

LA REGOLAZIONE DELLA POTENZA DELLE TURBINE A GAS

1. GENERALITÀ

Si ricorda che la regolazione di una macchina motrice rappresenta l'adeguamento della potenze erogata a quella richiesta dal sistema utilizzatore. Pertanto, rientrando la turbina a gas nella categoria degli impianti motori termici e considerando un apporto di energia primaria associato alla portata combustibile, la TG risponde innanzitutto all'espressione generale della potenza:

Potenza di un impianto motore termico:

$$P = \dot{m}_f H_i \eta_g \quad (1)$$

In cui \dot{m}_f è la portata massica di combustibile, H_i il suo potere calorifico e η_g il rendimento globale di conversione dell'energia del combustibile in energia meccanica.

Dalla precedente relazione, è evidente come il passaggio dal regime di potenza nominale della macchina, P^* , a quello generico con un valore P della potenza (è usualmente $P < P^*$) comporti una riduzione della portata di combustibile. Tale riduzione sarà però proporzionale a quella di potenza erogata solo se il rendimento globale non subisce variazioni. Ricordando che il rendimento globale dell'impianto motore termico è dato da:

$$\eta_g = \eta_b \eta_r \eta_m \quad (2)$$

La costanza del rendimento globale implicherebbe quindi quella dei rendimenti di combustione, del ciclo reale e meccanico.

Ciascuna macchina termica è poi caratterizzata da espressioni specifiche della potenza, in relazione alla tipologia di ciclo termodinamico e alle modalità di ammissione del fluido motore. In particolare, per la turbina a gas a combustione interna è usuale riferirsi alla portata di aria, quale iniziale fluido motore che provvederà, dopo la fase di compressione, all'ossidazione del combustibile con la conseguente trasformazione delle specie evolventi in quelle tipiche dei gas combustibili. Va quindi considerata l'espressione generale della potenza della turbina a gas

Potenza della Turbina a Gas:

$$P = \dot{m}_a L_u \eta_m \quad (3)$$

In cui \dot{m}_a è la portata massica di aria, L_u il lavoro utile del ciclo reale per unità di massa di aria, e η_m il rendimento meccanico, attraverso il quale la potenza meccanica disponibile al primo organo in moto è convertita in potenza utile all'asse della macchina. In base a tale relazione, una variazione della potenza della turbina a gas è sempre realizzata attraverso variazioni della portata di aria e del lavoro utile specifico. Quest'ultima variazione è evidentemente legata a un'alterazione del ciclo termodinamico rispetto a quello nelle condizioni nominali. Infatti, confrontando le due ultime relazioni della potenza riportate, si ottiene:

$$P = \dot{m}_f H_i \eta_g = \dot{m}_a L_u \eta_m \Rightarrow f H_i \eta_b \eta_r = L_u \quad (4)$$

Il lavoro utile del ciclo termodinamico è quindi direttamente legato al rendimento dello stesso ciclo e, inoltre, al rendimento del processo di combustione e al rapporto combustibile/aria:

$$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (5)$$

Realizzare una regolazione in cui il lavoro utile del ciclo rimane invariato rappresenta quindi una condizione necessaria affinché tale processo avvenga con rendimento globale costante.

Riassumendo, è possibile quindi individuare due condizioni estreme per la regolazione della turbina a gas:

1) Regolazione a lavoro utile costante ($L_u = L_u^*$)

In questo caso, la regolazione non comporta variazioni del ciclo termodinamico e, come visto, nemmeno del rendimento di combustione e del rapporto combustibile/aria. Pertanto, in base alle relazioni (1) e (3) e nell'ipotesi che anche il rendimento meccanico rimanga invariato, una generica condizione con potenza erogata P , rispetto a quella nominale con P^* , sarà caratterizzata da:

$$L_u = L_u^* \Rightarrow \eta_g = \eta_g^* \Rightarrow \frac{P}{P^*} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_f^*} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_a^*} \quad (6)$$

Come più volte ricordato, tale condizione comporta quindi l'invarianza del ciclo termodinamico e anche delle condizioni operative della camera di combustione, rimanendo inalterata la dosatura globale combustibile/aria. Questo tipo di regolazione, se realizzabile, sarebbe quindi il più favorevole in quanto permetterebbe di mantenere il consumo specifico dell'impianto sempre al minimo livello.

