

MOTORI PER AEROMOBILI

Cap. 7 TURBINA ASSIALE

1.1 Introduzione

Come per i compressori, ci sono sostanzialmente due tipi di turbine: quelle a flusso radiale e le più diffuse a flusso assiale.

Le turbine radiali sono impiegate soprattutto per piccole portate, nell'industria criogenica, nei turbocompressori dei motori alternativi accoppiate ai compressori centrifughi ed in alcune turbine a gas come le Auxiliary Power Units (APU).

Anche in questo caso le turbine assiali consentono di trattare maggiori portate delle radiali, a parità di ingombro e sono più facili da accoppiare. Per contro i salti di pressione per singolo stadio, sono maggiori nelle radiali.

Dal punto di vista fluidodinamico le turbine presentano meno problemi dei compressori (espansione, quindi gradiente di pressione favorevole) ed il fluido può sopportare deviazioni maggiori.

Lo scambio energetico, cioè il salto di pressione ottenibile in ogni stadio, è maggiore di quello ottenibile in un compressore assiale e pari circa a quello di un centrifugo.

I maggiori problemi che si incontrano nelle turbine sono legati alla temperatura, poiché si è visto che per migliorare le prestazioni si cerca di operare alle massime temperature tollerate dalle turbine.

1.2 Scambio energetico e rapporto di espansione

Con riferimento alla Fig. 7.1 vediamo la nomenclatura impiegata, i triangoli di velocità e lo scambio energetico Δh_0 in uno stadio di turbina assiale (stadio=statore + rotore).

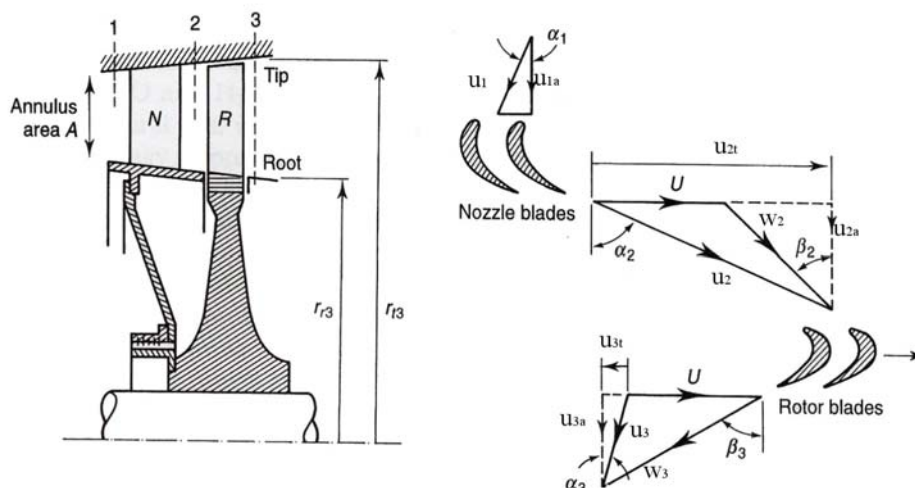


Fig. 7.1

Il gas entra nello statore (ugello di turbina) a pressione e temperatura statiche p_1 e T_1 , ad una velocità assoluta u_1 con un angolo α_1 rispetto alla direzione assiale.

Nello statore il gas subisce un'espansione ed una deviazione: esce a valori p_2 e T_2 più bassi, con una velocità assoluta u_2 maggiore ed un angolo α_2 .

All'ingresso del rotore il gas assume una velocità relativa w_2 ed un angolo β_2 dati dalla composizione vettoriale tra la velocità assoluta u_2 e la velocità tangenziale delle pale U .

Nei canali rotorici il gas viene nuovamente deviato e solitamente continua l'espansione, uscendo a valori p_3 e T_3 , con velocità relativa w_3 aumentata e con velocità assoluta u_3 che, se lo stadio è ripetuto, è uguale ad u_1 (e quindi $\alpha_3 = \alpha_1$).

