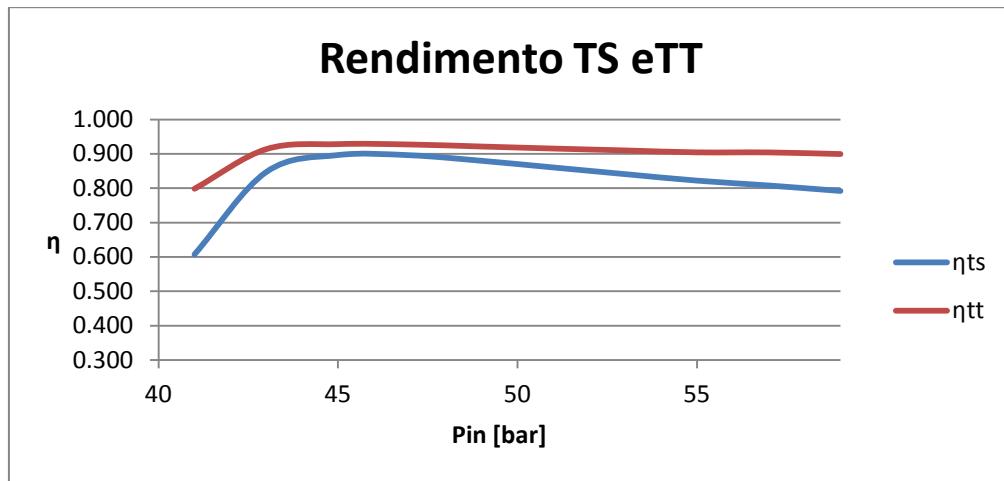


Figura 64: rendimento al variare di P<sub>in</sub>

Dalla Figura 64 si nota il tipico andamento delle due curve total–total e total–static, dove l’importanza dell’energia cinetica persa è evidente al di sopra dei 45 bar. Il valore del *size parameter* (SP) e della *velocità di rotazione specifica* ( $\omega_s$ ) calano con l’aumento della pressione mentre il salto entalpico isoentropico  $\Delta h_{is}$  è rappresentato in Figura 65. Si nota che il salto entalpico ideale sullo stadio varia perché la variazione di pressione in ingresso, a entalpia costante, comporta il raggiungimento di nuovi valori di entropia e questo fa sì che l’entalpia isoentropica allo scarico dello stadio vari pur mantenendo lo stesso livello di pressione di uscita di 40 bar. Il rapporto h/D risulta calante con la P<sub>in</sub> e rimane saldamente al di sotto del limite di 0,25, dove vengono trascurate le perdite 3D. Inoltre, il rapporto delle portate volumetriche VR si mantiene al di sotto di 1,2, ben lontano dai problemi connessi alla comprimibilità di un fluido.

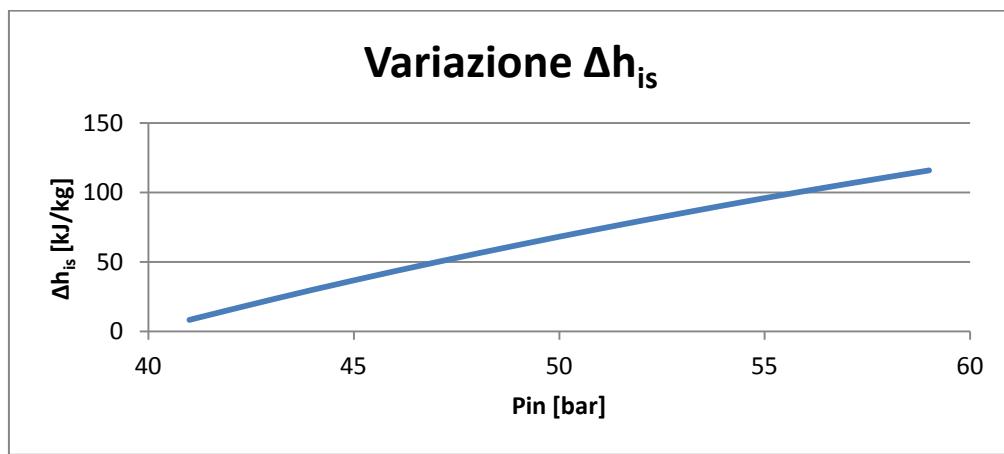


Figura 65: cambiamento Δh<sub>is</sub> con P<sub>in</sub>

In Figura 66 vengono riportate le perdite in funzione della Pressione d'ingresso  $P_{in}$  e della velocità di rotazione specifica  $\omega_s$ . Viene inoltre mostrato l'andamento del diametro specifico  $D_s$  che passa dal valore di 6,23 per  $\omega_s$  pari a 0,19 al valore di 3,10 per  $\omega_s$  pari a 1,43.

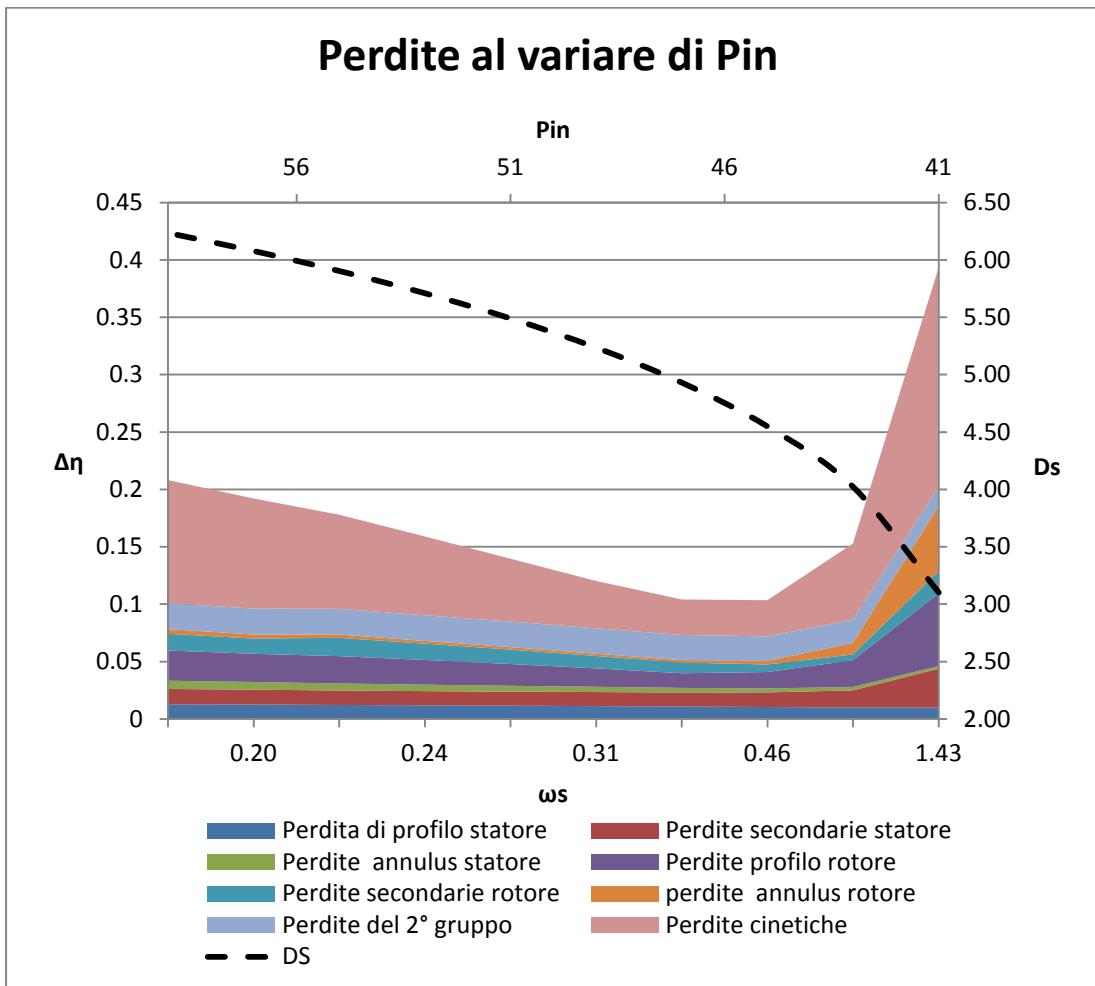


Figura 66: perdite al variare della pressione in ingresso

Vengono riportati in Tabella 17 i risultati più significativi della prova effettuata

$Pin$ [bar]	41	50	59
$\omega_s$	1.43	0.27	0.19
$D_s$	3.10	5.49	6.23
$D$ [m]	1.28	1.28	1.28
$h/D$	0.13	0.04	0.03
$SP$	0.41	0.23	0.21

$\Delta h_{is} [J/kg]$	8262.44	73960.08	115903.94
$V_{ex} [m^3/s]$	15.49	14.79	14.36
$K_{is}$	0.41	3.66	5.74
$Flare [gradi]$	30.2	12.47	9.62
$N^o pale stat$	122	151	154
$N^o pale rot$	138	172	189
$corda assiale stat [cm]$	2.04	1.66	1.62
$corda assiale rot [cm]$	2.04	1.67	1.64
$h [cm]$	17.10	5.38	4.23
$s/b stat$	0.65	0.65	0.65
$s/b rot$	0.54	0.59	0.24

Tabella 17: output al variare di  $P_{in}$

### Perdita Energia Cinetica

La perdita dell'energia cinetica ha un andamento inizialmente calante per poi crescere di nuovo con l'aumento della  $P_{in}$ . Questa segue infatti l'andamento della velocità di uscita dal rotore  $V_2$  che prima cala e poi aumenta. Inoltre, si nota che ancora una volta l'energia cinetica risulta essere la perdita predominante, come mostrato in Figura 66.

### Perdite di Profilo

La perdita di profilo per lo statore si mantiene praticamente costante al variare della velocità di rotazione specifica  $\omega_s$  e della Pressione d'ingresso  $P_{in}$ , infatti il rapporto passo – corda non varia il proprio valore come mostrato nella tabella degli output.

Il rapporto passo-corda cambia invece per il caso del rotore che aumenta in un primo momento per poi diminuire. Per valori bassi di s/b si hanno problemi legati al distacco di vena, mentre per valori grandi si hanno superfici bagnate dal fluido troppo elevate. In questo caso si ottiene un valore di perdita di profilo minima per il rotore per valori di velocità di rotazione specifica di circa 0,37.

### Perdite Secondarie

La perdita secondaria ha circa il medesimo andamento sia per lo statore che per il rotore, infatti entrambi calano lievemente per poi mantenersi costanti e poi infine aumentare, al variare della velocità di rotazione specifica  $\omega_s$ . la perdita secondaria è

inversamente proporzionale al rapporto  $h/D$  che aumenta insieme alla velocità di rotazione specifica. Agiscono inoltre, in maniera rilevante anche le velocità di uscita dalla schiera statorica  $V_1$  e dalla schiera rotorica  $W_1$ . Queste velocità diminuiscono con l'aumento di  $\omega_s$  e provocano così un incremento improvviso della perdita alle basse pressioni d'ingresso.

### **Perdite di annulus**

Si nota subito dalla Figura 66 che si ha un incremento delle perdite di annulus al rotore per valori di pressione inferiori a 46 bar, infatti il termine del *wall flare angle* aumenta notevolmente fino ad un valore di circa 30 gradi. Questo risulta essere il motivo principale di aumento di tale perdita.

Per lo statore, invece si ha un andamento praticamente costante dato che il rapporto tra l'area della sezione in uscita dallo statore  $A_1$  e l'area della sezione in ingresso al rotore  $A_2$  è praticamente costante.

La perdita di annulus La perdita di annulus allo statore risulta lievemente in calo con l'aumento di  $\omega_s$ .

### **Perdite 2° gruppo**

Come previsto per gli altri casi, il valore delle perdite di 2° gruppo viene inserito da input, dove viene deciso un valore di TIP clearance e delle perdite di leakage. Tuttavia, queste perdite dipendono anche dalla velocità relativa in ingresso e in uscita, rispettivamente  $W_1$  e  $W_2$  per il tip, da cui un lievissimo calo della perdita a bassi valori di pressione  $P_{in}$  e alti valori di velocità di rotazione specifica  $\omega_s$ .

#### **5.6.1.2 Caso B: $h_{in}$ variabile con $s_{in}$ costante**

In questo secondo caso si è scelto di mantenere l'entropia costante e variare insieme alla  $P_{in}$  anche l'entalpia. In questo modo si otterrano dei salti entalpici isoentropici differenti attraverso lo stadio preso in considerazione, dato che le condizioni di uscita ideali restano inalterate, sono infatti fissati i parametri di  $P_{out}$  e  $S_{out}$ , da cui anche  $H_{out,ts}$ . Si è scelto di variare la  $P_{in}$  da 41 a 68 bar e in Figura 67 viene rappresentato l'andamento del salto entalpico in funzione della  $P_{in}$  e della  $S_{in}$  pari a 6,81 KJ/KgK, come da input.