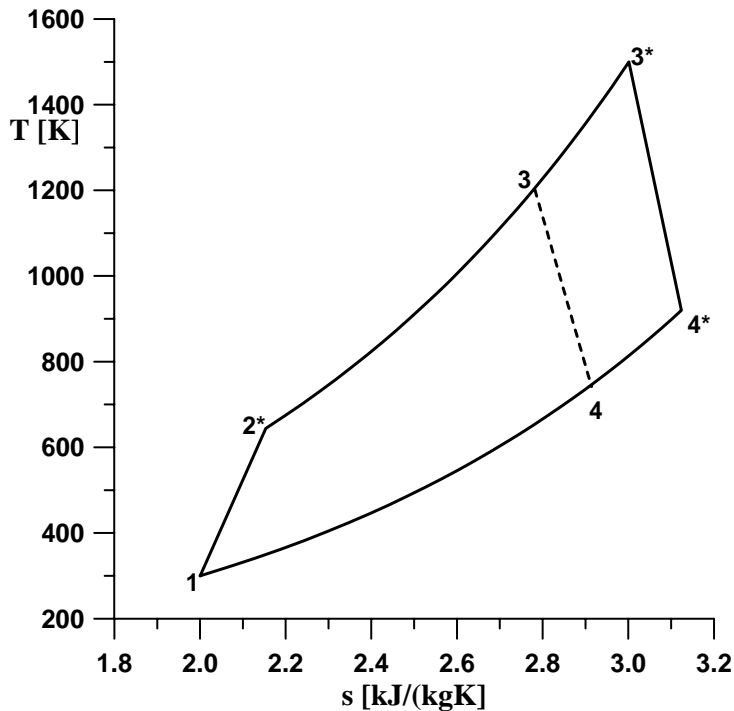
2) Regolazione a portata d'aria costante ($\dot{m}_a = \dot{m}_a^*$)

In questo caso, la regolazione della potenza, in base alla (3), avviene interamente attraverso una variazione del lavoro utile in turbina. Ricordando poi che una riduzione della potenza richiede una diminuzione della portata di combustibile, è evidente che il rapporto f combustibile/aria si riduce al diminuire della potenza. Pertanto, nell'ipotesi in cui il rapporto di compressione del ciclo non cambi, il ciclo originario corrispondente alle condizioni nominali (1-2*-3*-4*-1) si trasforma in quello (1-2*-3-4-1) in figura. In particolare, la riduzione della temperatura massima del ciclo, T_3 , può essere spiegata con la diminuzione del rapporto combustibile aria. Si ricorda, infatti, che dal bilancio semplificato della camera di combustione:

$$\dot{m}_f H_i \cong (\dot{m}_a + \dot{m}_f) \bar{c}_p (T_3 - T_2) \quad (7)$$

Si ottiene:

$$(T_3 - T_2) \cong \frac{f H_i}{(1 + f) \bar{c}_p} \quad (8)$$



Ne consegue, quindi, che:

- Il lavoro utile del ciclo è diminuito a causa della riduzione del lavoro di espansione a pari lavoro di compressione
- Il rendimento del nuovo ciclo reale è diminuito in quanto, a parità di rapporto di compressione con il ciclo originario, si ha un ridotto rapporto di temperature estreme T_3/T_1 .
- Il processo di combustione risulta alterato, in quanto è variato il rapporto di equivalenza. E' quindi da attendersi anche un peggioramento del rendimento di combustione.
- La temperatura di fine espansione, T_4 , è diminuita. Ciò rappresenta una penalizzazione per tutti i processi di recupero di calore a valle della turbina (ad es. : rigenerazione interna, trasferimento di calore in caldaie a recupero, etc.)

E' quindi evidente che questa situazione estrema rappresenta, rispetto alla (1) discussa in precedenza, la meno favorevole.

