

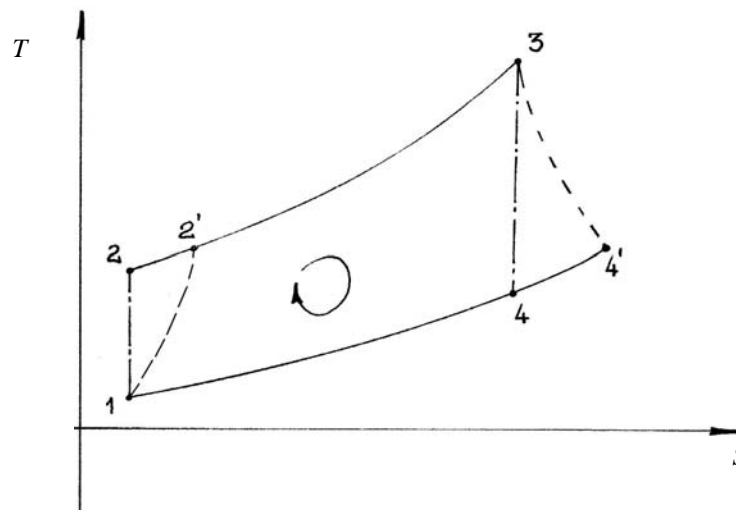
## La refrigerazione palare dei turbogruppi a gas

Viene di seguito presentato al lettore una panoramica sulle problematiche relative alla refrigerazione palare dei turbogruppi a gas, argomento di grande attualità data l'applicazione che se ne fa sia nella generazione di potenza che nella trazione aerea e navale.

E' da ricordare che il ciclo termodinamico descritto dal fluido motore nelle turbine a gas è quello di Brayton, rappresentato in figura 1 sul piano T,S (temperatura, entropia). Il rendimento termodinamico del ciclo in prima approssimazione si può calcolare ricorrendo alla espressione di Carnot:

$$\eta_{ciclo} \cong \eta_{carnot} = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} = 1 - \frac{T_3}{T_1}$$

(1)



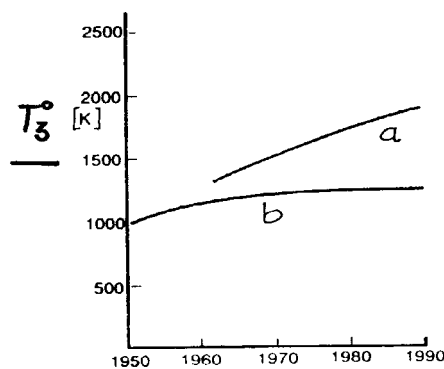
**Fig.1:** Rappresentazione del Ciclo di Brayton con andamenti reali (1-2' e 3-4') dei processi di compressione ed espansione

L'esigenza di ottenere sempre più alti rendimenti termodinamici, comporta di pari passo la necessità di un aumento della temperatura massima del ciclo a parità di ogni altra condizione; questa operazione è possibile fino a quando non viene superato il limite metallurgico del materiale. Nascono quindi, almeno per le palette dei primi stadi della turbina a gas una serie di problemi legati al funzionamento ad elevate temperature che possiamo suddividere in due grandi aree :

- **Problemi di natura termica e meccanica** di questi fanno parte i fenomeni di plasticizzazione del materiale, quelli di scorrimento a caldo e di fatica termica del materiale
- **Problemi di natura corrosiva** dovuti soprattutto alle rigide condizioni termiche a cui si trovano ad operare le schiere palari nonché alle condizioni chimico fisiche dell'ambiente spesso soggetto a forte presenza solfuri e nitrati dovuti ai processi di combustione del combustibile.

Questo panorama ha indotto, da più di un quarantennio, i costruttori di turbine a gas e i ricercatori del settore a studiare possibili sistemi che consentissero il raggiungimento di elevate prestazioni a fronte della conservazione delle caratteristiche strutturali del materiale delle palette.