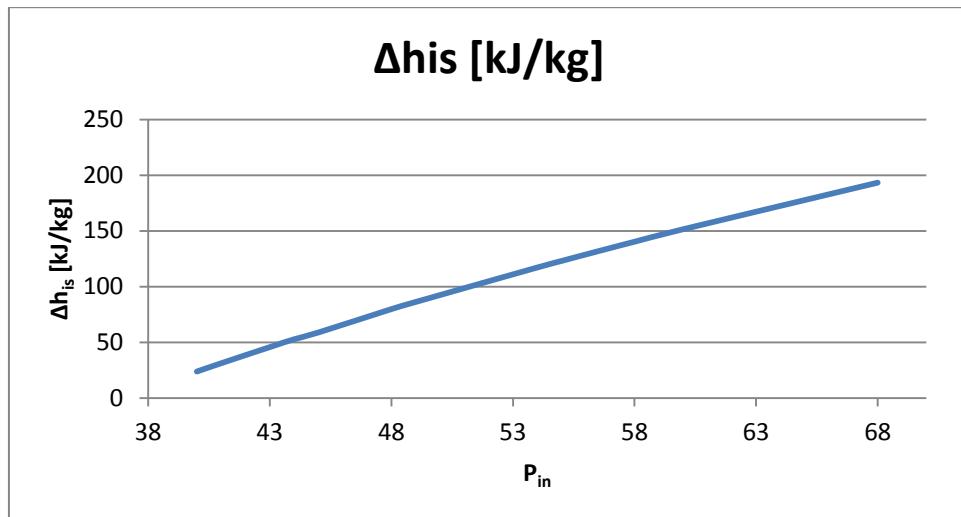


Figura 67: variazione salto entalpico isoentropico, caso B

Viene riportato in figura 6 il grafico relativo alle perdite con l'aumentare della P<sub>in</sub>.

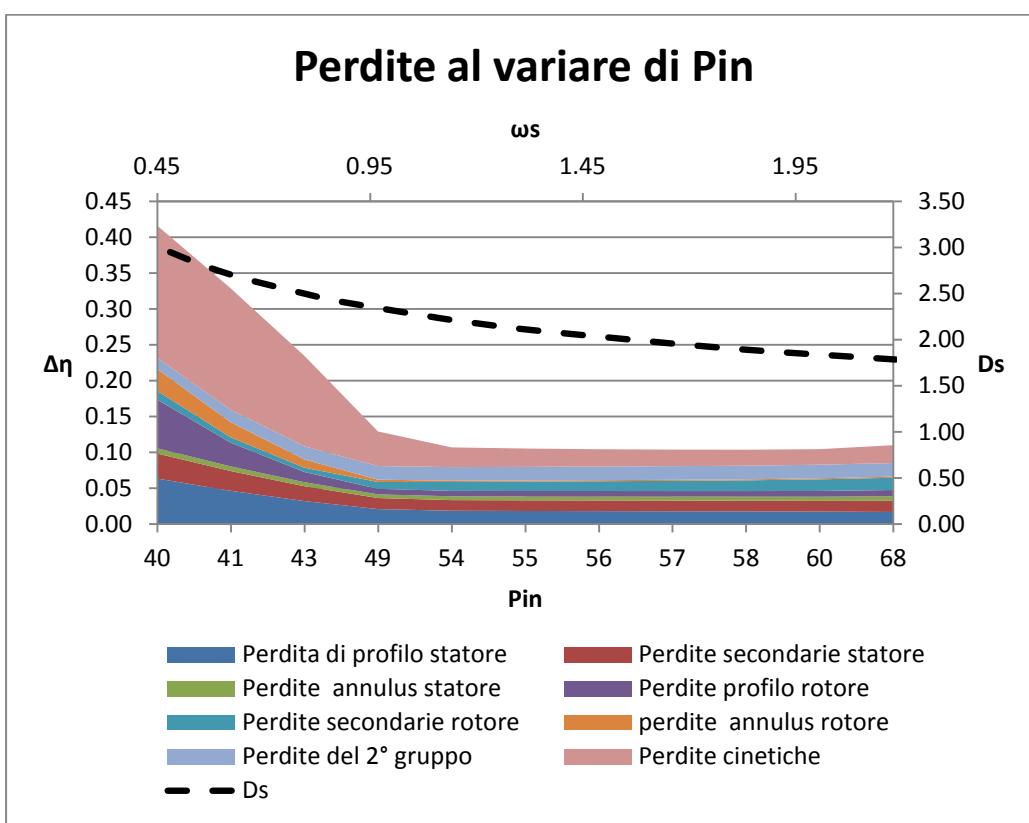


Figura 68: variazione perdite al variare di P<sub>in</sub>

Dalla Figura 68 si nota come tutte le perdite tendino a diminuire con l'aumento della pressione, e di come ancora una volta il valore di perdita predominante sia quello legato all'Energia cinetica.

Vengono quindi riportati i risultati principali

<b><i>P<sub>in</sub> [bar]</i></b>	46	57	61
<b><i>H<sub>in</sub>[J/kg]</i></b>	3259.3	3325.87	3379.6
<b><i>ws</i></b>	1.01872	0.60436	0.46432
<b><i>Ds</i></b>	2.3156	2.74489	2.98675
<b><i>D [m]</i></b>	0.57516	0.57516	0.57516
<b><i>h/D</i></b>	0.1955	0.14348	0.12296
<b><i>SP</i></b>	0.24838	0.20954	0.19257
<b><i>Δhis [J/kg]</i></b>	65126.41	131691	188432.83
<b><i>V<sub>ex</sub> [m^3/s]</i></b>	15.74446	15.93329	16.09739
<b><i>K<sub>i</sub>s</i></b>	1.43765	2.90705	4.15962
<b><i>Flare [gradi]</i></b>	15.29931	8.84388	7.55787
<b><i>N° pale stat</i></b>	62	65	66
<b><i>N° pale rot</i></b>	98	133	145
<b><i>corda assiale stat [cm]</i></b>	1.82269	1.72576	1.6885
<b><i>corda assiale rot [cm]</i></b>	1.83738	1.74627	1.71279
<b><i>h [m]</i></b>	11.24454	8.25236	7.07193
<b><i>s/b stat</i></b>	0.64521	0.64295	0.64028
<b><i>s/b rot</i></b>	0.55513	0.44662	0.41656

Tabella 18: output al variare di  $P_{in}$  e  $h_{in}$

### Perdita Energia cinetica

La velocità  $V_2$  in uscita dal rotore cala con l'aumento della pressione in ingresso e con esso la perdita di energia cinetica che passa da un valore di 0,18 a uno di 0,024. Rimane tuttavia il valore predominante sulla perdita totale passando da circa il 45 % ad uno del 20 % indice del fatto che tutte le perdite calano.

### **Perdita di profilo**

La perdita di profilo dello statore e del rotore calano con l'aumento della pressione in ingresso come si nota dalla Figura 68. Nel caso dello statore si ha che l'andamento del rapporto s/b è lievemente a calare mentre gli angoli  $\alpha_0$  e  $\alpha_1$  di ingresso e uscita della velocità assoluta rimangono costanti, imposti da input. Ciò fa sì che il valore del Lift parameter (FL) rimanga costante, mentre il Contraction Ratio (CR) aumenta ottenendo un calo della perdita base di profilo. Anche nel caso del rotore si ha un andamento simile della perdita di profilo, dove i valori del CR e del FL aumentano e quello di s/b cala in modo molto più marcato rispetto al caso dello statore; oltretutto questi valori sono in modulo più grandi, ottenendo così infine una diminuzione maggiore della perdita. Per entrambi i casi si ha una progressiva diminuzione della perdita dovuta al trailing edge.

### **Perdite secondarie**

Il termine delle perdite secondarie legato allo statore tende a diminuire come si vede nella figura 2. Infatti queste seguono l'andamento del rapporto h/D che cala da un valore di 0,3 al limite inferiore di 41 bar ad uno di 0,1 al limite superiore di 68 bar. Per il rotore si possono fare considerazioni analoghe al caso a.

### **Perdite di Annulus**

Sia per lo statore che per il rotore le perdite di annulus risultano decrescenti all'aumentare della pressione. Infatti il termine più importante della perdita, wall loss, cala grazie ad un andamento calante mentre il flare angle resta costante pari a 6°.

### **Perdite 2° gruppo**

Si fanno le stesse considerazioni del caso A.

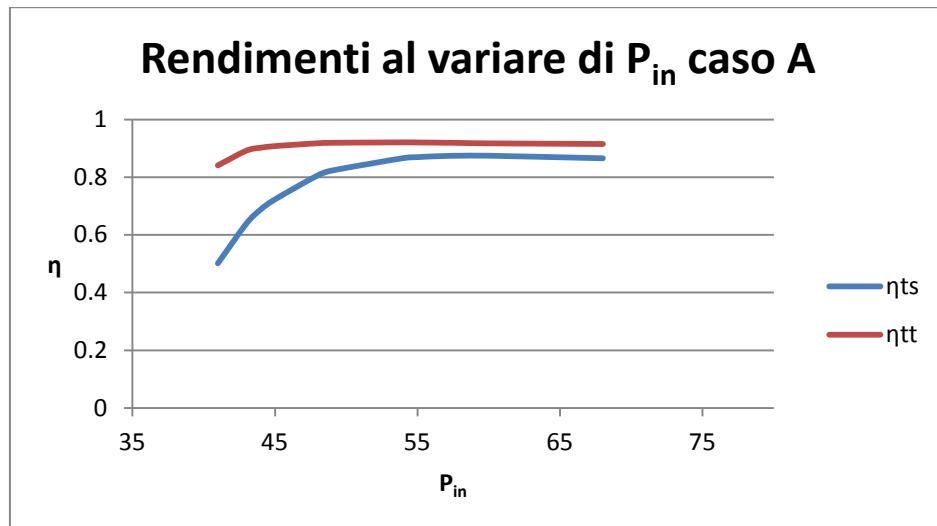


Figura 69: rendimenti al variare della pressione in ingresso, caso A

In Figura 69, viene riportata la curva del rendimento *total-total* e *total-static* per il caso B, dove in questo caso il rendimento massimo si ottiene per un valore di  $P_{in}$  pari a 54 bar. In Tabella 19 vengono riportati i risultati a confronto tra il caso A e il caso B.

Caso	P <sub>in</sub> ottimo [bar]	η <sub>tt max</sub>
A	45	0,918
B	54	0,92

Tabella 19: confronto rendimenti A e B

Sebbene il valore del rendimento massimo risulta molto simile tra il caso A e il caso B, dalle curve mostrate in figura 1 e figura 7, si notano delle differenze che vengono tradotte in un valore di pressione ottima che varia di circa 10 bar. In particolare si nota di come nel caso A le perdite di energia cinetica siano maggiori per le alte pressioni, mentre per il caso B per le basse.

### 5.6.2 Variazione della P<sub>out</sub>

Con la variazione della pressione di uscita dallo stadio non si può procedere come nel caso precedente (variazione della pressione d'ingresso) mantenendo dapprima un parametro termodinamico costante ( $h_{in}$ ) e poi l'altro ( $s_{in}$ ). In questo caso, per come è stato implementato il codice ST, l'entalpia e l'entropia di uscita vengono calcolati automaticamente, una volta introdotti i parametri di input della  $P_{out}$ ,  $P_{in}$  e  $h_{in}$ .

Si utilizzano come dati d'ingresso quelli riportati in Tabella 15 e si fa variare la  $P_{out}$  in un range che va da 35 bar a 45 bar. In Figura 70 viene riportato l'andamento del rendimento *total-total* e *total-static* in funzione della pressione di uscita. Si trova che il valore di pressione dove si ottiene il massimo rendimento dello stadio è a circa 40 bar. L'avvicinarsi della pressione  $P_{out}$  a quella della  $P_{in}$  tende a far diminuire il rendimento, mentre il suo allontanarsi giova allo stadio, dato che viene sfruttato maggiormente il fluido, che è in grado di fornire così più energia. In Figura 71 si mostra l'andamento del salto entalpico isoentropico all'aumentare della pressione di uscita. Diminuendo la  $P_{out}$  aumenta il salto di pressione e insieme ad esso il salto entalpico dello stadio; Tuttavia, tornando alla Figura 70 si mostra come un continuo aumento del salto entalpico attraverso lo stadio non ottenga sempre un effetto positivo in termini di prestazioni.