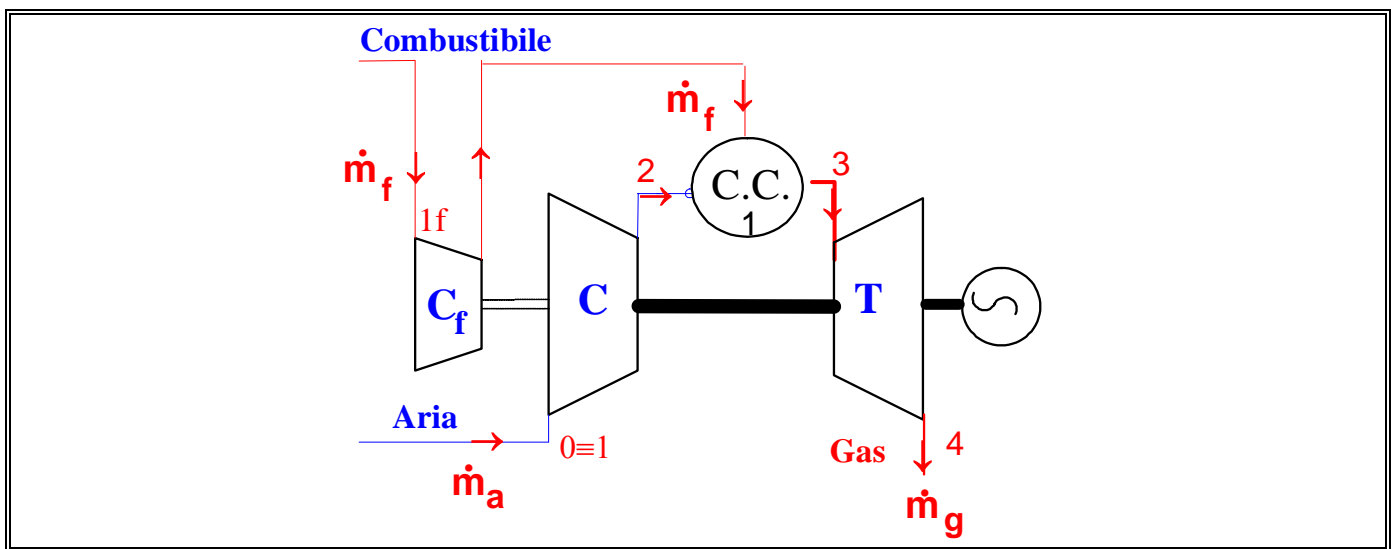
Una volta individuate le condizioni estreme teoriche per la regolazione della turbina a gas, va ricordato che una generica condizione di regolazione comporterà la contemporanea variazione della portata d'aria e del ciclo termodinamico. L'avvicinamento di tale condizione a quella più favorevole (1) o alla più penalizzante (2) dipende dalla costituzione della macchina e dalle caratteristiche operative dei suoi componenti. Nel seguito, si discutono separatamente il comportamento durante la regolazione delle turbina a gas a singolo albero e multi-albero.

2. REGOLAZIONE DELLA TG MONOALBERO

La configurazione a singolo albero della turbina a gas, tipica della maggior parte delle "heavy-duty", comprende sullo stesso asse di rotazione il compressore, la turbina e l'utilizzatore. Quest'ultimo può essere azionato a velocità variabile, nel caso sia una macchina operatrice (pompa o compressore) o un'elica per propulsione navale o aeronautica, o impone una velocità costante nel caso sia un alternatore. Questo generatore elettrico deve infatti adeguarsi alla frequenza di rete in base alla nota relazione:

$$N = \frac{60 f_{Hz}}{p} \quad (9)$$

In cui N è la velocità di rotazione [giro/min], f_{Hz} è la frequenza della corrente alternata [Hz] e p è il numero di coppie polari dell'alternatore. Con frequenze tipiche di 50 Hz (ad es. sulle reti europee) e 60 Hz (sulle reti nord-americane) la massima velocità di rotazione dell'alternatore è quindi di 3000 o 3600 giri/min, rispettivamente. La stessa velocità di rotazione compete alla turbina a gas, nel caso di macchine di grossa taglia ($P^* \gg 100$ MW), mentre turbine a gas di potenza nominale più bassa usualmente hanno velocità di rotazione più elevate e il loro collegamento all'alternatore è realizzato attraverso riduttori di velocità. In ogni caso, la turbina a gas che aziona un alternatore può essere regolata solo a velocità di rotazione costante. Turbine a gas accoppiate a generici utilizzatori (quali quelli elencati in precedenza) possono invece essere regolate a velocità variabile.