Nasce così la **refrigerazione palare dei turbogruppi a gas** . In un quarantennio di applicazione sono stati fatti grandi sviluppi ed ormai ogni macchina prevede l'adozione di in sistema di refrigerazione sia del combustore che delle palette rotoriche. A riprova di ciò l'andamento nel tempo degli incrementi della temperatura massima del ciclo sono rappresentati nelle curve di figura 1



**Fig. 1:** Incremento della temperatura massima del ciclo:  
Soluzione refrigerata (a) e non refrigerata (b)

Come si nota nel caso di soluzioni non refrigerate (**curva b**) dal 1950 ad oggi la  $T_3$  del ciclo ha subito un aumento di circa 250°K a fronte dei circa 700°K della soluzione refrigerata (**curva a**).

Oggi le temperature più elevate che si possono raggiungere con l'ausilio dei sistemi di refrigerazione sono di quasi 2000 °K nei motori più spinti per propulsione aerea, e di circa 1550 °K sulle applicazioni " heavy-duty " (industriali) e l'attuale tendenza è quella di proseguire con l'innalzamento della temperatura massima  $T_3$  e con una riduzione del divario fra turbine aeronautiche e turbine per applicazioni industriali. La prospettiva di breve termine è di raggiungere rendimenti in ciclo semplice superiori al 40 %, contro gli attuali valori che mediamente oscillano tra il 36%-39%. Tutto ciò in applicazioni di cicli combinati gas-vapore si rifletterà in aumenti superiori al 60 %.

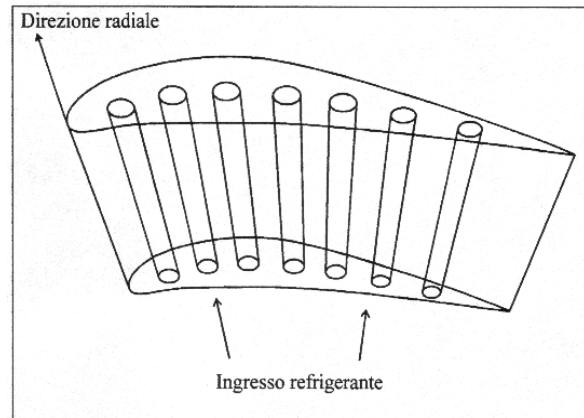
Poniamo ora l'attenzione su alcune metodologie di refrigerazione. Riguardo alle caratteristiche tecnico impiantistiche bisogna anzitutto distinguere tra sistemi che prevedono la miscelazione del refrigerante esausto con la corrente principale e quelli che non la prevedono: si parla così di sistemi interni, nel primo caso e di esterni, nel secondo caso.

Di seguito vengono brevemente illustrate le principali metodologie di refrigerazione palare:

- Convezione interna ed urto (impingement)
- Film cooling
- Traspirazione

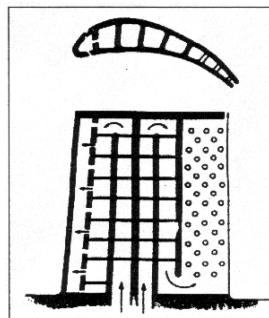
### ***(1) Convezione interna ed urto (impingement)***

A tale metodologia si riducono tutti quei sistemi senza miscelazione, o quelli in cui questa si realizza in prossimità del bordo d'uscita della pala. Le prime applicazioni di tale sistema prevedevano l'utilizzo di canali radiali praticati all'interno della pala con lo scopo di aumentare sia l'efficienza refrigerativa, legata agli aumenti di turbolenza, che la superficie di scambio. Tuttavia tale soluzione costruttiva del circuito di raffreddamento della pala mostra una limitata efficienza refrigerativa a fronte di elevate portate di refrigerazione. Soluzioni di questo tipo sono ancora utilizzate in turbogruppi a gas come ad esempio LM 2500 plus di costruzione General Electric.