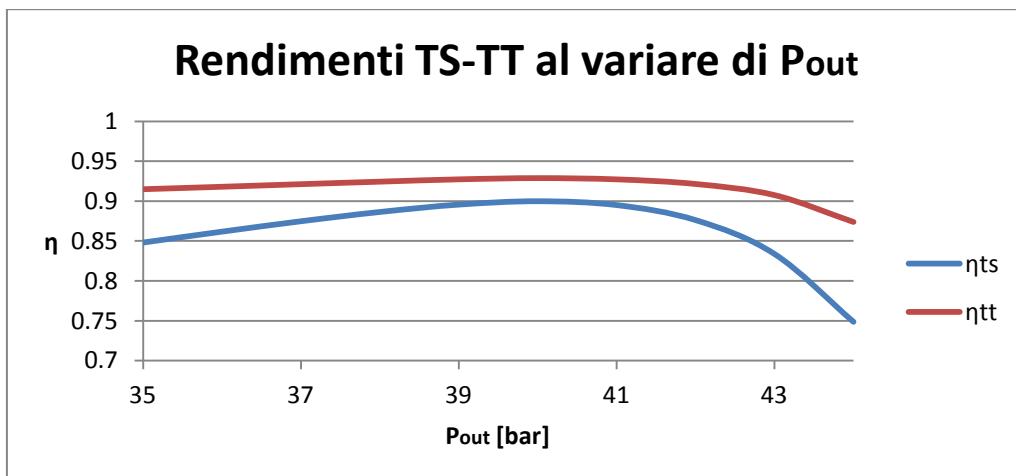


Figura 70: rendimenti al variare di  $P_{out}$

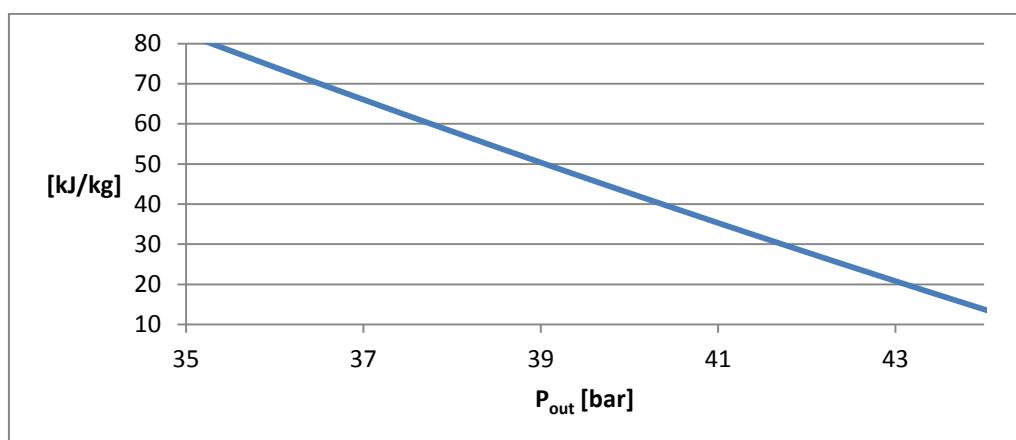


Figura 71: variazione del salto entalpico rispetto alla pressione d'uscita

## Perdita Energia cinetica

La perdita di energia cinetica, Figura 72, risulta ancora una volta tra quelle di fondamentale importanza. In questo caso il suo andamento segue quello della velocità V2 prima calante e poi crescente. Insieme alle altre perdite si ha un risultato effettivo finale di aumento della perdita dalle basse alle alte pressioni con un peso complessivo sulle perdite che passa da circa 25 % a 35 bar al 20 % a 40 bar e a 30 % a 45 bar.

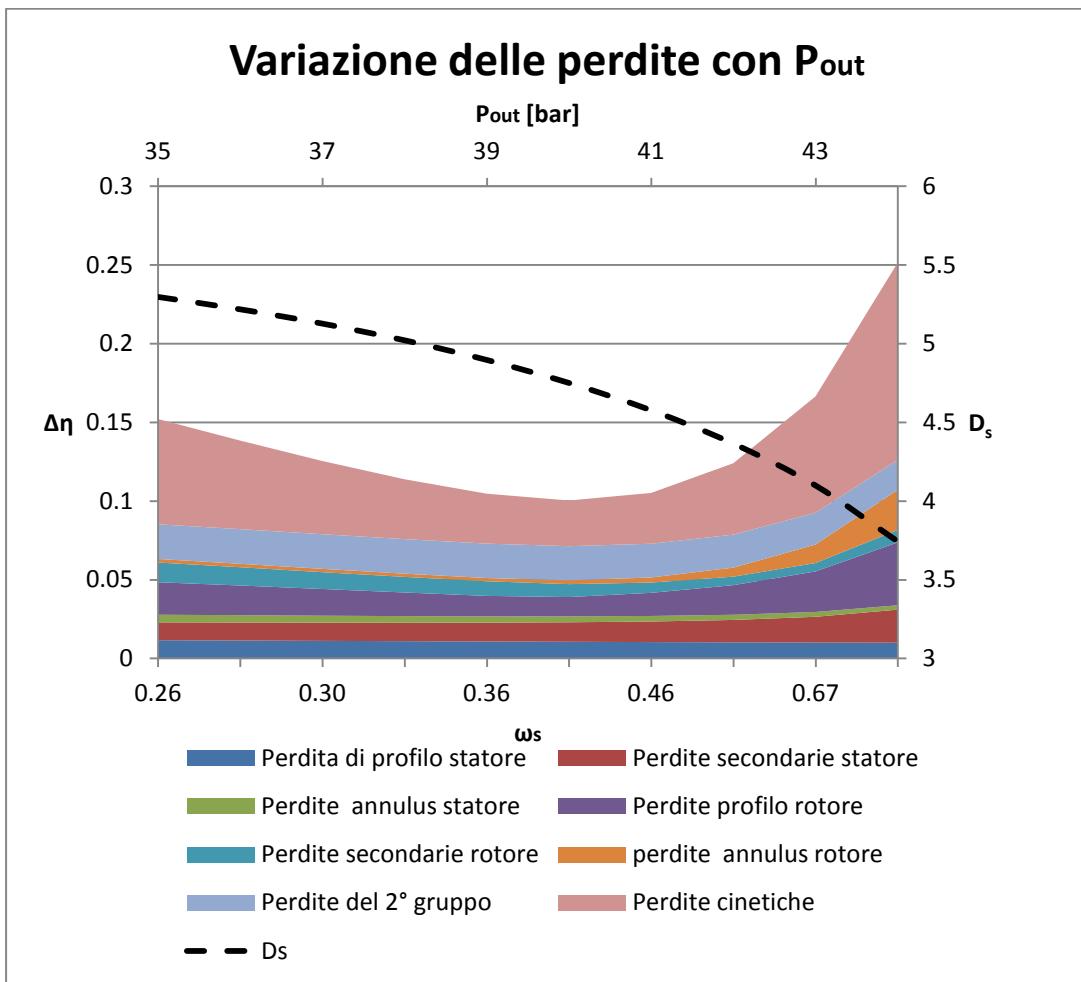


Figura 72: variazione delle perdite con  $P_{out}$

Si riportano in tabella i risultati più significativi al variare della pressione di uscita

$P_{out}$ [bar]	35	40	43
$\omega_s$	0.26	0.41	0.67
$D_s$	5.30	4.75	5.10

<b>D [m]</b>	1.28	1.28	1.28
<b>h/D</b>	0.05	0.06	0.08
<b>SP</b>	0.24	0.27	0.31
<b><math>\Delta h_{is}</math> [J/kg]</b>	82879.42	43291.67	21392.06
<b>Vex [<math>m^3/s</math>]</b>	16.82	15.11	14.27
<b>Kis</b>	4.10	2.14	1.06
<b>Flare [gradi]</b>	12.64	17.98	26.08
<b>N° pale stat</b>	150	146	140
<b>N° pale rot</b>	175	146	177
<b>corda assiale stat [cm]</b>	1.66	1.71	1.78
<b>corda assiale rot [cm]</b>	1.68	1.72	1.79
<b>h [m]</b>	5.78	7.23	9.78
<b>s/b stat</b>	0.65	0.65	0.65
<b>s/b rot</b>	0.58	0.64	0.54

Tabella 20: risultati al avriare di  $P_{out}$

### Perdita di profilo

Il termine della perdita di profilo allo statore varia in modo impercettibile, infatti il rapporto passo-corda s/b, il *lift parameter* (FL) e il *contraction ratio* (CR) rimangono costanti. Per quanto riguarda il rotore, invece, si ha un valore di perdita minimo che corrisponde ad una velocità di rotazione specifica di 0,4 e di  $P_{out}$  di 40 bar. Il rapporto passo-corda s/b del rotore aumenta in un primo momento per poi calare, mentre l'altezza di pala continua ad aumentare. Per il valore massimo del rapporto s/b si ottiene anche il numero di pale minore e quindi si avrà una superficie bagnata complessiva minore. Ciò provoca una diminuzione dell' attrito ottenendo così una riduzione della perdita di profilo. Per valori bassi del rapporto passo-corda, come accade per pressioni di uscita lontane da 40 bar, la lunghezza della corda (o backbone) risulta maggiore favorendo così il distacco di vena ed un conseguente aumento della perdita.

### Perdite secondarie

La perdita secondaria allo statore aumentano al variare della pressione di uscita. L'aspect ratio si mantiene costante, mentre la velocità di uscita  $V_1$  cala provocando così l'aumento della perdita. Nel caso del rotore, invece si ha un andamento opposto a

quello dello statore, infatti essendo la perdita secondaria inversamente proporzionale al rapporto  $h/D$  si ha un calo della perdita all'aumentare dell'pressione di uscita.

#### **Perdite di Annulus**

Queste perdite dipendono come visto in precedenza per gli altri casi di studio essenzialmente dal rapporto delle aree d'ingresso e uscita negli spazi compresi tra la schiera statorica e rotorica del medesimo stadio e tra quella rotorica e statorica di due stadi successivi e dal *wall flare angle*. Per il rotore si ha un incremento notevole della perdita per valori di pressione superiori ai 41 bar, infatti il *wall flare angle* raggiunge dei valori elevati, di circa 25 gradi. La perdita di annulus dello statore rimane invece all'incirca costante, in conseguenza del fatto che il rapporto tra le aree di passaggio del fluido resta praticamente fissa.

#### **Perdite 2° gruppo**

Le più importanti perdite del secondo gruppo sono state imposte da input nel codice ST e si mantengono costanti.

In conclusione al caso analizzato si nota che il valore di pressione ottimo per le prestazioni dello stadio si ha per circa 40 bar, al di sotto di quello variando la pressione d'ingresso.

### **5.6.3 Variazione della $T_{in}$**

La variazione di temperatura in ingresso allo stadio del vapore è strettamente legata alle altre proprietà termodinamiche. Come accennato in precedenza nel nostro modello di calcolo è implementato IAPWS97, e quindi per analizzare la variazione della  $T_{in}$  si è deciso di procedere nel modo seguente:

caso C:  $P_{in}$  costante e variando  $h_{in}$  e  $s_{in}$

Il range nel quale si fa variare la  $T_{in}$  va da 400 °C a 600 °C e la curva del rendimento è rappresentata nella Figura 73.

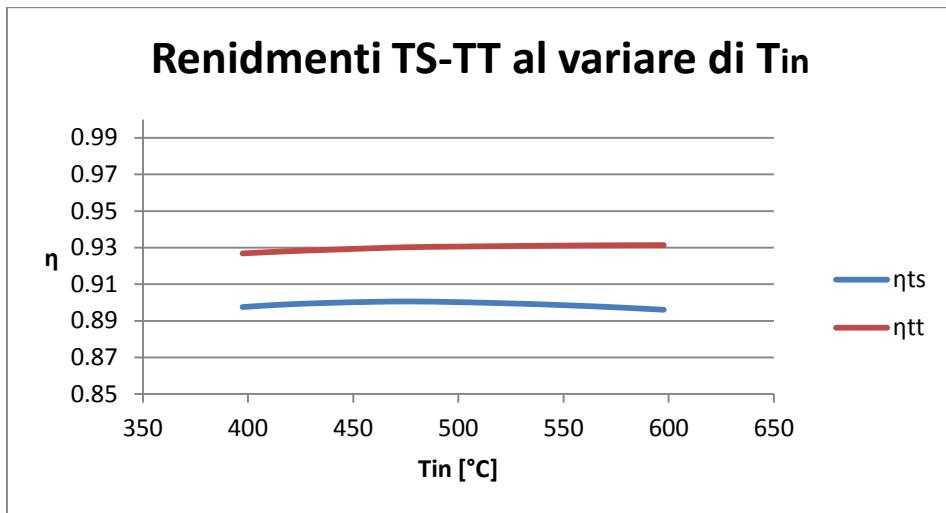


Figura 73: variazione rendimenti con  $T_{in}$

Il rendimento dello stadio rimane praticamente costante con l'aumento della temperatura in ingresso. Infatti, sebbene l'energia disponibile nel fluido aumenti con la  $T_{in}$ , come mostrato in Figura 74, il rendimento non cambia, essendo questo condizionato da più parametri e non ultimo il salto di pressione attraverso lo stadio che resta invariato.

Dalla Figura 75 si nota anche che il  $\Delta h_{is}$  è crescente. Tra la curva in Figura 74 e dalla Figura 75 è chiara una differenza di pendenza che è dovuta all'aumento dell'entalpia in uscita dallo stadio con il crescere della temperatura per la pressione  $P_{out}$  pari a 40 bar.