Come già nei compressori, la velocità tangenziale U aumenta con il raggio ed i triangoli di velocità variano passando dalla radice all'estremità della pala. E' consuetudine perciò fare riferimento ad una distanza costante dall'asse di rotazione nel disegnare i triangoli (tipicamente si sceglie il *raggio medio*).

Analogamente al compressore assiale e riferendosi alla Fig. 7.2 abbiamo:

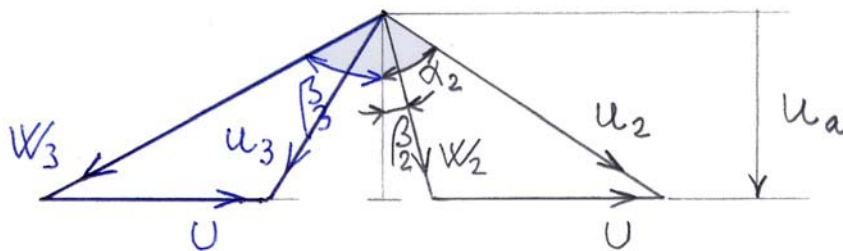


Fig. 7.2

$$\Delta h_0 = C_p (T_{01} - T_{03}) = C_p (T_{02} - T_{03}) = C_p (T_2 - T_3) + \frac{u_2^2 - u_3^2}{2} = (h_2 - h_3) + \frac{u_2^2 - u_3^2}{2}$$

$$\Delta h_0 = U(u_2 - u_3)$$

$$\Delta h_0 = \frac{u_2^2 - u_3^2}{2} + \frac{w_3^2 - w_2^2}{2}$$

$$R = \frac{h_2 - h_3}{\Delta h_0} = \frac{w_3^2 - w_2^2}{2\Delta h_0} = \frac{w_{t3}^2 - w_{t2}^2}{2\Delta h_0} = \frac{w_{t3} - w_{t2}}{2U}$$

e, con riferimento agli angoli:

$$u_{t_2} = u_a \tan \alpha_2$$

$$w_{t_2} = u_a \tan \beta_2$$

$$u_{t_3} = u_a \tan \alpha_3$$

$$w_{t_3} = u_a \tan \beta_3$$

si hanno le seguenti relazioni:

$$\Delta h_0 = U u_a (\tan \alpha_2 + \tan \alpha_3) = U u_a (\tan \beta_2 + \tan \beta_3)$$

$$R = \frac{u_a}{2U} (\tan \beta_3 - \tan \beta_2)$$

Per quanto riguarda il rapporto di compressione dello stadio, riferendosi alla Fig. 7.2 e ricordando che:

$$\eta_t = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} - T_{03}'} \quad \text{e che} \quad \Delta h_0 = C_p (T_{01} - T_{03})$$

si ottiene:

$$\frac{1}{p_{01}/p_{03}} = \left[1 - \frac{\Delta h_0}{C_p \eta_t T_{01}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

1.3 Stage loading e flow coefficients

Sono due parametri dimensionali che sono utili nella progettazione preliminare.

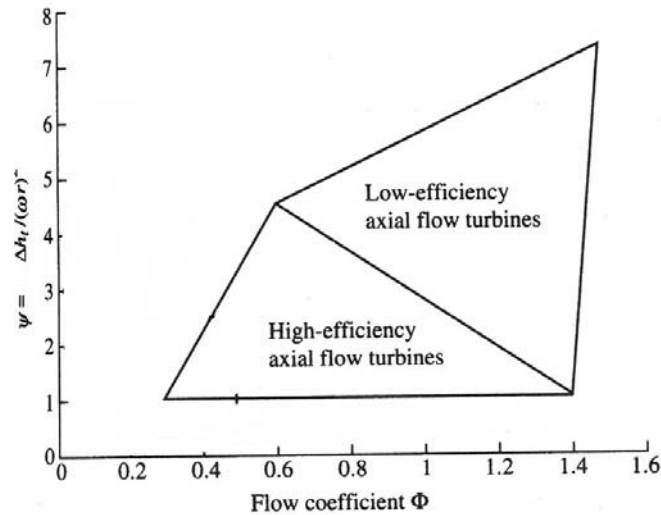
Il primo (*stage loading coefficient* ψ) esprime la capacità di uno stadio di compiere lavoro ed è dato dal rapporto tra lo scambio energetico specifico elaborato dallo stadio Δh_0 ed il quadrato della velocità periferica U :