Schema operativo di turbina a gas monoalbero

Nel seguito si discuterà in particolare la regolazione delle turbine a gas a velocità costante. Va innanzitutto specificata l'espressione della potenza, che rappresenta un caso particolare della relazione (3):

Potenza della Turbina a Gas monoalbero:

$$P = (\dot{m}_g L_T - \dot{m}_a L_C) \eta_m = \dot{m}_a [(1 + f) L_T - L_C] \eta_m \quad (10)$$

È quindi evidente che risulta:

$$L_u = [(1 + f) L_T - L_C] \quad (11)$$

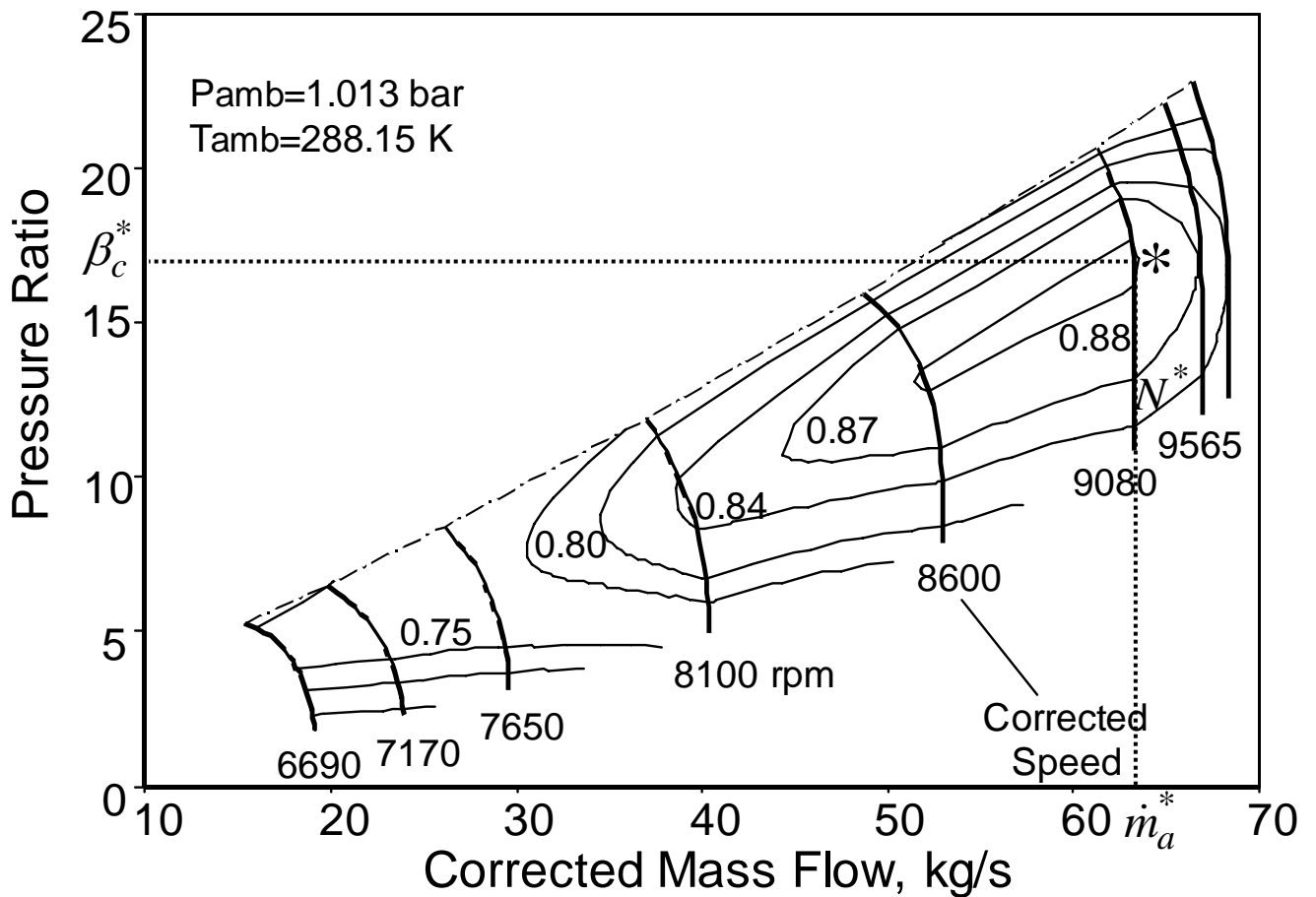
In cui i lavori specifici di compressione e di espansione sono dati dalle note relazioni:

Lavori nella Turbina a Gas monoalbero:

$$L_C = c_p T_1 \left(\beta_C^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_C} ; \quad L_T = c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_T^{(k-1)/k}} \right) \eta_T \quad (11)$$

Il problema generale della regolazione che pone l'alternativa tra variazione di portata massica di fluido motore o di lavoro specifico del ciclo termodinamico può essere quindi riformulato come segue:

- La condizione di lavoro utile costante con la regolazione è realizzata se rimangono invariati i lavori di compressione e di espansione e quindi: il rapporto di compressione del ciclo, la temperatura massima del ciclo T3 e i rendimenti politropici delle trasformazioni.
- Del resto, le variazioni di portata di aria e quindi del fluido motore sono legate alle effettive caratteristiche di funzionamento del compressore e della turbina.