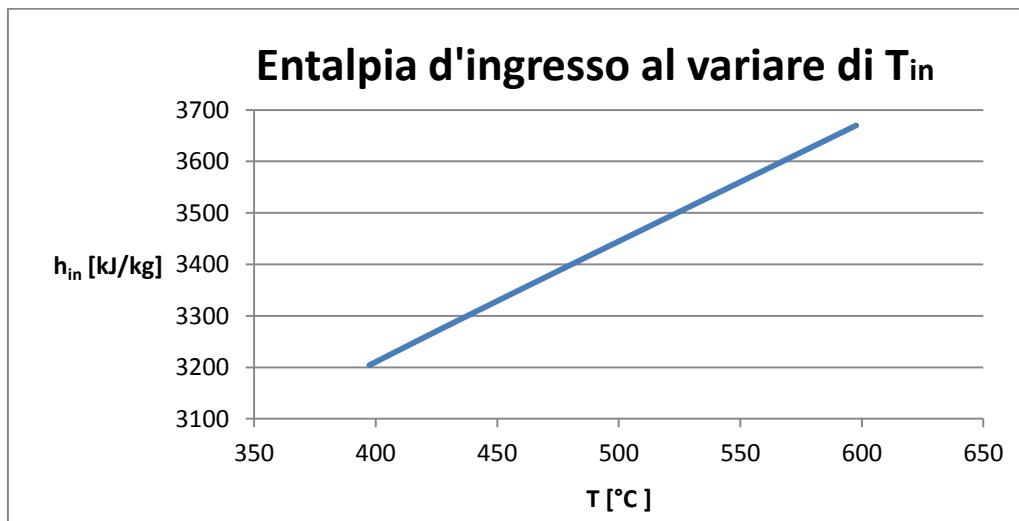


Figura 74: variazione dell'entalpia in ingresso con la temperatura

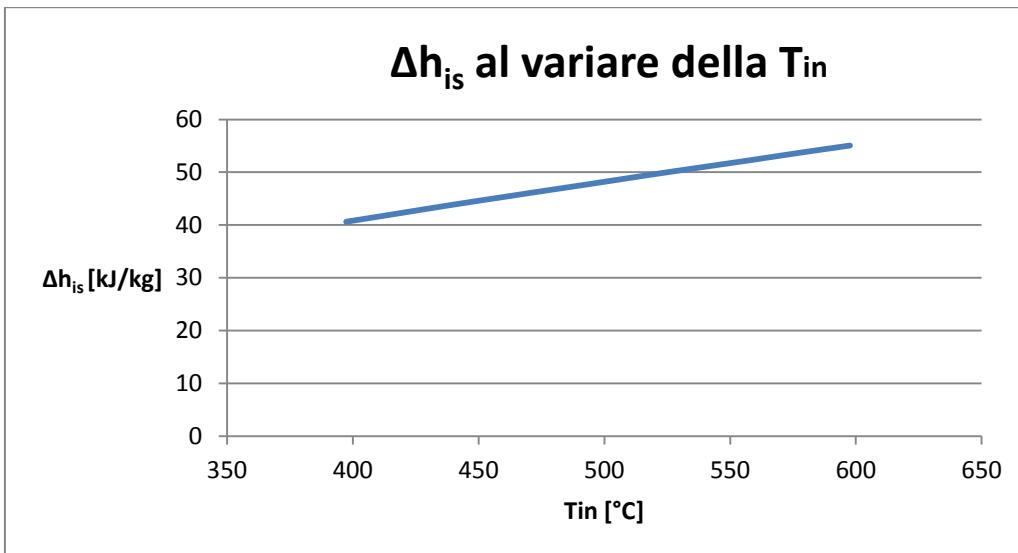


Figura 75: variazione del salto entalpico isoentropico al variare della temperatura d'entrata

Nella Figura 76 si riporta l'andamento delle perdite come per gli altri casi.

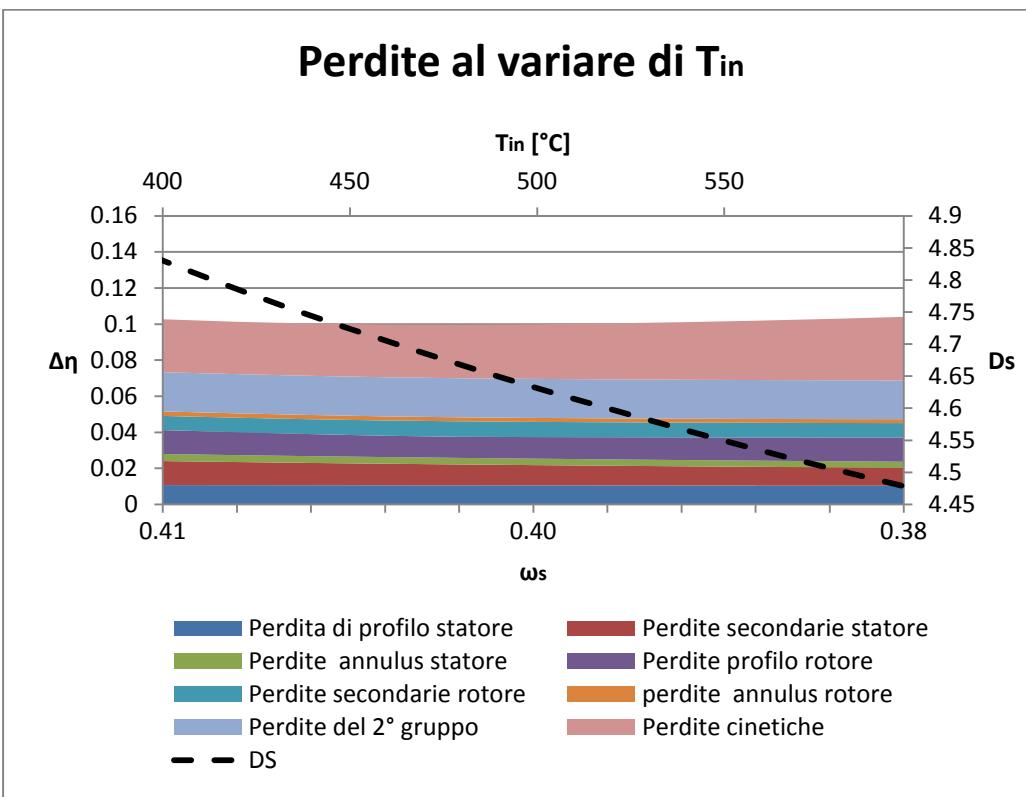


Figura 76: andamento perdite al variare di  $T_{in}$

Si riportano i principali output delle prove effettuate nella seguente tabella:

<b><i>Pin [gradi]</i></b>	400	500	600
<b><i>hin [kJ/kg]</i></b>	3205	3438	3667
<b><i>ws</i></b>	0.41	0.40	0.38
<b><i>Ds</i></b>	4.83	4.63	4.48
<b><i>D [m]</i></b>	1.28	1.28	1.28
<b><i>h/D</i></b>	0.05	0.06	0.06
<b><i>SP</i></b>	0.27	0.28	0.29
<b><i>Δhis [J/kg]</i></b>	40582.96	47975.95	54834.08
<b><i>Vex [m^3/s]</i></b>	14.16	16.74	19.13
<b><i>Kis</i></b>	2.01	2.37	2.71
<b><i>Flare [gradi]</i></b>	17.99	17.91	17.74
<b><i>N° pale stat</i></b>	147	146	144
<b><i>N° pale rot</i></b>	151	144	151
<b><i>Corda assiale stat [cm]</i></b>	1.70	1.72	1.73
<b><i>Corda assiale rot [cm]</i></b>	1.71	1.73	1.74
<b><i>h [m]</i></b>	7.00	7.60	8.12
<b><i>s/b stat</i></b>	0.65	0.65	0.65
<b><i>s/b rot</i></b>	0.63	0.64	0.62

Tabella 21: output al variare di  $T_{in}$

Con considerazioni analoghe a quelle viste in precedenza, si può affermare in via generale che la somma complessiva delle perdite rimane costante con l'aumento della temperatura d'ingresso, come si vede in Figura 76; tuttavia, le perdite cinetiche aumentano e dipendono come al solito dalla velocità di uscita  $V_2$  che aumenta lievemente. La perdita di profilo sia allo statore che al rotore rimane pressoché invariata essendo i valori del rapporto passo-corda s/b praticamente sempre gli stessi. La perdita secondaria allo statore cala lievemente, ed è influenzata dall'aumento della  $V_1$  che per valori alti di temperatura raddoppia rispetto a quella di ingresso  $V_0$  posta a 100 m/s. In questo caso l'aspect ratio non influenza molto dato che l'altezza di pala allo statore rimane all'incirca sempre pari a 4 cm. Nel caso del rotore la perdita secondaria resta invariata, infatti il rapporto  $h/D$ , come si vede dalla Tabella 21, vale sempre 0,06. Anche le perdite di annulus si mantengono fisse al variare della temperatura d'ingresso sia per lo statore che per il rotore, infatti le aree di passaggio del fluido non variano così come il *wall flare angle*. Infine le perdite del 2° gruppo sono state inserite come frazione di perdita e si considerano costanti nel range di temperatura considerato.

## 5.7 L'influenza del numero di stadi e del size parameter

Si vuole indagare l'influenza del numero di stadi, connesso al *size parameter*, sul rendimento delle turbine assiali, con particolare attenzione per turbine a vapore.

L'influenza di questo parametro è molto importante perché la sua valutazione è necessaria al fine di trovare il miglior compromesso tra macchine con pochi stadi (più semplici, meno costose ma meno efficienti) e macchine con più stadi (più complesse e costose ma più efficienti). Infatti il progetto di una turbina può essere visto come un problema di ottimizzazione multi variabile. Il numero di stadi è sicuramente una variabile molto importante nel progetto di una turbina assiale.

Le turbine a vapore, per la natura del fluido a di lavoro, non possono operare con pochi stadi ma per semplificare l'analisi ci si è riferiti ugualmente a turbine con al massimo tre stadi. Il confronto tra turbine multistadio e monostadio presenta la difficoltà di dover paragonare macchine che di stadio in stadio recuperano l'energia cinetica e macchine che non possono effettuare tale recupero perché costituite da un solo stadio. Quindi l'energia cinetica è stata considerata persa solamente all'ultimo stadio, ad esempio il rendimento della turbina a tre stadi è stato calcolato nel modo seguente:

$$\eta = \frac{W_{ST1} + W_{ST2} + W_{ST3}}{\left(\Delta h_{is} - \frac{V^2}{2}\right)_{ST1} + \left(\Delta h_{is} - \frac{V^2}{2}\right)_{ST2} + (\Delta h_{is})_{ST3}}$$

Le prove effettuate hanno visto un *rapporto di espansione* massimo di 4,1 ciò ha comportato la possibilità di mantenere il *volume ratio* inferiore a 2.

L'analisi è stata quindi effettuata confrontando 3 turbine differenti i cui valori di input principali sono riportati nella tabella seguente, mentre sono mostrati più in dettaglio nelle

	Turbina A	Turbina B	Turbina C
<b>Metodo stima perdite:</b>	Craig and Cox	Craig and Cox	Craig and Cox
<b>Numero stadi</b>	1	2	3
<b>Blade back radius (1/e)</b>	0	0	0
<b>Ruvidità [mm]</b>	0,002	0,002	0,002
<b>Trailing edge thickness [mm]</b>	3	3	3
<b>Amissione</b>	Full admission	Full admission	Full admission
<b>RPM</b>	3000-13000	3000-12000	2000-12000
<b>P<sub>in</sub> [bar]</b>	46	46	46
<b>h<sub>in</sub> [kJ/kg ]</b>	3289,28	3289,28	3289,28
<b>P<sub>out</sub>[bar]</b>	37	20	11
<b>Tip clearance [mm]</b>	0,5	0,5	0,5
<b>Wire diameter [mm]</b>	0	0	0
<b>Overlap ΔL/h<sub>rotore</sub></b>	0,05	0,05	0,05
<b>Leakage flow [%]</b>	1	1	1
<b>Incidenza minima perdita statore [DEG]</b>	0	0	0
<b>Incidenza minima perdita rotore [DEG]</b>	0	0	0
<b>Portata massica [kg/s]</b>	198	234	274
<b>Grado di reazione isoentropico</b>	0,5	0,5	0,5
<b>V<sub>2M</sub>/V<sub>1M</sub></b>	1	1	1
<b>U [m/s]</b>	250	250	250
<b>α<sub>i</sub> [gradi]</b>	15	15	15

Il size parameter SP è stato introdotto per fare in modo che fosse rispettata la similitudine tra le tre turbine. Per mantenerlo costante nelle prove è stata variata la portata massica, infatti il cambiamento di salto entalpico è stato bilanciato dalla variazione di  $\dot{m}$ .

$$SP = \frac{\sqrt{\dot{m} \cdot sv}}{\Delta h_{is,tot}^{0,25}}$$

Dove  $s_v$  è il volume specifico all'uscita della turbina, mentre  $\dot{m}$  è ritenuta costante per tutta la macchina.