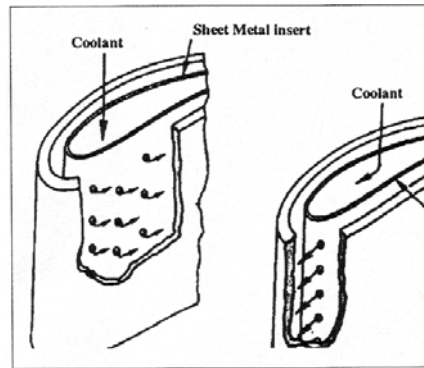
**Figura 2:** *Schema relativo alla refrigerazione mediante canali radiali*

Negli ultimi anni sono state introdotte (vedasi figure 3 e 4) innovazioni come l'uso di promotori di turbolenza (impingement) sistemi a convezione e misti che prevedono degli (pin fin) i quali hanno migliorato la precedente scarsa efficacia di questa tecnica refrigerativa a canali radiali. In figura 3 è rappresentata la sezione di una moderna pala raffreddata per convezione



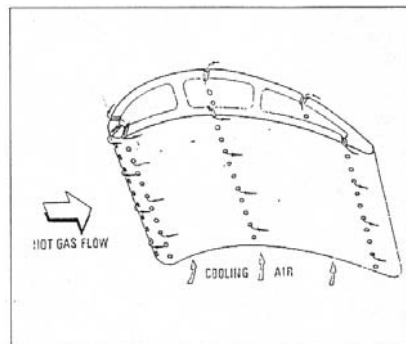
**Figura 3:** *Sistemi misti di refrigerazione : serpentine e pin fins*

Nelle realizzazioni più classiche il refrigerante viene convogliato attraverso la camicia e scaricato al bordo d'uscita della pala ("trailing edge"); nelle più recenti applicazioni invece, il refrigerante è scaricato anche al bordo d'ingresso della pala ("leading edge") dove, creando una sorta di film all'interno della camicia della pala, riesce ad incrementare ulteriormente l'effetto della semplice refrigerazione convettiva come visibile in figura 4



**Figura 4:** Refrigerazione mediante impingement.

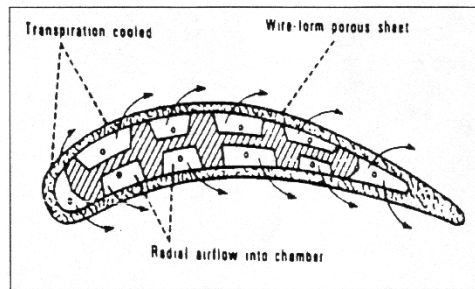
(2) **Film Cooling** : alla convezione interna si associa la formazione sulla superficie esterna della pala, di un film, completo o parziale, ottenuto con la fuoriuscita del refrigerante attraverso un numero finito di fori o fessure distribuiti sulla pala. Attualmente è il sistema più efficiente in virtù del fatto che in esso si associano sia una elevata efficienza refrigerativa che una drastica riduzione della portata della portata di refrigerazione (30% in meno rispetto alle precedenti soluzioni refrigerative). La complessità di questo sistema consta nella soluzione del cosiddetto problema della “*tre temperature*” in quanto lo scambio termico si realizza fra la pala, il refrigerante e i gas caldi. In figura 5 è rappresentata una pala raffreddata per film cooling



**Fig.5:** Esempio di palettatura refrigerata per film cooling

(3) **Traspirazione**: Si realizza con una superficie palare permeabile che permette contemporaneamente diffusione e miscelazione uniformi del refrigerante. E' ben lontana dall'essere realizzata in maniera affidabile ed economica perché è molto complesso realizzare un materiale che associ caratteristiche meccaniche elevate ai requisiti di permeabilità. Tuttavia riveste dal punto di vista teorico grande interesse, perché in teoria potrebbe, se

opportunamente sviluppata, rappresentare il sistema refrigerativo più efficiente. La sezione di una pala refrigerata per traspirazione è rappresentata in figura 6:



**Fig. 6:** *Palettatura refrigerata per traspirazione*

Attualmente il refrigerante maggiormente utilizzato è senza dubbio l'aria sia nelle applicazioni industriali che in quelle aeronautiche; in sostituzione è stato proposto l'utilizzo di diversi fluidi fra i quali spiccano l'acqua ed il vapore per la loro elevata capacità refrigerativa e rilevanza ai fini dell'impiego terrestre ed in particolare negli impianti combinati. La refrigerazione con aria prevede comunque la miscelazione del refrigerante con la corrente principale e si realizza prelevando aria dall'uscita del compressore ed inviandola, mediante un circuito indipendente sia all'interno del combustore che all'interno del disco rotorico del primo stadio di macchina, che costituisce l'elemento maggiormente interessato agli stress termici. Commercialmente è molto diffusa sia la soluzione con convezione interna che con film d'aria, mentre la traspirazione rappresenta il limite superiore a cui la ricerca attuale tende. Una valutazione comparativa tra le diverse tecniche di refrigerazione si può avere confrontando la refrigerazione con aria e quella con liquido. La prima è certamente la più semplice disponendo all'interno del circuito principale il refrigerante, ed è la più affidabile essendo la più datata, ma d'altro canto ha indubbi limiti di efficacia. La refrigerazione mediante liquido offre sicuramente delle prestazioni superiori a quelli in aria, ma le complicanze impiantistiche ne hanno sempre condizionato l'impiego e rendono possibile la sua installazione solo negli impianti terrestri. L'uso del vapore si pone in posizione intermedia fra i due, in quanto offre prestazioni superiori all'aria senza le complicazioni impiantistiche del liquido, ma necessita ancora di ulteriori ricerche sia sperimentali che teoriche. Da non trascurare, sempre nel breve periodo, l'introduzione più decisa della pre-refrigerazione dell'aria refrigerante mediante acqua, che offre una semplice ma efficace combinazione dell'uso dei due refrigeranti.

Il continuo incremento della temperatura massima del ciclo termodinamico, utilizzato dai turbogruppi a gas, motivato dall'inesausta ricerca del profilo prestazionale ottimo (alti

rendimenti e bassi consumi), è stato reso possibile, come fin qui visto, soltanto grazie all'introduzione delle tecniche di refrigerazione. Se da una parte l'utilizzo di sistemi di refrigerazione comportano il raggiungimento di prestazioni di interesse ( $\eta=40\%$  con una  $T_{\text{fire}}=1500\text{ K}$ ) dall'altro tendono inevitabilmente a modificare il rendimento di stadio della macchina.

Vale la pena di ricordare che per stadio di un turbogruppo a gas, e più in generale di una turbomacchina, intendiamo il mutuo accoppiamento di un elemento di schiera rotorica con un elemento di schiera statica separati da un meato d'aria  $\delta$  che consente alla rotazione della parte rotorica rispetto a quella statica (fig 7).

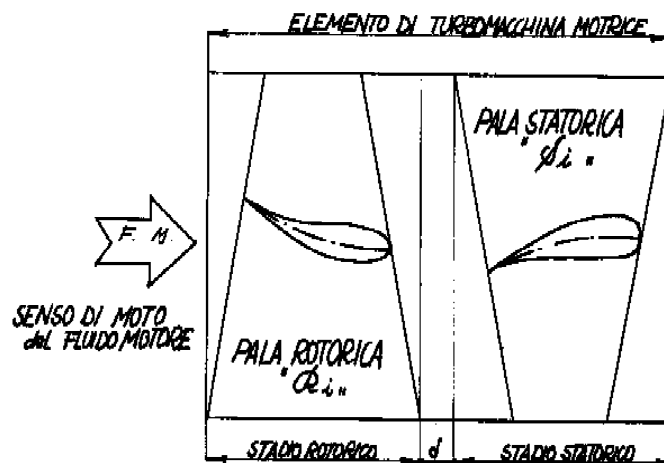


Fig. 7: Rappresentazione schematica di uno stadio di turbina a gas (o di Turbomacchina)

Sorvolando nella trattazione analitica delle correlazioni che consentono la definizione del rendimento di uno stadio refrigerato, che esulano dagli intenti di questo breve articolo, è bene comunque dare una semplice relazione che consente di calcolare il rendimento di uno stadio refrigerato a partire dalla conoscenza delle entalpie totali, (somma delle entalpie cinetiche e di quelle di ristagno) di inizio e fine espansione (3 - 4')

$$\eta_{\text{refr}} = \frac{1}{1 + \frac{k_1 + k_2}{h_{t3} - h_{t4'}}} \quad (2)$$

dove i coefficienti  $k_1$  e  $k_2$  si possono valutare mediante le seguenti relazioni:

$$k_2 = Q_R + \frac{1}{2} \cdot w_{4'}^2 \cdot \sigma_R \quad (2.1)$$

$$k_1 = Q_S + \frac{1}{2} \cdot c_3^2 \cdot \sigma_S \cdot \frac{T_{4'}}{T_3} \quad (2.2)$$

nelle relazioni precedenti i simboli che compaiono rappresentano:

- $Q_S$  e  $Q_R$  sono i calori associati allo statore ed al rotore del turbogruppo;
- $c_3$  e  $w_{4'}$  sono rispettivamente le componenti di velocità assoluta e relativa assunte dal fluido all'ingresso e all'uscita dello stadio di macchina;
- $T_3$  e  $T_{4'}$  temperature di inizio e fine espansione;
- $\sigma_S$  e  $\sigma_R$  sono i coefficienti di perdita del flusso refrigerato riferiti allo statore ed al rotore della macchina.