In figura sono riportate le curve caratteristiche di un compressore assiale multistadio, largamente impiegato in turbine a gas aeronautiche o industriali. I suoi parametri operativi sono rappresentati in termini di portata massica e velocità di rotazione corrette:

$$\text{Portata massica Corretta: } \dot{m}_{corr} = \dot{m}_a \frac{\sqrt{T_1/T_{rif}}}{p_1/p_{rif}} \quad (12)$$

$$\text{Velocità di rotazione Corretta: } N_{corr} = \frac{N}{\sqrt{T_1/T_{rif}}}$$

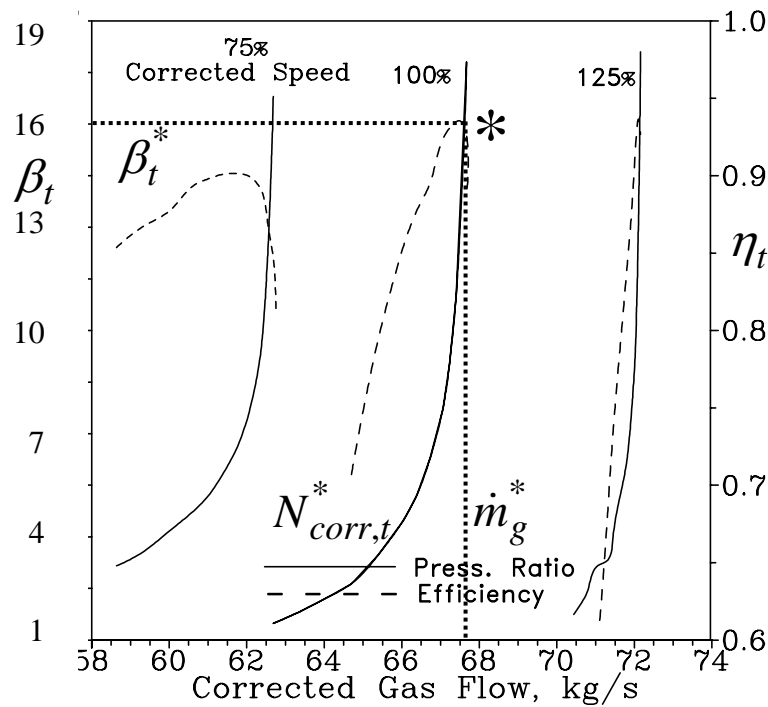
Le curve chiuse riportate nella stessa figura rappresentano i livelli di rendimento politropico, il cui valore è prossimo a quello massimo in corrispondenza del punto nominale di funzionamento (*). Ciascuna curva caratteristica è poi limitata dalle condizioni di stallo del compressore e da quelle di bloccaggio della portata. La rappresentazione in parametri corretti, ampiamente discussa in altri corsi, consente di generalizzare le “mappe” del compressore rispetto a possibili variazioni delle condizioni termodinamiche (P_1 , T_1) dell’aria in ingresso, usualmente legate a fattori climatici o alla latitudine o all’altitudine di funzionamento della macchina. A titolo di esempio, una variazione della temperatura di ingresso provoca un cambiamento, a parità di velocità di rotazione effettiva N , della velocità corretta e quindi della curva caratteristica su cui stimare le prestazioni del compressore. Analogamente, una variazione della pressione o della temperatura di ingresso altera il valore della portata massica corretta rispetto a quello della portata effettiva, \dot{m}_a . Nel seguito si considereranno solo casi di regolazione in cui le condizioni di ingresso sono uguali a quelle di riferimento ($p_1 = p_{rif}$; $T_1 = T_{rif}$), per cui i parametri di funzionamento effettivi coincidono con quelli corretti.