	Turbina A	Turbina B	Turbina C
SP	0,24	0,24	0,24

I risultati ottenuti sono rappresentati nel seguente grafico:

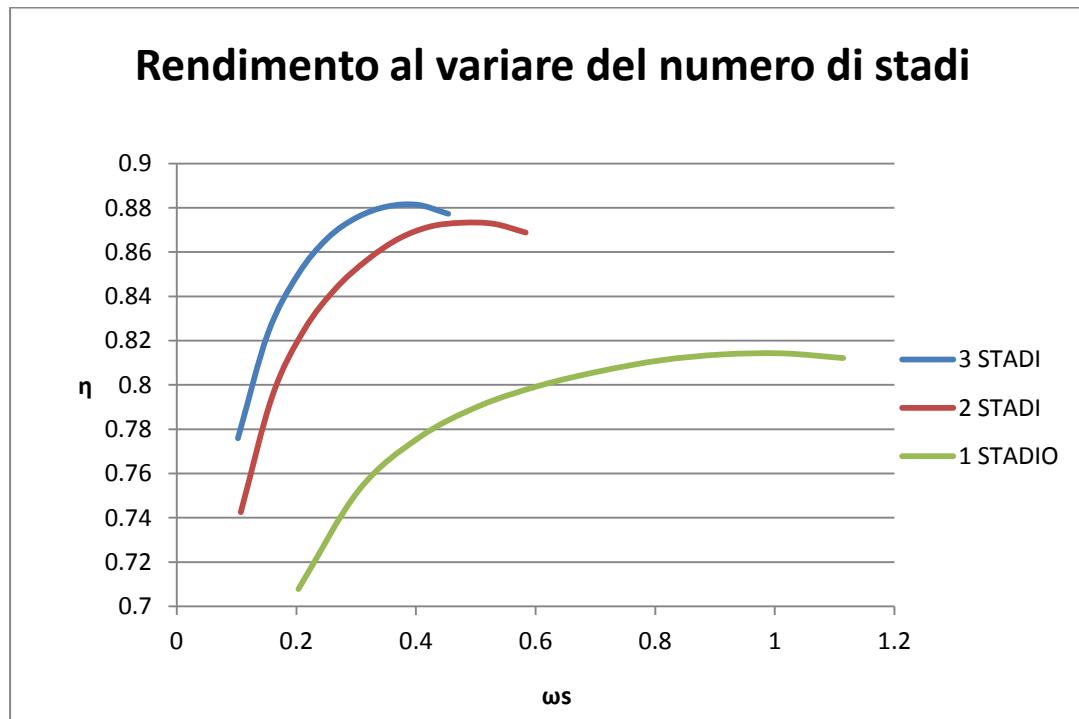


Figura 77: rendimento al variare del numero di stadi,  $SP = 0,24$

Di seguito vengono riportati i risultati più importanti ottenuti dalle tre prove

N° stadi	Turbina A		Turbina B		Turbina C		
	1	1	2	1	2	3	
$\omega_s$	0.61	0.45	0.53	0.47	0.55	0.67	
$D_s$	3.22	3.18	2.72	2.96	2.49	2.05	
$D [m]$	0.80	0.80	0.81	0.80	0.81	0.81	
$h/D$	0.13	0.13	0.18	0.15	0.21	0.31	
$SP$	0.25	0.25	0.30	0.27	0.32	0.40	
$\Delta h_{is} [J/kg]$	66539.46	121475.53	123419.11	132365.94	134483.76	136618.39	
$V_{ex} [m^3/s]$	15.94	21.96	30.88	26.52	38.46	58.21	
$K_{is}$	2.11	3.86	3.86	4.20	4.20	4.20	

<b>Flare [gradi]</b>	19.38	16.56	16.09	18.08	19.33	25.36
<b>N° pale stat</b>	88	89	107	87	107	96
<b>N° pale rot</b>	89	99	94	99	91	79
<b>corda stat [cm]</b>	1.77	1.76	1.86	1.80	1.92	2.16
<b>corda rot [cm]</b>	1.80	1.81	1.94	1.86	2.04	2.38
<b>h [m]</b>	10.13	10.32	14.30	11.95	17.07	25.10
<b>s/b stat</b>	0.65	0.65	0.47	0.64	0.44	0.44
<b>s/b rot</b>	0.63	0.27	0.27	0.26	0.26	0.26
<b>P0</b>	45.26	45.26	30.55	45.26	29.40	18.48
<b>P2</b>	36.93	30.55	19.97	29.40	18.48	10.99

Tabella 22: output turbina A,B,C

### Commento ai risultati

Dal grafico è riscontrabile l'assunzione iniziale e cioè che all'aumentare del numero di stadi il rendimento raggiungibile sale. Si nota anche che se passando da uno stadio a due stadi l'aumento di rendimento è notevole altrettanto non si può dire per il passaggio da due a tre stadi. Volendo proiettare questo risultato su un piano economico la spesa che comporta l'aumento del numero di stadi non sempre sarà giustificata da un significativo miglioramento delle prestazioni.

L'aumento del rendimento all'aumentare del numero di stadi è dovuto alla migliore capacità che hanno le macchine multistadio di recuperare l'energia cinetica in uscita. La perdita cinetica, quindi, incide più significativamente nelle macchine a pochi stadi.

L'altro andamento facilmente visibile sul grafico è quello che riguarda la velocità di rotazione specifica a cui si raggiunge il massimo rendimento. Per una macchina a uno stadio risulta di circa 1 e per macchine a due o a tre stadio cala sotto lo 0,4. Questa tendenza è dovuta alla riduzione del salto entalpico elaborabile da una macchina costituita da un solo stadio che fa aumentare il numero di giri specifico

$$\omega_s = \frac{2\pi \cdot RPM}{60} \frac{\sqrt{\dot{m} \cdot sv}}{\Delta h_{is,tot}^{0,75}}$$

L'analisi è stata ripetuta per altre tre macchine con size parameter più piccolo, in particolare SP = 0,05, ottenuto riducendo le portate massiche. Di seguito sono riportati in nuovi parametri di input e i risultati ottenuti:

	Turbina A	Turbina B	Turbina C
<b>Metodo stima perdite:</b>	Creig and Cox	Creig and Cox	Creig and Cox
<b>Numeri stadi</b>	1	2	3
<b>Blade back radius (1/e)</b>	0	0	0
<b>Ruvidità [mm]</b>	0,002	0,002	0,002
<b>Trailing edge thickness [mm]</b>	3	3	3
<b>Amissione</b>	Full admission	Full admission	Full admission
<b>RPM</b>	3000-13000	3000-12000	2000-12000
<b>P<sub>in</sub> [bar]</b>	46	46	46
<b>h<sub>in</sub> [kJ/kg ]</b>	3289,28	3289,28	3289,28
<b>P<sub>out</sub> [bar]</b>	37	20	11
<b>Tip clearance [mm]</b>	0,5	0,5	0,5
<b>Wire diameter [mm]</b>	0	0	0
<b>Overlap ΔL/h<sub>rotore</sub></b>	0,05	0,05	0,05
<b>Leakage flow [%]</b>	1	1	1
<b>Incidenza minima perdita statore [DEG]</b>	0	0	0
<b>Incidenza minima perdita rotore [DEG]</b>	0	0	0
<b>Portata massica [kg/s]</b>	8,2	9,8	11,2
<b>Grado di reazione isoentropico</b>	0,5	0,5	0,5
<b>V<sub>2M</sub>/V<sub>1M</sub></b>	1	1	1
<b>U [m/s]</b>	250	250	250
<b>α<sub>1</sub> [gradi]</b>	15	15	15

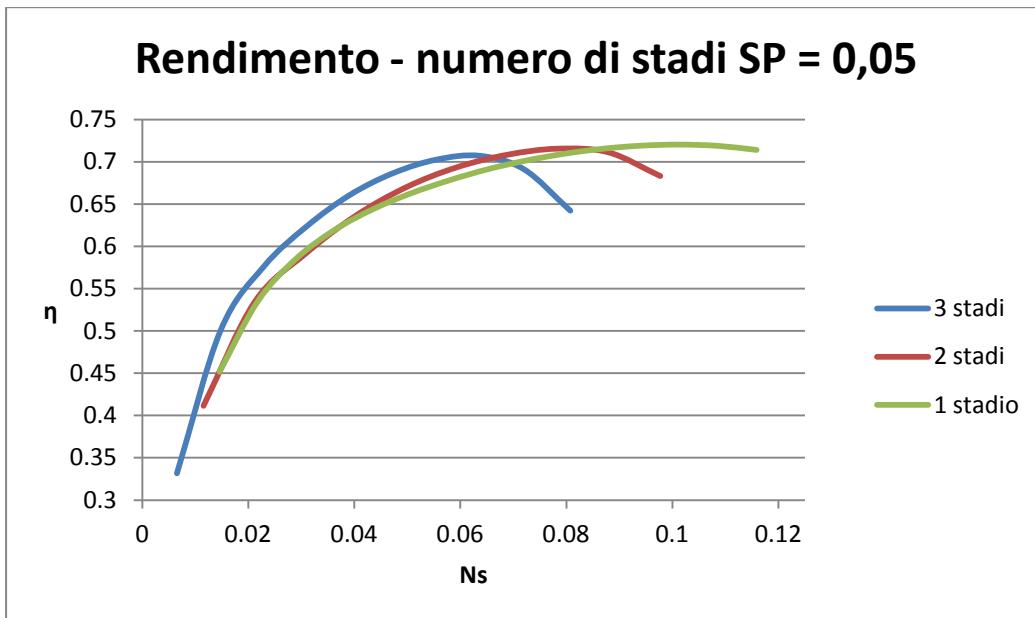


Figura 78: rendimento al variare del numero di stadi, SP = 0,05

Paragonando la Figura 77e la Figura 78 si possono trarre alcune conclusioni.

La diminuzione di SP porta le tre curve, rappresentative delle tre turbine, ad avvicinarsi notevolmente tra loro. Possiamo notare che gli  $N_s$  ottimali per i tre casi si avvicinano, pur mantenendosi più alti per turbine monostadio e più bassi per le multistadio. I rendimenti massimi raggiungono tutti lo stesso livello, che per altro è più basso rispetto a quello minimo raggiunto nel caso SP = 0,24.

La riduzione delle dimensioni comporta quindi una perdita di rendimento soprattutto per le turbine multistadio che, nelle prove eseguite, vedono una riduzione del rendimento di quasi il 20%. Probabilmente ciò è da imputare alle perdite al tip e alle perdite dovute alla ruvidità che per piccole turbine diventano significative, e lo sono a maggior ragione in turbine a più stadi. Il caso in esame, con SP = 0,05 non giustificherebbe in alcun modo l'aumento del numero di stadi.

## 5.8 Effetto dalla variazione del size parameter

L'effetto di SP costituisce una deviazione dalla teoria della similitudine. A bassi SP gli effetti dovuti alla taglia diventano significativi e conseguentemente i rendimenti si abbassano. Diminuendo SP diventano quindi rilevanti gli effetti della ruvidità e dello spessore del bordo d'uscita che influenzano le perdite di profilo e del tip clearance che influiscono sulle perdite secondarie e del secondo gruppo.

Al fine di mostrare questo comportamento sono state effettuate diverse prove. Per ogni valore di portata è stata variata la velocità di rotazione in un range di valori variabile. I parametri di input utilizzati per le prove sono riportati in Tabella 23.

<b>Metodo stima perdite:</b>	Craig and Cox				
<b>Numero stadi</b>	1	1	1	1	1
<b>Blade back radius</b>	0	0	0	0	0
<b>Ruvidità [mm]</b>	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
<b>Trailing edge thickness [mm]</b>	4	4	4	4	4
<b>Amissione</b>	Full	Full	Full	Full	Full
<b>RPM</b>	1000 - 8000	4000- 25000	6000- 33000	20000- 90000	44000- 150000
<b><math>P_{in}</math> [bar]</b>	46	46	46	46	46
<b><math>h_{in}</math> [kJ/Kg]</b>	3289,28	3289,28	3289,28	3289,28	3289,28
<b><math>P_{out}</math> [bar]</b>	37	37	37	37	37
<b>Tip clearance [mm]</b>	5	5	5	5	5
<b>Wire diameter [mm]</b>	0	0	0	0	0
<b>Overlap <math>\Delta L/h_{rotore}</math></b>	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
<b>Leakage flow [%]</b>	1	1	1	1	1
<b>Incidenza di minima perdita statore [gradi]</b>	0	0	0	0	0
<b>Incidenza di minima perdita rotore [gradi]</b>	0	0	0	0	0
<b>Portata massica [kg/s]</b>	800	200	50	5	1,5
<b>Grado di reazione isoentropico</b>	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5

$V_{2M}/V_{1M}$	1	1	1	1	1
$U [m/s]$	300	300	300	300	300
$\alpha_1 [\text{gradi}]$	15	15	15	15	15

Tabella 23: parametri di input

Nella Figura 79 sono i riportati i rendimenti total-static risultanti dalle analisi effettuati, ogni valore di portata ha prodotto un diverso livello di SP. Si individuano due chiare tendenze. La prima è che all'aumentare di SP aumenta il valore di  $\omega_s$  ottimo e il secondo è che il rendimento cala al diminuire del size parameter. La diminuzione del rendimento avviene perché riducendo le dimensioni della macchina alcuni input come la ruvidità e lo spessore del tip clearance pesano maggiormente sulle perdite complessive.

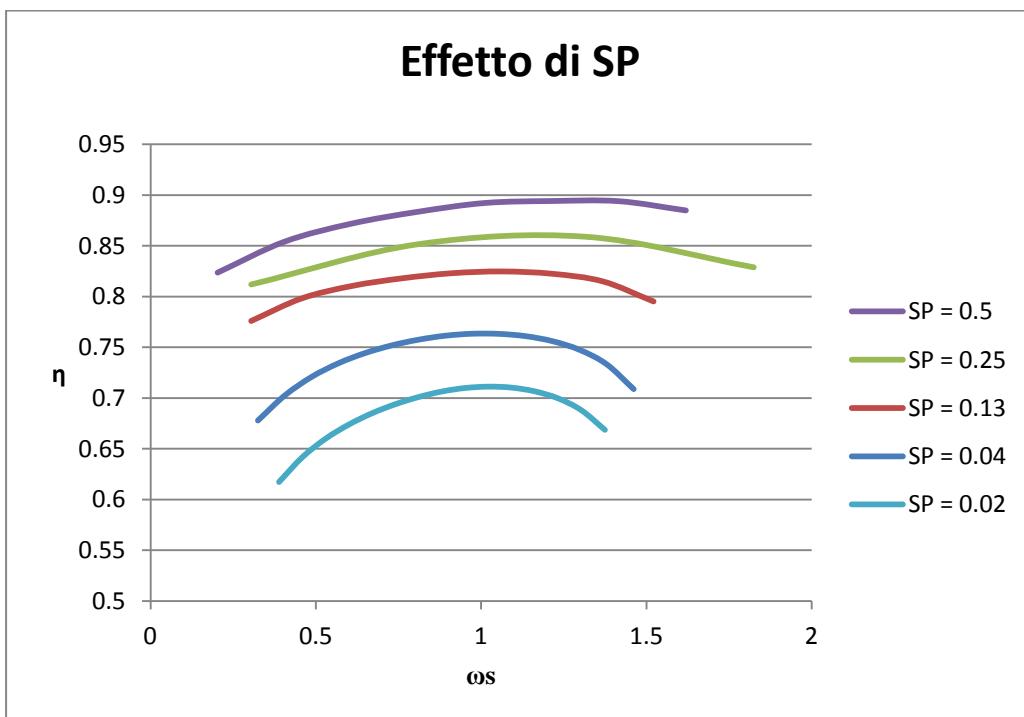


Figura 79: rendimento al variare di SP

Di seguito vengono riportati alcuni valori di output significativi calcolati allo stesso  $\omega_s$ .