$$\psi = \frac{\Delta h_0}{U^2} = \frac{u_a}{U} (\tan \beta_2 + \tan \beta_3)$$

Il secondo (*flow coefficient* Φ) è il rapporto tra la componente assiale della velocità in ingresso al rotore u_a e la velocità tangenziale U :

$$\Phi = \frac{u_a}{U}$$

Come si può notare dalla figura seguente i due parametri hanno un intervallo di valori possibili per uno stadio di turbina.



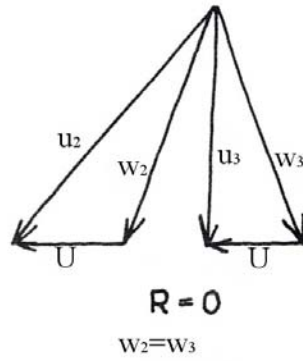
Una volta stabilito l'intero salto di temperatura in turbina dal ciclo termodinamico, il progettista può scegliere orientativamente se adottare pochi stadi con elevato ψ oppure più stadi con un più basso ψ .

✚ Casi particolari

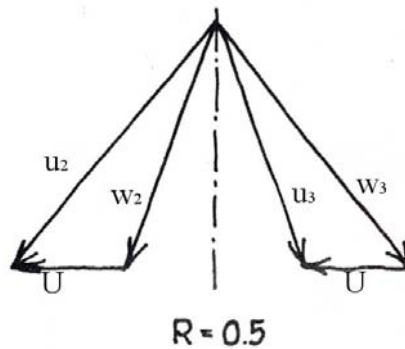
• **R=0** \Rightarrow $|w_2| = |w_3|$ \Rightarrow $w_{t_3} = -w_{t_2}$ \Rightarrow $\beta_3 = -\beta_2$

E' il caso di *turbina ad azione* o *ad impulso*.
Le pale rotoriche sono simmetriche.
I canali rotorici sono a sezione costante, quelli statorici convergenti.
Il salto di pressione statica avviene tutto nello statore.

• **R=0 e scarico assiale** $|w_2| = |w_3| \Rightarrow \begin{matrix} u_{t_3} = 0 \\ w_{t_3} = U \end{matrix} \Rightarrow u_{t_2} = 2U \Rightarrow \Delta h_0 = 2U^2$



• $R=0.5 \Rightarrow \begin{cases} u_2 = w_3 \\ u_3 = w_2 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \alpha_2 = \beta_3 \\ \alpha_3 = \beta_2 \end{cases}$



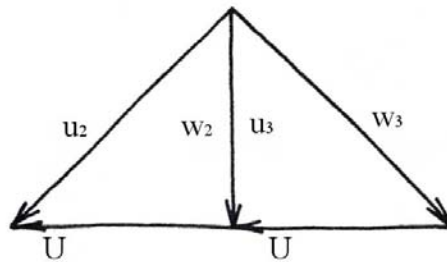
Triangoli Simmetrici

Palettature rotoriche e statoriche speculari

Canali rotorici e statorici convergenti

Diminuzione di pressione statica ugualmente ripartito tra rotore e statore

• $R=0.5$ e scarico assiale $\Rightarrow \begin{cases} u_{t_3} = 0 \\ w_{t_3} = U \end{cases} \Rightarrow \Delta h_0 = U^2$



1.4 Il raffreddamento delle turbine

Come noto, le prestazioni di una turbina a gas aumentano all'aumentare della temperatura di ingresso in turbina, per cui il suo incremento è uno degli obiettivi tecnologici principali per migliorare le prestazioni dei propulsori aeronautici.