Nonostante il compressore presenti la possibilità di operare in un vasto campo di portate massiche di aria, il funzionamento a velocità costante della turbina a gas monoalbero impone l’utilizzo di una sola curva caratteristica, a velocità di rotazione N^* . Su tale curva, come si vede in figura, le possibilità di variazione della portata sono estremamente limitate e quindi, in prima approssimazione, le condizioni di regolazione si avvicinano a quelle a portata di aria costante che, come visto, sono quelle meno favorevoli dal punto di vista del rendimento del ciclo e di quello globale. Infatti, ogni riduzione della portata di combustibile provoca una diminuzione del rapporto combustibile/aria e quindi della temperatura T_3 di ingresso in turbina. Per individuare, quindi, le effettive condizioni di funzionamento della turbina a gas occorre valutare la risposta della turbina a variazioni della temperatura dei gas in ingresso.

Anche le curve caratteristiche della turbina sono rappresentate attraverso i parametri corretti, questa volta con le condizioni di ingresso in turbina (p_3 , T_3):

$$\text{Portata massica Corretta: } \dot{m}_{corr,t} = \dot{m}_g \frac{\sqrt{T_3/T_{rif,t}}}{p_3/p_{rif,t}} \quad (13)$$

$$\text{Velocità di rotazione Corretta: } N_{corr,t} = \frac{N}{\sqrt{T_3/T_{rif,t}}}$$



Le curve a linea continua rappresentano l'andamento del rapporto di espansione β_t in funzione della portata di gas corretta, mentre quelle tratteggiate si riferiscono al rendimento adiabatico della turbina, anche in questo caso massimo in prossimità del punto nominale (*).

Come visto, in precedenza, una diminuzione della potenza richiede la riduzione della portata di combustibili e quindi, a causa dell'andamento delle curve del compressore, del rapporto combustibile/aria. La conseguente diminuzione della temperatura T_3 comporta che la curva caratteristica della turbina, a parità di rotazione effettiva, vada riferita a una velocità corretta più elevata. Risulta infatti:

$$T_3 < T_3^* \Rightarrow N_{corr,t} = \frac{N^*}{\sqrt{T_3/T_{rif,t}}} > N_{corr,t}^* = \frac{N^*}{\sqrt{T_3^*/T_{rif,t}}} \quad (14)$$

Per quanto riguarda la portata corretta di gas, si avrebbe invece, a parità di pressione p_3^* :

$$T_3 < T_3^* \Rightarrow \dot{m}_{corr,t} = \dot{m}_g \frac{\sqrt{T_3/T_{rif,t}}}{p_3/p_{rif,t}} < \dot{m}_{corr,t}^* = \dot{m}_g \frac{\sqrt{T_3^*/T_{rif,t}}}{p_3^*/p_{rif,t}} \quad (15)$$

Si osservi che nella precedente relazione si è fatto riferimento alla stessa portata di gas, stante l'ipotesi di costanza della portata di aria ed essendo $\dot{m}_g = \dot{m}_a(1+f)$, con $f = 0.02 - 0.03$ nel caso di impiego di combustibili ad alto potere calorifico, quali il gas naturale o olio combustibile leggero.