$\omega_s$	1.00	1.00	1.00	1.00	1.02
$D_s$	2.30	1.81	2.19	2.21	2.28
$D [m]$	1.15	0.32	0.27	0.09	0.05

<b><i>h/D</i></b>	0.25	0.40	0.27	0.28	0.27
<b><i>SP</i></b>	0.4997	0.2465	0.1279	0.0398	0.0198
<b><i>Δhis [J/kg]</i></b>	66601.42	66601.42	66601.42	66601.42	66601.42
<b><i>Vex [m<sup>3</sup>/s]</i></b>	64.29	8.06	4.03	0.40	0.12
<b><i>Kis</i></b>	1.47	1.47	1.47	1.47	1.47
<b><i>Flare [gradi]</i></b>	34.72	21.84	14.64	6.00	3.10
<b><i>N° pale stat</i></b>	94.45	33.76	31.38	10.78	6.19
<b><i>N° pale rot</i></b>	103.39	39.38	37.12	13.15	7.71
<b><i>corda stat [cm]</i></b>	2.38	1.85	1.71	1.59	1.57
<b><i>corda rot [cm]</i></b>	2.53	1.89	1.72	1.59	1.57
<b><i>h [cm]</i></b>	28.44	12.72	7.48	2.42	1.32
<b><i>s/b stat</i></b>	0.65	0.65	0.65	0.65	0.65
<b><i>s/b rot</i></b>	0.58	0.57	0.57	0.56	0.55

Tabella 24: valori di output

## 5.9 Confronto tra diverse tipologie di stadio

Nella presente sezione si sono volute confrontare diverse tipologie di stadio, al fine di valutarne il comportamento in diverse situazioni di design. Poiché la caratterizzazione dello stadio di turbina dipende da un gran numero di variabili e sarebbe stato impossibile valutarle tutte si è deciso di focalizzare l'attenzione su quelle più rappresentative. In particolare si sono variati i tre seguenti parametri:

- Grado di reazione
- Volume ratio
- Numero di giri specifico

In aggiunta ai precedenti si è cercato di stimare anche come la presenza di umidità influenzasse le performance della macchina. Si è aggiunto, quindi, il titolo di vapore tra quelli considerati in input. Nella tabella sono riportati i parametri utilizzati per ciascuna turbina.

	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>	<b>E</b>	<b>F</b>	<b>G</b>	<b>H</b>	<b>I</b>	<b>L</b>	<b>M</b>	<b>N</b>
<b>R<sub>is</sub></b>	0.5	0.5	0.5	0.5	0	0	0	0	0.5	0	0.5	0
<b>VR</b>	1.17	1.17	3.4	3.4	1.17	1.17	3.4	3.4	3.6	3.6	3.6	3.6
<b>N<sub>s</sub></b>	0.1	0.03	0.1	0.03	0.1	0.03	0.1	0.03	0.1	0.1	0.03	0.03
<b>Titolo out</b>	1	1	0.85	0.85	1	1	0.85	0.85	1	1	1	1

Tabella 25: parametri di input

Per ciascun caso, tramite il codice ST, è stato elaborato un progetto preliminare di stadio completo in condizioni di design.

Al fine di confrontare macchine diverse si è proceduto all'adimensionalizzazione delle grandezze di output. In particolare le velocità sono state adimensionate dividendole per il seguente valore:

$$\sqrt{2 \cdot \Delta h_{is}}$$

I vincoli utilizzati nell'analisi riguardano soprattutto l'altezza di pala e i parametri geometrici costruttivi:

- $0,001 < (h/D)_{1,2} < 0,25$
- $0 < (b/D)_{1,2} < 0,25$
- $1,0 < R_2/R_1 < 1,05$
- $V_{2M}/V_{1M} = 1$

Sebbene l'analisi sia stata fatta su una base adimensionale, in accordo con la teoria della similitudine, devono essere imposti alcuni vincoli dimensionali:

- *Wall flare angle < 25°*
- *Tip clearance = max ( 0,2 mm o R/1000 )*
- $h \geq 1 \text{ cm}$
- $K_s = 2 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$

Inoltre deve essere imposto una dimensione caratteristica dello stadio, cioè il *size parameter* che per le nostre prove risulta essere pari a 0,24. Questo significa che i diametri delle turbine sono nel range di 50 – 65 cm per i casi con  $N_s$  pari a 0,1 e nel range di 170 – 200 cm per i casi con  $N_s$  uguale a 0,03.

I risultati più significativi dell'analisi condotta sono riportati in Tabella 26

	<i>V2M</i>	<i>V2T</i>	<i>W<sub>2</sub>/W<sub>1</sub></i>	<i>U</i>	<i>V2</i>	<i>h2/h1</i>	<i>h1/D</i>	<i>b2/D</i>	<i>b2/S2</i>	<i>h2 [cm]</i>	$\eta_{TS}$	$\eta_{TT}$
<b>A</b>	0.18	-0.14	3.43	0.55	0.23	1.09	0.23	0.08	0.69	13.47	0.88	0.92
<b>B</b>	0.17	-0.13	3.48	0.55	0.22	1.09	0.02	0.03	0.69	4.09	0.86	0.90
<b>C</b>	0.17	-0.05	3.96	0.60	0.17	1.91	0.21	0.08	0.63	13.54	0.80	0.82
<b>D</b>	0.16	-0.03	3.98	0.60	0.17	1.91	0.02	0.03	0.62	4.60	0.77	0.79
<b>E</b>	0.25	0.19	0.95	0.55	0.32	1.00	0.16	0.08	2.45	9.47	0.82	0.91
<b>F</b>	0.25	0.23	0.91	0.55	0.33	1.00	0.01	0.03	2.58	2.90	0.76	0.86
<b>G</b>	0.24	0.39	0.84	0.60	0.46	1.00	0.15	0.08	2.97	9.52	0.59	0.75
<b>H</b>	0.23	0.43	0.81	0.60	0.49	1.00	0.02	0.03	3.09	3.24	0.53	0.69
<b>I</b>	0.17	-0.17	3.21	0.50	0.24	2.02	0.28	0.09	0.71	14.86	0.81	0.86
<b>L</b>	0.24	0.16	0.88	0.50	0.29	1.02	0.20	0.09	2.59	10.53	0.75	0.82
<b>M</b>	0.16	-0.15	3.35	0.50	0.22	2.04	0.03	0.03	0.70	4.71	0.76	0.80
<b>N</b>	0.24	0.21	0.83	0.50	0.32	1.03	0.02	0.03	2.84	3.34	0.67	0.75

Tabella 26: risultati significativi

Per prima cosa osserviamo l'effetto della riduzione del *numero di giri di specifico*. Come previsto, passando da  $N_s = 0,1$  nella turbina A a  $N_s = 0,03$  nella turbina B si osserva il calo dei rendimenti total-total e total-static. Avendo posto il limite di  $h/D$  massimo pari a 0,25 non si giunge mai alla situazione in cui l'aumento dell'altezza di pala, conseguente all'aumento del numero di giri, porta alla riduzione del rendimento a cause delle perdite tridimensionali.

La diminuzione del *grado di reazione* che si può osservare ad esempio nelle coppie di turbine A – E o B – F comporta la diminuzione del rendimento. Passando da uno stadio a reazione ad uno ad azione si osserva anche la diminuzione dell'altezza di pala si nota anche come la velocità assoluta in uscita dallo stadio diminuisca passando da  $R_{is} = 0,5$  a  $R_{is} = 0$  e proporzionalmente ad essa la perdita per energie cinetica. Tale perdita è visibile in Tabella 26 come differenza tra rendimento total-total e rendimento total-static.

L'influenza del *contraction ratio* è visibile confrontando le turbine A e I. Nella prima si è molto vicini alla all'idealità di fluido incomprimibile, essendo  $VR = 1,17$ , i rendimenti sono quindi più alti che per la turbina I nella quale la comprimibilità del fluido porta ad avere  $VR = 3,6$ .

### 5.9.1 Breve commento sulle perdite

Nella **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** sono state rappresentate le perdite per ciascuno stadio di turbina, in modo da poter valutare quale sia il peso di ciascuna perdita per ogni stadio.

Tralasciando gli stadi C,D,G e H che presentano umidità si può inizialmente osservare che le perdite minori sono nella turbina A, in essa infatti collimano le situazioni ideali cioè  $N_s$  alto,  $VR$  basso e grado di reazione 0,5. La seconda miglior turbina è la B che differenzia dalla A solo per il più basso numero di giri. Si può anche osservare che le perdite secondarie nella turbina B aumentano significativamente rispetto alla A, infatti il rapporto  $h/D$  diminuisce di circa dieci volte. Al diminuire del grado di reazione si osserva chiaramente l'aumento delle perdite cinematiche. Le perdite di profilo seguono l'andamento del rapporto  $b/s$ , si osserva infatti che gli stadi con tale rapporto più basso presentano tendenzialmente perdite maggiori. Si passa quindi da perdite molto basse nella turbina B a molto alte nella N.

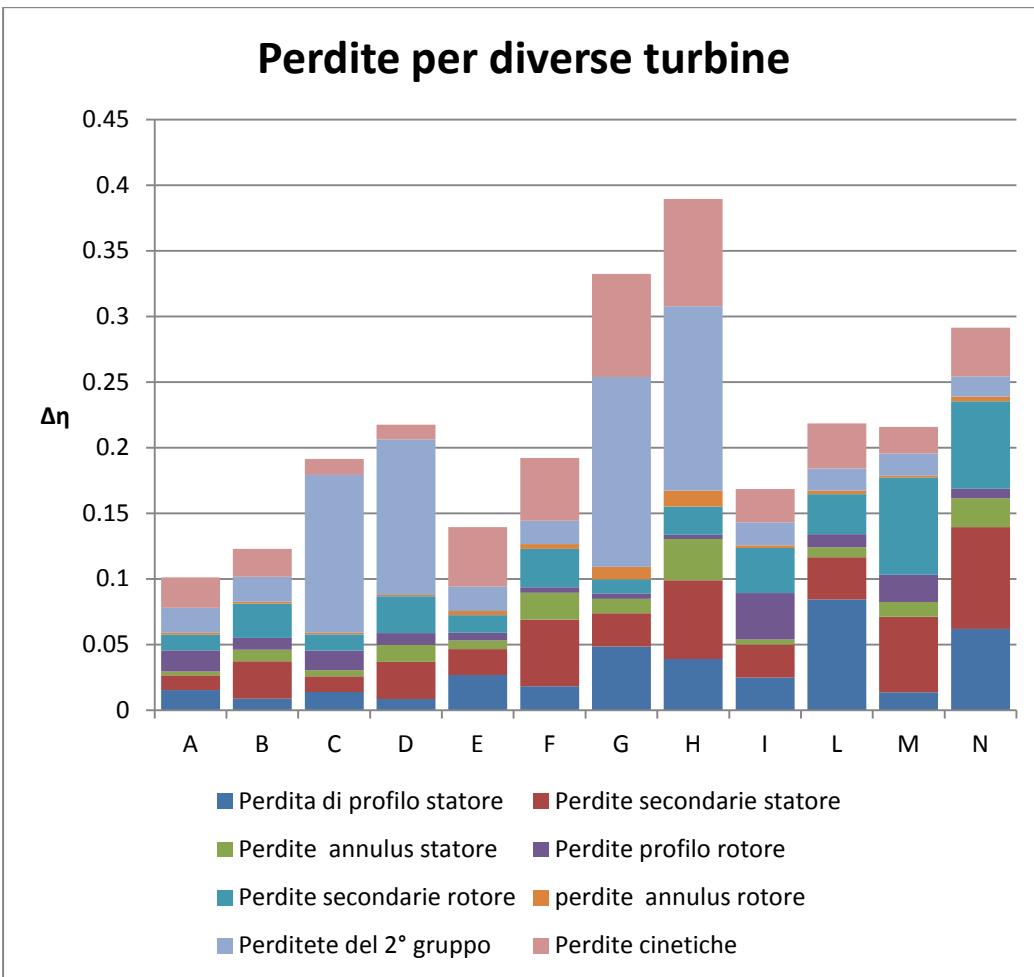


Figura 80: confronto tra turbine

Le perdite di annulus, dipendono dal rapporto area di entrata – area di uscita della schiera. Si osserva che la quota principale di tale perdita è attribuibile allo statore, mentre quelle di rotore variano poco. Aumentando il grado di reazione salto di pressione sullo statore diminuisce e ciò comporta una minore espansione del flusso, conseguentemente l'area di uscita dalla schiera diminuisce. Il risultato è la riduzione della perdita di annulus per lo statore passando da grado di reazione 0 a grado di reazione 0,5. Si vede ciò confrontando una qualsiasi tra le coppie E – A , F – B , N – M , L – I.