L'aumento della temperatura di ingresso in turbina può essere ottenuto sostanzialmente in due modi: il primo è quello di impiegare materiali che resistano meglio alla temperatura, mentre il secondo è quello di sviluppare tecniche di raffreddamento sempre più efficienti.

In un moderno motore aereo (a turbina) almeno il 40-50 % del peso totale è costituito da superleghe di **nickel** e di **cobalto**: in particolare tanto le camere di combustione che le turbine sono interamente realizzate in superleghe.

I recenti sviluppi sui materiali riguardano l'introduzione della **solidificazione direzionale** per l'ottenimento sia delle palette fisse che di quelle mobili, soprattutto in campo aeronautico.

Un ulteriore sviluppo lo si è avuto con l'uso delle **palette monocristalline** (*single crystal*).

In linea di principio il raffreddamento può essere ottenuto mediante liquidi o mediante aria.

I sistemi a liquido non sono risultati praticabili (ad eccezione delle tecniche per aumentare la spinta) per varie ragioni tra le quali spiccano i problemi di incrostazioni e di corrosione.

L'unico metodo che è stato usato con successo è la convezione forzata realizzata mediante lo spillamento di aria dal compressore.

Prelevando una quantità di aria attorno al 10% della portata è possibile raffreddare le palette statoriche e rotoriche ed il disco della turbina e mantenerli ad una temperatura di circa 300-400K al di sotto della temperatura di ristagno del gas in entrata alla turbina.

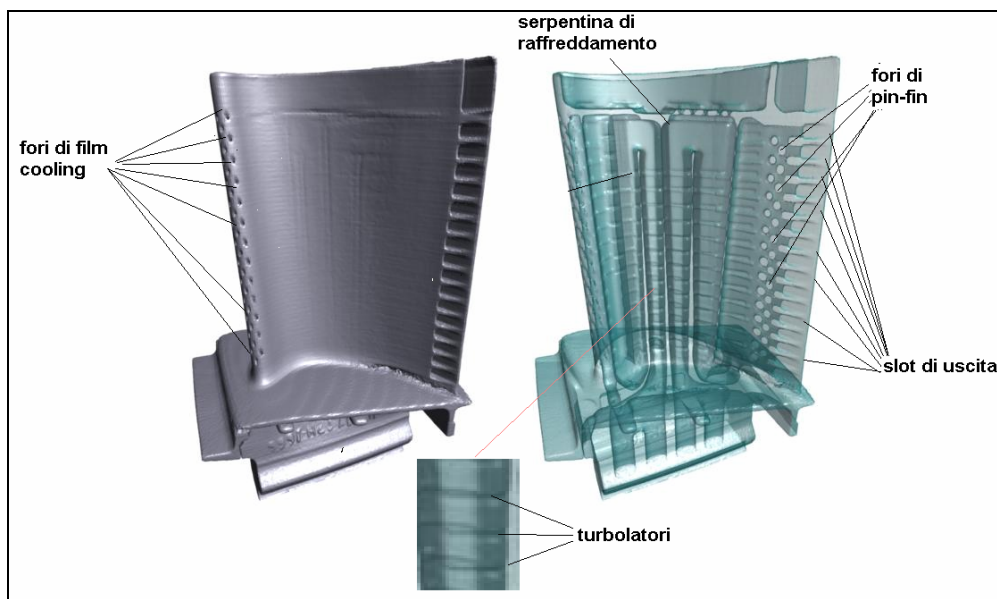
La temperatura dell'aria di raffreddamento dipende naturalmente dal rapporto di compressione del compressore, dal Mach di volo e dalla quota.