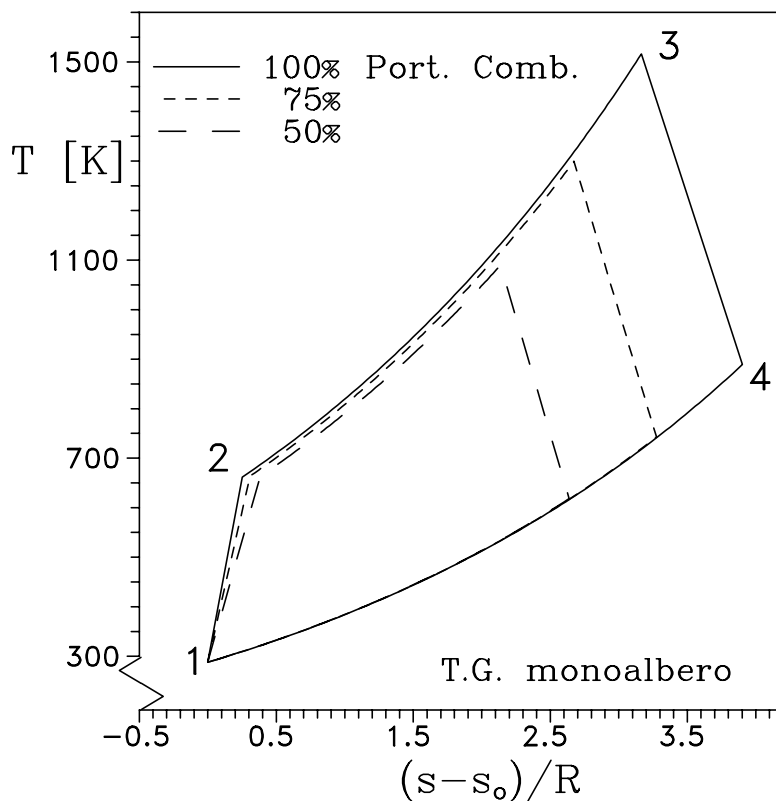
Pertanto, la turbina a seguito dell'aumento di velocità corretta e diminuzione di portata corretta non troverebbe un punto di funzionamento possibile sul piano delle sue curve caratteristiche. Punti di funzionamento possibili sono invece raggiungibili attraverso un aumento della portata corretta: la reazione della turbina è quindi quella di ammettere una maggiore portata di gas, compatibilmente con le capacità del compressore. Quest'ultimo, del resto, può consentire modeste variazioni di portata di aria ma, stante la forte pendenza negativa delle sue curve caratteristiche, anche una piccola variazione di portata comporta una sensibile riduzione del rapporto di compressione. Ne consegue una riduzione della

pressione p_2 e quindi della pressione di ingresso in turbina p_3 , il cui effetto prevale su quello della diminuzione della temperatura di ingresso p_3 . La precedente disuguaglianza (15) – valida solo in prima ipotesi – va quindi sostituita con la seguente:

$$\frac{p_3^*}{p_3} > \frac{T_3^*}{T_3} \Rightarrow \dot{m}_{corr,t} = \dot{m}_g \frac{\sqrt{T_3/T_{rif,t}}}{p_3/p_{rif,t}} < \dot{m}_{corr,t}^* = \dot{m}_g \frac{\sqrt{T_3^*/T_{rif,t}}}{p_3^*/p_{rif,t}} \quad (16)$$

In definitiva, la regolazione della potenza – intesa come riduzione rispetto alla potenza nominale – della turbina a gas monoalbero a velocità di rotazione costante è accompagnata dalle seguenti variazioni:

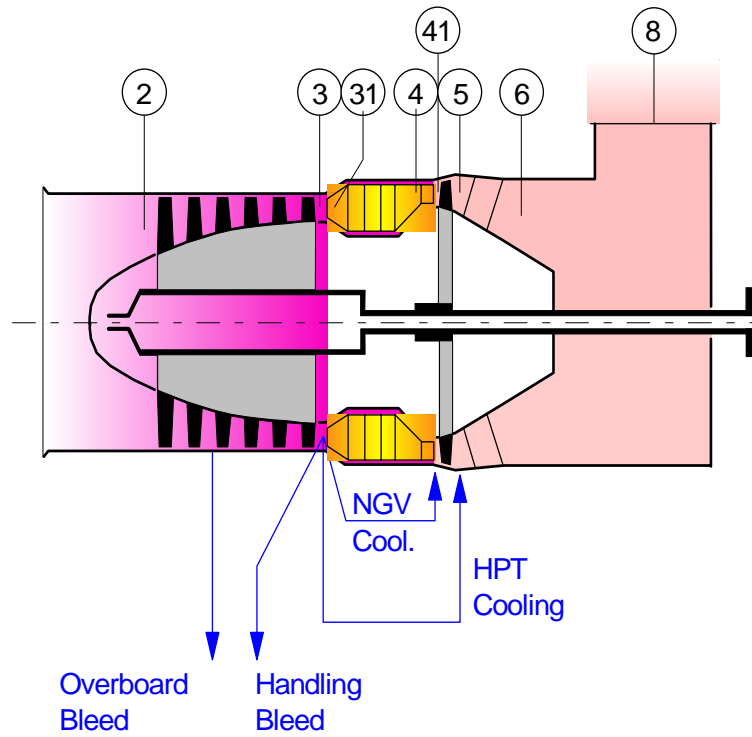
- Riduzione della portata di combustibile
- Aumento della portata d'aria, compatibilmente con il limite di bloccaggio del compressore
- Diminuzione del rapporto di compressione e della temperatura massima del ciclo
- Peggioramento dei rendimenti interni della compressione e della espansione
- Diminuzione del lavoro utile e del rendimento del ciclo termodinamico.