Per quanto riguarda le perdite di secondo gruppo esso comprendono le perdite al TIP. Queste perdite sono proporzionali al rapporto tra *l'area del tip clearance* e *l'area totale d'uscita* dallo stadio. A tal proposito è utili confrontare le turbine col medesimo numero di giri specifico e quindi col medesimo diametro medio. Quindi le turbine con

l'altezza di pala maggiore sono quelle che risentono meno della perdita, dal momento che il valore di *tip clearance* è costante per tutte le prove. Ad esempio se si confrontano le turbine B ed F si osserva che l'altezza di pala in B è maggiore che in F, per cui le perdite saranno maggiori in F che in B. Poiché nelle perdite di secondo gruppo sono comprese anche quelle di *leakage flow*, *wire* e di *wetness* non si riescono ad apprezzare queste variazioni.

Infine la perdita cinetica è, come detto in precedenza legata al valore assoluto della velocità allo scarico  $V_2$ .

Gli altri dati riportati in Tabella 26 riguardanti le velocità possono essere utilizzati per fornire utili informazioni sull'evoluzione dei triangoli di velocità.

## 5.10 Diagramma $\omega_s - D_s - \eta$

Come ultima analisi si è voluto indagare il legame tra velocità di rotazione specifica, diametro specifico e rendimento. Quest'ultima prova è stata condotta utilizzando la quasi totalità dei risultati ottenuti dalle analisi presentate precedentemente.

E' stato possibile individuare in un piano  $\omega_s - D_s$  le combinazioni che presentano il medesimo rendimento total – static. Sul grafico presentato, analogamente ai diagrammi di Cordier e di Baljé, è possibile individuare un valore di rendimento raggiungibile con il tipo macchina più adatto a soddisfare i vincoli imposti dal salto entalpico isoentropico e dalla portata volumetrica in uscita. Nel caso un cui è noto solo il valore di  $\omega_s$  è possibile scegliere il diametro specifico che garantisce il rendimento maggiore, cioè quello contrassegnato dal colore rosso. Dalle figure si osserva che il rendimento si mantiene massimo lungo il margine inferiore del diagramma e poi diminuisce allontanandosi da essa.

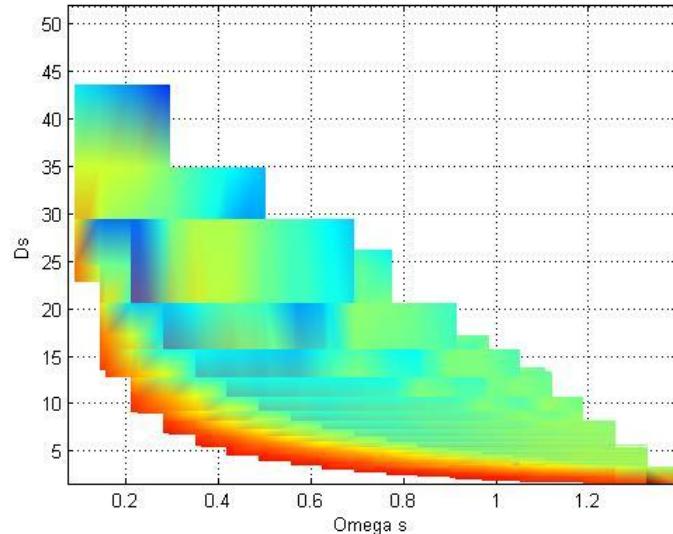


Figura 81: diagramma color map  $\omega_s - D_s - \eta$

# 6 Sviluppi Futuri

---

Il metodo di calcolo sviluppato con il software ST, rappresenta, in via del tutto generale, una buona preliminare approssimazione per la valutazione delle prestazioni e delle perdite di una turbina a vapore mono e multi stadio, nel caso di funzionamento Design.

Tuttavia, nella realtà, una turbina a vapore, e più in generale tutte le turbomacchine, sono destinate ad operare anche in un range ben più ampio, che si discosta da quello ideale di progettazione (Design).

La condizione di Off–Design si verifica in diverse occasioni, come ad esempio allo start up, all' arresto , durante la notte nel funzionamento di carico parziale. Molte volte la macchina si può allontanare dal suo funzionamento migliore di progetto per come verrà utilizzata, se abbinata ad un ciclo combinato o in cogenerazione.

In particolare, il caso di regolazione della turbina a vapore attraverso la portata, provoca una variazione del flusso volumetrico che altera i triangoli di velocità degli stadi che conseguentemente alterano il rendimento. Una considerevole diminuzione del flusso rispetto a quello del caso Design causa un incremento dell' angolo d' incidenza e delle perdite di profilo e un calo delle capacità del singolo stadio di generare energia meccanica.

Risulta ovvio, dalle considerazioni fatte, che poter analizzare e prevedere il comportamento del flusso in un ampio range di funzionamento Off-Design è quindi molto importante, non solo per un miglioramento delle prestazioni ma anche per un aumento dell'affidabilità delle turbine a vapore.

Sebbene i metodi di calcolo, come potrebbe essere il codice ST, vengono ampiamente utilizzati nel caso Design, avendo raggiunto una buona accuratezza, la loro applicazione per i calcoli Off-Design è ancora legata ad una grande incertezza. Infatti, i noti codici basati sulla classica teoria del flusso non sono in grado di trattare con i bassi carichi.

Viene presentato in questo capitolo una possibile procedura in grado di calcolare le prestazioni della turbina in condizioni di Off-Design.

Inoltre, verrà proposto un primissimo metodo di calcolo, realmente sviluppato all'interno di ST, che non ha nessun compito se non quello di fornire una previsione

del tutto qualitativa di quelli che potrebbero essere i risultati di un caso Off-Design, adoperando le correlazioni fornite da Brown Boveri & Cie .

## 6.1 Possibile procedura di calcolo Off-Design con Craig and Cox

Per l'analisi Off-Design si è pensato di sfruttare come input i dati geometrici di una turbina, forniti dall' output del caso Design studiato. In particolare si utilizzano le aree delle varie sezioni dello stadio e gli angoli meccanici dei profili. Servendosi poi delle solite correlazioni di Craig and Cox per il calcolo delle perdite, viene sviluppato il seguente schema di calcolo iterativo:

1. Introduzione delle proprietà TDN in ingresso e della Pressione di uscita, della portata e della velocità periferica  $U$
2. Calcolo della velocità  $V_0$  sfruttando la continuità su  $A_0$
3. Iterazione sul coefficiente di perdita  $\varphi$  per calcolare  $V_1$ , i triangoli di velocità e le perdite di Craig & Cox allo statore tramite la continuità su  $A_1$
4. Iterazione sul coefficiente di perdita  $\psi$  per calcolare la  $V_2$  , i triangoli di velocità e le perdite di Craig & Cox al rotore tramite la continuità su  $A_2$
5. Calcolo del rendimento tramite Craig & Cox
6. Controllo sul rendimento
7. Controllo sulla pressione di uscita

Viene riportato di seguito nella Figura 82 lo schema del calcolo iterativo:

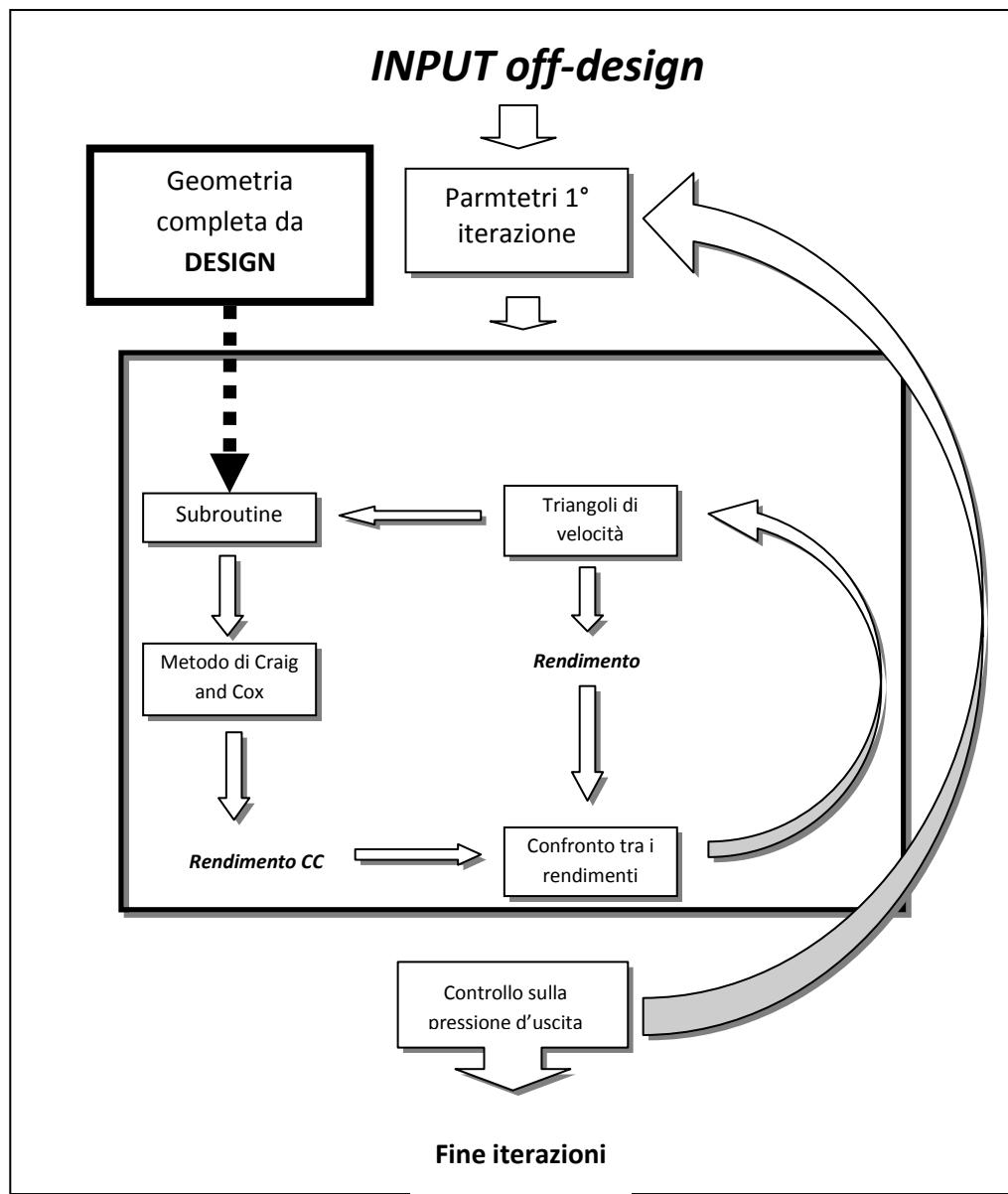


Figura 82: procedura di calcolo

Nel caso in cui si riuscisse ad implementare una procedura di calcolo tipo quella riportata nello schema precedente, si potrebbe fare un'analisi dettagliata, di come evolvono le perdite di Craig & Cox in Off-Design rispetto al caso Design. In particolare ci aspettiamo un aumento delle perdite di profilo dovute alla variazione dell'angolo

d'incidenza, dovuto a sua volta dalla variazione dei triangoli di velocità che non risultano più ottimali.

## 6.2 Calcolo off-design implementato

Il metodo approssimato proposto per il calcolo del comportamento off-design della macchina si basa sulle formule Brown Boveri & Cie.

### 6.2.1 Le formule Brown Boveri & Cie.

Una modalità di stima della valutazione del comportamento off-design di una macchina è quella sviluppata da Brown Boveri & Cie col quale è possibile calcolare direttamente il rendimento di statore e rotore:

$$\eta_{stator} = \eta_{stator}^*(1 - e^{c'}) \quad \eta_{rot} = \eta_{rot}^*(1 - e^{c''})$$

L'esponente c assume formulazioni diverse per rotore e statore:

$$c' = A' \left( \frac{\alpha_0}{\alpha'_0} \right)^{B'} \quad c'' = A'' \left( \frac{\beta_1}{\beta'_1} \right)^{B''}$$

I coefficienti A', A'', B', B'' dipendono dalla geometria della pala e dai numeri di Reynolds e di Mach.

Per una particolare tipologia di pale (N-8000) Brown Boveri & Cie forniscono i seguenti valori per i coefficienti:

$$\begin{aligned} A' &= 0,075\alpha_1 - 7,8460 & A'' &= 0,075(180 - \beta_2) - 7,8460 \\ B' &= 0,029\alpha_1 + 0,6107 & B'' &= 0,029(180 - \beta_2) + 0,6107 \end{aligned}$$

Tramite le equazioni precedenti si riesce a ricavare in maniera soddisfacente il rendimento off-design di uno stadio di turbina progettato per operare al punto di efficienza. E' quindi possibile predire che rendimento si otterrà riducendo la portata in ingresso alla macchina, ma se la portata viene ridotta fino a che la macchina non è più

in grado di generare energia meccanica il rendimento deve essere ridefinito in modo che rifletta la natura dissipativa della conversione di energia. Per stimare il grado di dissipazione sono introdotti i seguenti coefficienti di perdita per statore e rotore:

$$\zeta' = \frac{h_1 - h_{1s}}{V_0^2/2} \quad \zeta'' = \frac{h_2 - h_{2s}}{W_1^2/2}$$

Da cui

$$\eta' = 1 - \zeta' \quad \eta'' = 1 - \zeta''$$

## 6.3 Applicazione del metodo

Dalle relazioni presentate in precedenza si è sviluppato una semplice applicazione in grado di calcolare il rendimento della macchina in off-design. Il metodo presentato è stato pensato per funzionare in sequenza a quello della stima del rendimento di design.