Il raffreddamento può riguardare più di uno stadio ed eventualmente anche solo il disco di turbina.

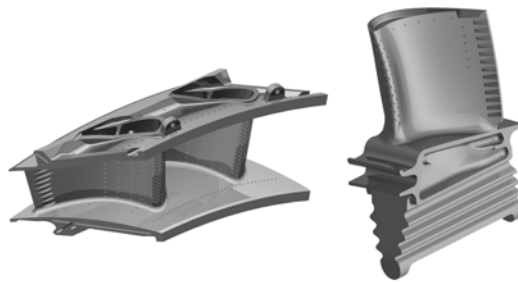
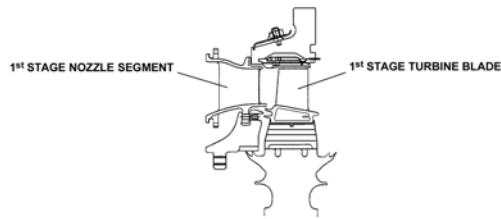
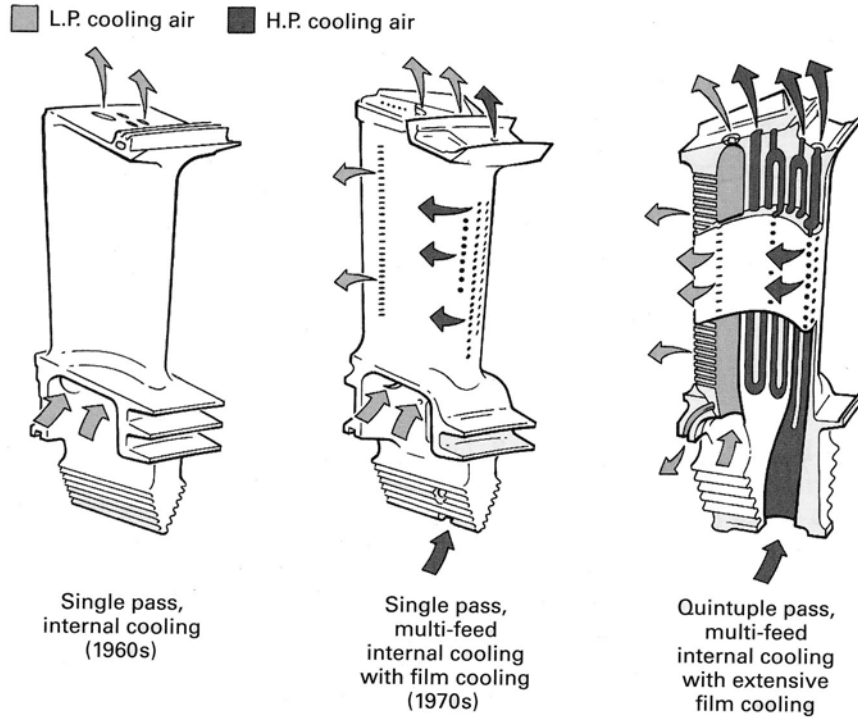
Lo spillamento di aria dal compressore per il raffreddamento comporta naturalmente una perdita di efficienza, ma complessivamente i vantaggi di poter operare ad una temperatura maggiore compensano largamente le perdite.

Il sistema di raffreddamento usato per le palette si avvale di diverse tecniche.

La parete esterna viene raffreddata mediante la tecnica del *film cooling* che consiste nel realizzare (mediante tecniche di foratura elettrochimiche o laser) una serie di fori sulla paletta dai quali fuoriesce aria, proveniente dal centro della paletta, che crea un cuscinetto di aria fredda sulla superficie esterna del profilo, proteggendo così la paletta dal flusso dei gas caldi che la investono.