A questo punto risulta possibile eseguire un confronto fra il rendimento di due stadi di macchina, uno refrigerato ed uno non refrigerato.

Considerando costanti i coefficienti di perdita  $\sigma$  di statore e rotore si può scrivere:

$$\frac{1}{\eta_{refr}} - \frac{1}{\eta} \cong \frac{Q_S + Q_R}{L} \quad (3)$$

con semplici passaggi si perviene alla seguente relazione:

$$\eta_{refr} \cong \frac{\eta \cdot L}{L + \eta \cdot (Q_S + Q_R)} \quad (4)$$

Dalla (4) si evince che il rendimento di uno stadio refrigerato è direttamente proporzionale al prodotto del rendimento dello stadio non refrigerato per il lavoro prodotto dal fluido motore durante la fase di espansione, ed inversamente proporzionale alla somma del lavoro e del calore totale estratto dallo stadio, a meno del rendimento dello stadio non refrigerato.

Descritti i legami che intercorrono tra i rendimenti di stadio andiamo ora a calcolare, mediante una semplice correlazione, la temperatura di esercizio della parete della pala durante il suo funzionamento ( $T_{adr}$ ). Tale temperatura è quella che consente il funzionamento della pala in condizioni superiori a quelle del limite metallurgico del materiale, ed è mediante questo dato che verrà calcolata l'efficienza dello scambio termico ( $\epsilon_{req}$ ) e quindi, l'esatto valore della



portata di refrigerante che dovrà circolare nel circuito di refrigerazione per rendere lo scambio termico efficiente.

Il modello analitico che sommariamente qui si riporta è quello proposto da Ainley, nel caso specifico di una pala raffreddata per convezione interna con canali circolari disposti radialmente. Non è difficile immaginare che lo scambio termico in una pala refrigerata è facilitato in presenza di un flusso di refrigerante che si trovi in condizioni di elevata turbolenza, ovvero da una corrente di fluido avente un numero di Reynolds relativo ( $Re_{rel}$ ) maggiore di 4000. E' ad esempio per tale motivo che lo stato attuale della tecnica costruttiva delle pale dei turbogruppi a gas, prevede nella quasi totalità dei casi, per le pale del 1° stadio rotorico l'utilizzo di promotori di turbolenza (ribbs) posti nelle cavità interne del naso della pala, parte che è soggetta maggiormente a shock termici, essendo la prima che incontra il fluido ad elevata tonalità termica.

Nel nostro caso il numero di  $Re_{rel}$  è calcolato con riferimento ai parametri di ingresso della pala mediante la seguente relazione:

$$Re_{rel} = 300 \cdot \frac{\theta_{rel} \cdot w \cdot C}{\mu_{rel}} \quad (5)$$

dove :

- $\theta_{rel}$  è la densità del gas valutata alla temperatura di ingresso del gas nella pala;

- $T_{rel}$  è la temperatura di ingresso del gas nella pala;

- $\mu_{rel}$  è la viscosità del gas valutata alla temperatura relativa del gas;

- $w$  e  $C$  rappresentano la velocità relativa della corrente di gas e la corda del profilo palare considerato.