Si parte dal presupposto di aver già calcolato i triangoli di velocità della macchina in condizioni di progetto. Si è considerato come unico parametro variabile per allontanarsi dalle condizioni di design la portata. Il salto di pressione e i punti termodinamici caratteristici della macchina rimangono quindi sostanzialmente invariati passando da design a off-design. Quindi, se consideriamo un qualsiasi stadio, avremo lo stesso volume specifico nella sezione 1 (uscita statore) sia in condizioni di progetto che fuori progetto. Inoltre, nelle condizioni fuori progetto, non varieranno le sezioni di passaggio  $A_0 A_1 A_2$

Avendo fatto queste ipotesi semplificative possiamo ricalcolare i nuovi triangoli di velocità basandoci sull'equazione di continuità.

## Sezione 0

L'area in condizioni di design è calcolata come

$$A_0 = \frac{\dot{m} \cdot s v_0}{V_{0M}}$$

In condizioni di off-design l'area di passaggio non varia, e dalle assunzioni fatte neppure il volume specifico. Imponendo la nuova portata massica possiamo quindi ricavare la nuova  $V_{0M}$  tramite l'equazione di conservazione della massa

$$V_{0M,OFF} = \frac{\dot{m}_{OFF} \cdot s v_0}{A_0}$$

Per calcolare il valore di  $V_0$  si sfrutta l'angolo  $\alpha_0$  che per il primo stadio rimane uguale al caso design mentre per gli stadi successivi viene posto pari all'angolo  $\alpha_2$  in uscita dallo stadio precedente

## Sezione 1

L'angolo di uscita al rotore è assunto costante rispetto al design. La componente meridiana della velocità  $V_1$  viene calcolata come per la sezione 0 dall'equazione di conservazione della massa. Conoscendo la componente meridiana e l'angolo  $\alpha_1$  possiamo poi ricavare la componente tangenziale e la somma vettoriale delle due. Avendo a disposizione da input la velocità di rotazione possiamo poi calcolare la velocità relativa e in seguito l'angolo  $\beta_1$

$$W_{1T,OFF} = V_{1T,OFF} - U_1$$

$$W_{1,OFF} = \sqrt{W_{1T,OFF}^2 + V_{1T,OFF}^2}$$

$$\beta_{1,OFF} = \cos^{-1} \left( \frac{W_{1T,OFF}}{W_{1,OFF}} \right)$$

## Sezione 2

Sempre tramite l'equazione di continuità in uscita dal rotore è stata calcolata la componente meridiana della velocità assoluta, quindi  $V_{2M}$  che equivale anche a  $W_{2M}$ . Considerando l'angolo  $\beta_2$  si è potuta ricavare la componente tangenziale  $W_{2T}$  e, avendo a disposizione  $U_2$ , anche  $\alpha_2$  e  $V_2$ .

Successivamente sono stati calcolati i rendimenti di progetto di rotore e statore, coinvolgendo i valori dei coefficienti di riduzione delle velocità calcolati nella parte design

$$\eta_{statore}^* = \frac{V_1^2 - V_0^2}{\left(\frac{V_1^2}{\varphi^2}\right) - V_0^2}$$

$$\eta_{rotore}^* = \frac{W_2^2 - W_1^2 + U_1^2 - U_2^2}{\left(\frac{W_2^2}{\psi^2}\right) - W_1^2 + U_1^2 - U_2^2}$$

A questo punto si sono applicate le formule di Brown Boveri & Cie. Inserendo in tali formule gli angoli ricavati in precedenza dal calcolo dei triangoli di velocità off-design sono stati stimati i rendimenti per la schiera statori che quella rotorica. Si sono quindi ottenuti due nuovi rendimenti che possono essere considerati funzione di due nuovi coefficienti di riduzione di velocità.

$$\eta_{statore}^{OFF} = f(\varphi_{OFF})$$

$$\eta_{rotore}^{OFF} = f(\psi_{OFF})$$

Dopo aver ricavato i nuovi coefficienti di riduzione della velocità, sono stati utilizzati per calcolare i salti entalpici isoentropici di statore e rotore, quindi rifacendosi alle convenzioni sempre utilizzate

$$h_{00} - h_{1s} = \frac{(V_{1,OFF}/\varphi_{OFF})^2}{2}$$

$$h_1 - h_{2s} = \frac{(V_{1,OFF}/\varphi_{OFF})^2 - W_{1,OFF}^2 - U_2^2 + U_1^2}{2}$$

Successivamente si è potuto approssimare il salto entalpico su tutto lo stadio sommando i due precedenti

$$\Delta h_{is,tot} = h_{00} - h_{2ss} \sim (h_{00} - h_{1s}) + (h_1 - h_{2s})$$

Dopo aver calcolato il lavoro euleriano si è potuto ottenere il rendimento di stadio total-static

$$\eta = \frac{L_{eu,OFF}}{\Delta h_{is,tot}}$$

### Analisi

Utilizzando lo schema precedentemente illustrato è stato eseguito un calcolo a titolo d'esempio.

Inizialmente si è calcolato il rendimento di una macchina monostadio progettata secondo le seguenti condizioni di design:

- $P_{in} = 46$  bar
- $P_{out} = 37$  bar
- Portata massica = 200 kg/s

Si è poi variata la portata in condizioni di off-design, il risultato è stato rappresentato nella Figura 83

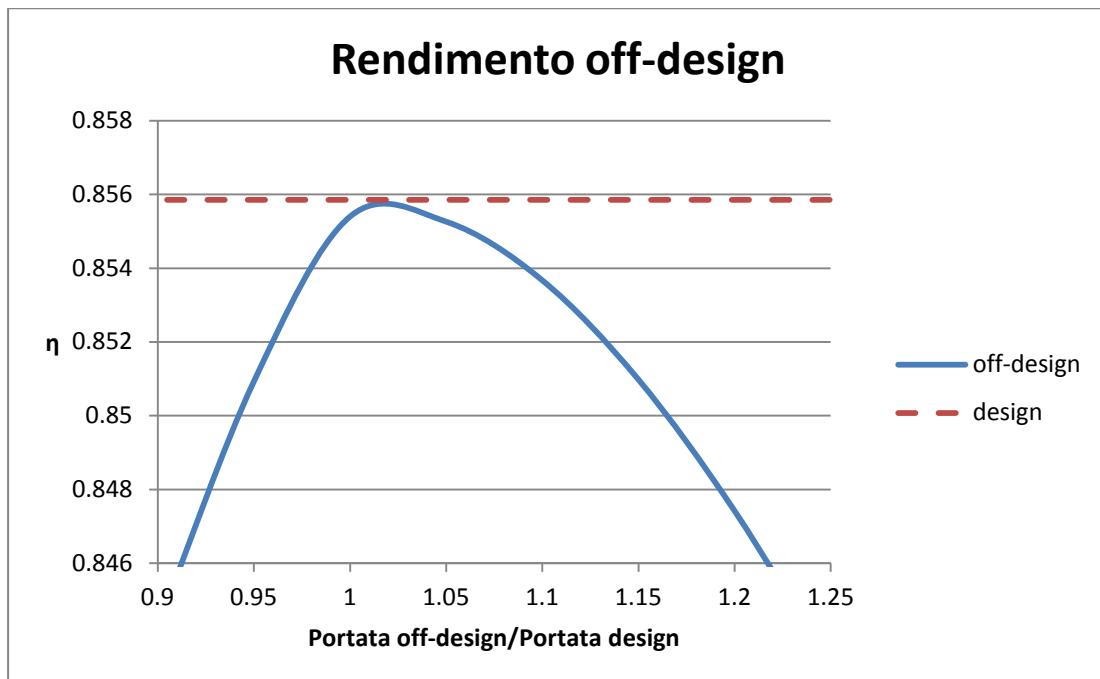


Figura 83: rendimento off-design

Si osserva come per portate inferiori e superiori a quella di progetto il rendimento sia inferiore al valore ottimale rappresentato dalla linea tratteggiata.

### Script

```
subroutine BBC(I)

c      subroutine per il calcolo off-design approssimato con le relazioni
di
c      brown boveri
c      calcolo triangoli di velocità
IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)
INCLUDE 'CNSTS.INC'
INCLUDE 'STINC.INC'
c
IF(I.EQ.1) THEN
ALFOO(I) = 90.
ELSE
```

```

        ALF00(I) = ALF20(I-1)
ENDIF
c   V0 SI PUò CALCOLARE DA EQ CONTINUITà O DA V2 DELLO STADIO PRECEDENTE
V0MO(I) = GMO(I)*SV0(I)/A0(I)
V00(I)  = V0MO(I)/(COS(RAD(ALF00(I)-90)))
V1MO(I) = GMO(I)*SV1(I)/A1(I)
V1TO(I) = V1MO(I)/TAN(RAD(ALF1(I)))
V10(I)  = SQRT(V1MO(I)*V1MO(I) + V1TO(I)*V1TO(I))
W1TO(I) = V1TO(I) - U1(I)
W10(I)  = DSQRT(W1TO(I)*W1TO(I) + V1MO(I)*V1MO(I))
BET10(I) = DEG(ACOS(W1TO(I)/W10(I)))
V2MO(I) = GMO(I)*SV2(I)/A2(I)
W2MO(I) = V2MO(I)
c   il meno serve per considerare la direzione del vettore
W20(I) = ABS(W2MO(I)/COS(RAD(BET2(I)-90)))
W2TO(I) = -W20(I)*SIN(RAD(BET2(I)-90))
V2TO(I) = U2(I) + W2TO(I)
V20(I)  = DSQRT(V2TO(I)*V2TO(I) + V2MO(I)*V2MO(I))
ALF20(I) = DEG(ACOS(V2TO(I)/V20(I)))
c Work of the stage
W0(I)    = U1(I)*V1TO(I) - U2(I)*V2TO(I)
c RENDIMENTO DESIGN DELLO STATORE
ETA_SD(I) = (V1(I)*V1(I) - V0(I)*V0(I))/
[ (V1(I)*V1(I)/(FI(I)*FI(I)) - V0(I)*V0(I))
c RENDIMENTO DESIGN DELLO ROTORE
ETA_RD(I) = (W2(I)**2 - W1(I)**2 + U1(I)**2 - U2(I)**2)/
[ ((W2(I)/PSI(I))**2 - W1(I)**2 + U1(I)**2 - U2(I)**2)
c brown boveri STATORE
AP = 0.075D0*ALF1(I) - 7.8460D0
BP = 0.029D0*ALF1(I) + 0.6107D0
CP = AP*(ALF00(I)/ALF0(I))**BP
FATT = 1 - EXP(CP)
ANS = (V10(I)*V10(I) - V00(I)*V00(I))/(ETA_SD(I)*FATT*V10(I)*V10(I))
ANS = ANS + V00(I)*V00(I)/(V10(I)*V10(I))
ANS = 1/ANS
FIO(I) = DSQRT(ANS)
c BROWN BOVERI ROTORE
AS = 0.075D0*(180.D0 - BET2(I)) - 7.8460D0
BS = 0.029D0*(180.D0 - BET2(I)) + 0.6107D0
CS = AS*(BET1(I)/BET1D(I))**BS
FATT = 1 - EXP(CS)
ANS = (W20(I)*W20(I) - W10(I)*W10(I))/(ETA_RD(I)*FATT*W20(I)*W20(I))
ANS = ANS + W10(I)*W10(I)/(W20(I)*W20(I))
ANS = 1/ANS
PSIO(I) = DSQRT(ANS)
PSIOP(I) = (2.D0*FIO(I) - ONE)*(ONE - 2.D0*RIS(I)) +

```

```

1      2.D0*FIO(I)*RIS(I)
PSIO(I) = MIN(PSIOP(I),PSIO(I))

C CALCOLO DEL SALTO APPROX ENTALPICO ISOENTROPICO OFF-D
DHSO(I) = 0.5*(V10(I)/FIO(I))**2 +
1      0.5*((W20(I)/PSIO(I))**2 - W10(I)**2
1      -U2(I)*U2(I) + U1(I)*U1(I))
C RENDIMENTO OFF-D
ETATSO(I) = W0(I)/DHSO(I)
RETURN
END

```

## Bibliografia

D. G Ainley and G. C. R. Mathieson. A Method of Performance Estimation for Axial-Flow Turbines. R&M 2974. British Aeronautical Research Council, 1951.

H.R.M. CRAIG and H.J.A. COX. Performance estimation of axial flow turbines. Proceedings institution of Mechanical Engineers, 1971

E. Macchi. Design criteria for turbines operating with fluids having a low speed of sound. Lecture Series 100, Von Karman Institute for Fluid-dynamics, Bruxelles, 1977.

E. Macchi and A. Perdichizzi. Efficiency prediction for axial-flow turbines operating with non conventional fluids. Journal of engineering for power, 1981

E. Macchi and A. Perdichizzi. Theoretical prediction of th off-design performance of axial-flow single stage turbine. 1977

G.Lozza, E.Macchi, A. Perdichizzi. On the influence of the number of stages on the efficiency of axial-flow turbines

G.Lozza. Bottoming stem cycles for cobined gas-steam power plants: a theoretical estimation of steam turbines performance.

S. Sandolini, G. Naldi. Macchine 1, Fluidodinamica e termodinamica delle turbomacchina.1996

S. Sandolini, G. Naldi. Macchine 2, Le turbomacchine motrici e operatrici.1996

C. Osnaghi. Teoria delle Turbomacchine. 2006.

S.L. Dixon, B.Eng., PH.D. Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery. 1998

Earl Logan, Jr. Ramendra Roy. Handbook of Turbomachinery Second Edition Revised and Expanded. 2003

M. Schobeiri. Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance. 2003

S. C. Kacker, U. Okapuu. A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency. 1982