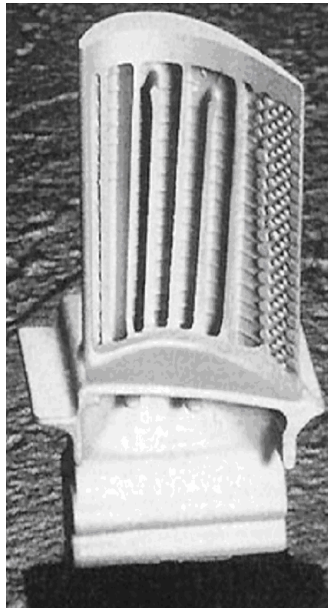


Il raffreddamento interno invece, si avvale della tecnica del *jet impingement* e della presenza di una serpentina dotata di turbolatori (chiamati anche *ribs*) che hanno lo scopo di rendere il flusso turbolento per aumentare lo scambio termico.



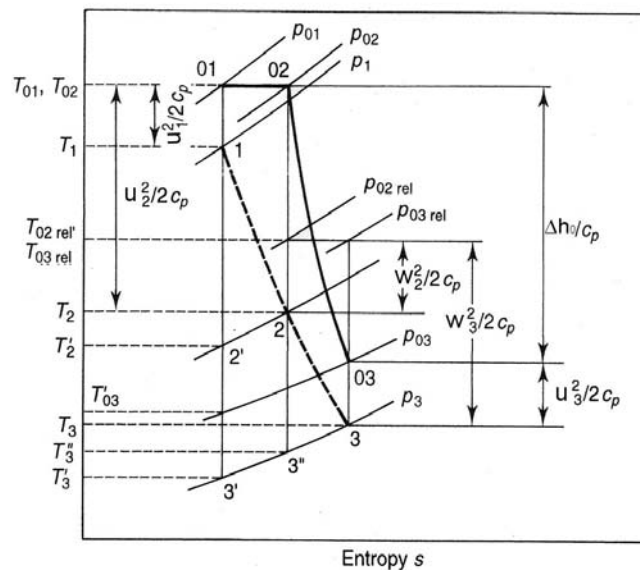
1st STAGE NOZZLE SEGMENT

1st STAGE TURBINE BALDE



1.4 Perdite

Le perdite nelle schiere di pale vengono prese in considerazione principalmente attraverso due parametri basati sostanzialmente sulla perdita di temperatura che può essere meglio evidenziata nella rappresentazione termodinamica qualitativa della figura seguente.



Nel grafico le linee intere collegano gli stati di ristagno e le linee tratteggiate collegano gli stati statici.

$T_{01} = T_{02}$ perché nell'ugello di turbina non si compie lavoro.

Il tratto intero orizzontale che congiunge **01-02** rappresenta la perdita di pressione di ristagno dovuta all'attrito negli ugelli di turbina.

Considerando l'espansione nello statore, il gas idealmente espanderebbe da T_{01} a T_2' , ma per gli attriti la temperatura finale è T_2 .

Il coefficiente di perdita per gli ugelli di turbina λ_N (*nozzle loss coefficient*) è definito come:

$$\lambda_N = \frac{T_2 - T_2'}{u_2^2 / 2C_p}$$

Nel rotore, l'espansione prosegue fino a p_3 e l'espansione isentropica nell'intero stadio risulterebbe in una temperatura finale $T_{3'}$, mentre nel solo rotore nella temperatura $T_{3''}$ che, per effetto degli attriti, diviene T_3 .

Il coefficiente di perdita nel rotore λ_R (*rotor loss coefficient*) è dato da:

$$\lambda_R = \frac{T_3 - T_{3''}}{w_3^2 / 2C_p}$$

Si noti che questo coefficiente è definito riferendosi alla velocità relativa di uscita dal rotore, nel quale si ha $T_{03rel} = T_{02rel}$.

Valori tipici di λ_N per ugelli di turbina convergenti e rapporti di pressione (p_{01}/p_2) inferiori al rapporto critico, sono attorno a **0.05**, mentre valori tipici di λ_R sono attorno a **0.09**.