Il calcolo della temperatura relativa si effettua mediante il precalcolo della temperatura statica nel punto 3 di inizio espansione. Queste vengono valutate in base ai valori assunti dai parametri cinematici ( $c$  e  $w$ ) nei punti di interesse. Tali temperature sono date dalle relazioni (6) e (7) che di seguito riportiamo:

$$T_{st3} = T_4 - \frac{c^2}{2 \cdot g \cdot A \cdot c_p} \quad (6)$$

$$T_{rel3} = T_{st3} + \frac{w^2}{2 \cdot g \cdot A \cdot c_p} \quad (7)$$

ai simboli riportati si associano i seguenti significati:

- $c$  e  $w$  rappresentano le componenti cinematiche di velocità assoluta e relativa;

- $A$  è l'equivalente meccanico del calore;

- $c_p$  è il calore specifico a pressione costante relativo al gas;

A questo punto si può calcolare la  $T_{adr}$  che sarà funzione delle due temperature precedentemente valutate:

$$T_{adr} = T_{st3} + 0.85 \cdot (T_{rel3} - T_{st3}) \quad (9)$$

Nota la  $T_{adr}$  si può formulare la relazione di Ainley per il calcolo della efficienza richiesta, che pertanto risulterà essere:

$$\mathcal{E}_{req} = \frac{T_{adr} - T_w}{T_{adr} - T_c} = \left[ \frac{X}{1 + X} \right]^{-Z} \quad (10)$$

dove:

- $T_w$  è la temperatura della parete della pala investita dal flusso di gas caldo;

- $T_c$  è la temperatura a cui si trova il refrigerante;

- $X$  e  $Z$  sono funzioni che di volta in volta si possono calcolare mediante complesse relazioni, (che ci sentiamo di omettere per non appesantire ulteriormente la trattazione analitica, qui indispensabile) le quali dipendono :

- dalla natura fisica del flusso di refrigerazione;
- dagli angoli costruttivi della pala;
- dal campo termico che si genera nella zona subito circostante al profilo palare;
- dalle caratteristiche geometriche dei canali di raffreddamento della pala.

Come precedentemente osservato l'espansore dei turbogruppi a gas può essere considerato l'elemento più peculiare e più critico di tali macchine, in relazione alle temperature estreme a cui è sottoposto. E' noto che la temperatura massima del ciclo ( $T_3$ ) ha un'influenza pesante sia sul rendimento termodinamico del ciclo che sul lavoro specifico, tanto da giustificare il suo innalzamento a fronte anche degli enormi sforzi nel campo della ricerca e sviluppo.

Ferma restando l'ipotesi che la pala in analisi è caratterizzata da *Raffreddamento Convettivo*, si darà ora una semplice espressione della portata di refrigerante occorrente al raffreddamento di una pala, considerando il modello di *Pala Scambiatore*, in cui la sezione della pala sia assimilabile a quella di uno scambiatore a superficie. In tal caso si utilizzeranno le equazioni della trasmissione del calore

In generale un sistema di raffreddamento della palettatura di uno stadio di macchina, deve consentire alla pala di mantenere la temperatura al disotto di quella massima ammissibile dal materiale ( $T_{bmx}$ ), durante le condizioni di sforzo che si verificano in esercizio.

La parete della pala è lambita da due correnti fluide a temperature differenti: da una parte c'è la corrente di gas a temperatura  $T_g$  e dall'altra troviamo la temperatura esterna della pala  $T_{adr}$ . Si instaura quindi un flusso termico convettivo attraverso la pala di valore pari a:

$$\varphi = H_g \cdot (T_g - T_{adr}) \quad (11)$$

dove  $H_g$  è il coefficiente di scambio termico convettivo.

Lo schema a cui possiamo ricondurci per il calcolo del flusso termico totale è quello per il quale la pala raffreddata per convezione, può essere vista come una sezione di uno scambiatore di calore; il flusso termico che si genera deve vincere tre resistenze in serie offerte da:

- convezione gas parete;
- conduzione all'interno della parete;
- convezione parete refrigerante.

Con riferimento alla figura 8, si può scrivere l'espressione del flusso termico elementare interessante la pala:

$$\varphi = H_g \cdot (T_g - T_{adr}) = \frac{\lambda}{t} \cdot (T_{adr} - T_w) = H_c \cdot (T_w - T_c) \quad (12)$$

Considerando la potenza termica richiesta per raffreddare la superficie della pala  $\Omega_b$ , si avrà

$$\Phi = \int_{\Omega_b} \varphi \cdot d\Omega_b = G_c \cdot c_{pc} \cdot (Tc_{out} - Tc_{in})$$

(13)

**Fig.8:** *Distribuzione schematica della temperatura  
in una sezione di pala raffreddata per convezione*

L'applicazione della (12) e (13) permette di risolvere il problema della determinazione della portata di refrigerante, tale da avere in ogni punto della pala una temperatura  $T_b$  minore rispetto a quella massima ammissibile dal materiale. Il calcolo di tale portata non è semplice, perché implica la conoscenza approfondita dei coefficienti di scambio termico  $H_g$  e  $H_r$ , nonché della esatta geometria del canale di raffreddamento.

Tuttavia per soluzioni semplificate, può essere utile introdurre l'efficacia richiesta dal raffreddamento, precedentemente definita nella (10) che riportiamo nuovamente per completezza:

$$\varepsilon_{req} = \frac{T_{adr} - T_w}{T_{adr} - T_c} \quad (10)$$

Il fatto che  $T_w < T_{adr}$  per la conduzione nella parete della pala, non è un fatto del tutto trascurabile in quanto implica dei  $\Delta T$  di 100°C-150°C che non possono essere trascurati nel momento dei bilanci termici del sistema.

Ora, per procedere nel calcolo assumiamo le seguenti ipotesi semplificative:

- 1) Lungo la superficie della pala  $\Omega_b$  la variazione di  $T_g$  e  $T_{adr}$  sia piccola rispetto al  $\Delta T$  in gioco;
- 2) Imponiamo che la  $T_{adr} = T_{bmx}$ ;
- 3) La sezione su cui si esegue il calcolo sia ragionevolmente piccola;
- 4) Si consideri l'espansione refrigerata suddivisa in un numero discreto di sezioni di calcolo;

Alla luce di queste ipotesi, possiamo calcolare la portata di raffreddamento mediante la (14):

$$G_c = \left( \frac{\Phi}{c_{pc} \cdot \varepsilon_{req}} \cdot \frac{1}{(T_{bmx} - T_{c_{in}})} \right) - \left( \frac{\lambda}{t} \right) \cdot \Omega_b \quad (14)$$

Riguardo i termini che compaiono nella (14) nella tabella seguente si riportano i valori più frequentemente riscontrati nella pratica delle turbine a gas:

<i>Coefficiente</i>	<i>Valore</i>	<i>Unità di misura</i>
<i>Coeff. Scambio <math>H_g</math></i>	2 – 5	KW/m <sup>2</sup> K
<i>Cond. Termica <math>\lambda</math></i>	15 – 20	W/mK
<i>Spessore Pala <math>t</math></i>	2.5 - 3	mm
<i>T. mas.Mat. <math>T_{bmx}</math></i>	1023 - 1103	K
<i>Eff. Rich. <math>\varepsilon_{req}</math></i>	0.7 – 0.8	adimensionale

Come si può immaginare i flussi termici scambiati durante il funzionamento sono ingenti, si aggirano infatti attorno al MW / m<sup>2</sup>. Appare quindi evidente come la portata in una moderna turbina a gas possa costituire una frazione molto importante del flusso principale della macchina (20-25%). In quest'ottica occorrerà:

- 1) limitare le superfici da raffreddare : per far ciò occorre dividere il salto entalpico di espansione sul minore numero possibile di stadi, ovvero realizzare palettature con carico aerodinamico, ovvero aventi una grande portanza  $\zeta$ ;
- 2) aumentare il valore di  $\varepsilon_{req}$ , mediante condotti di raffreddamento sofisticati dal punto di vista della capacità di scambio termico.
- 3) ridurre lo spessore delle compatibilmente con la resistenza meccanica e con i problemi costruttivi.

Concludendo una giusta valutazione dei parametri che interessano l'applicazione di sistemi refrigerativi quali ad esempio l'efficienza richiesta e la temperatura adiabatica, nonché la possibilità di valutare l'esatto valore della portata di refrigerazione  $G_c$  consentono al costruttore di progettare un sistema di refrigerazione capace di produrre ottimi risultati sul profilo prestazionale a fronte di un abbattimento delle inevitabili perdite presenti che solitamente implicano rendimenti volumetrici molto elevati.

Ciò comporta inoltre la possibilità di limitare interventi manutentivi sulle parti calde preservando la funzionalità termomeccanica dello stadio refrigerato di macchina.