La figura riporta un esempio di cicli termodinamici realizzati in regolazione (75% e 50% della potenza nominale) rispetto a quello di riferimento a pieno carico della macchina. E' chiaramente visibile il peggioramento di tutti i parametri che influenzano il lavoro e il rendimento del ciclo reale: in particolare, la diversa pendenza delle linee di compressione è indice della diminuzione del rendimento politropico di questa trasformazione.

Di seguito viene riportato un esempio di variazione del ciclo e dei punti operativi, relativamente a una turbina a gas monoalbero di grande potenza, nel passaggio dal 100% al 70 % del carico.

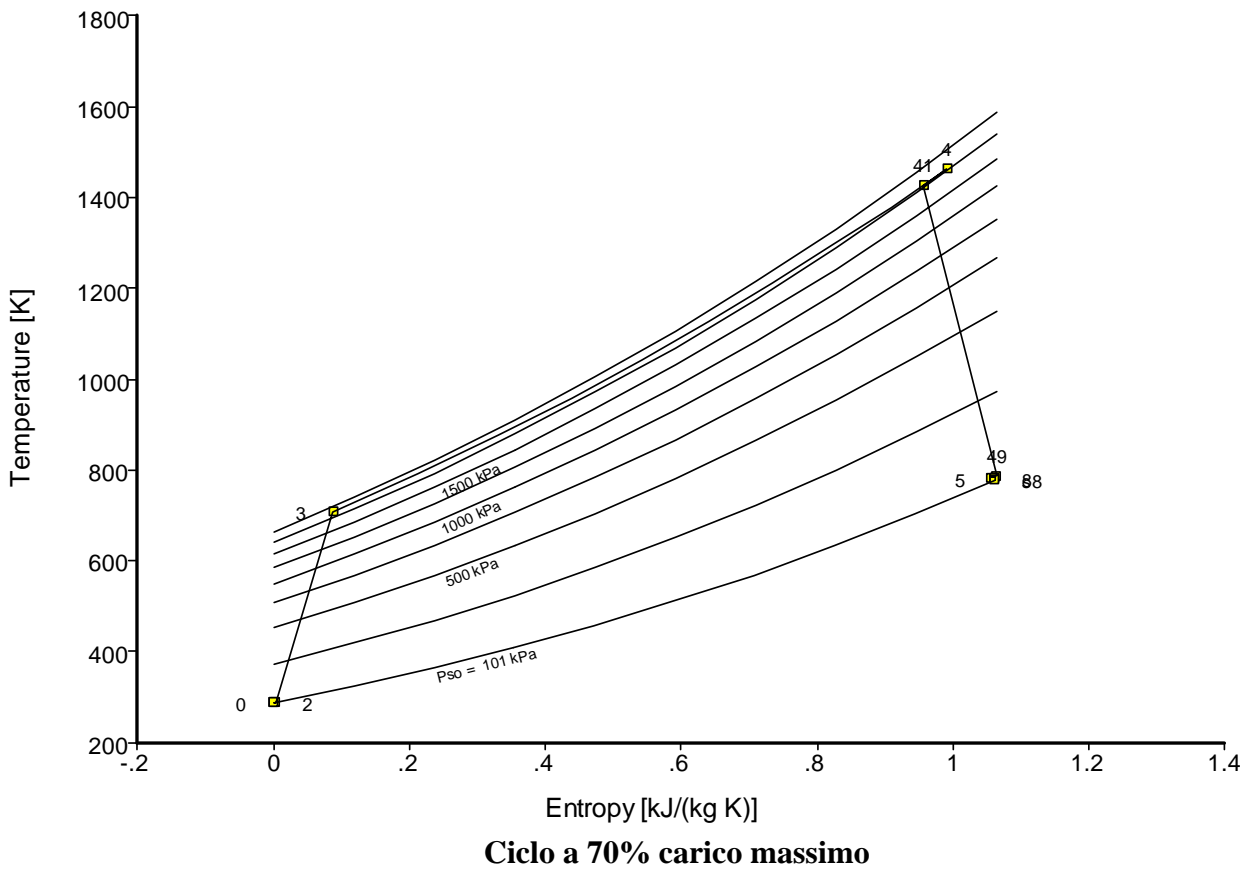
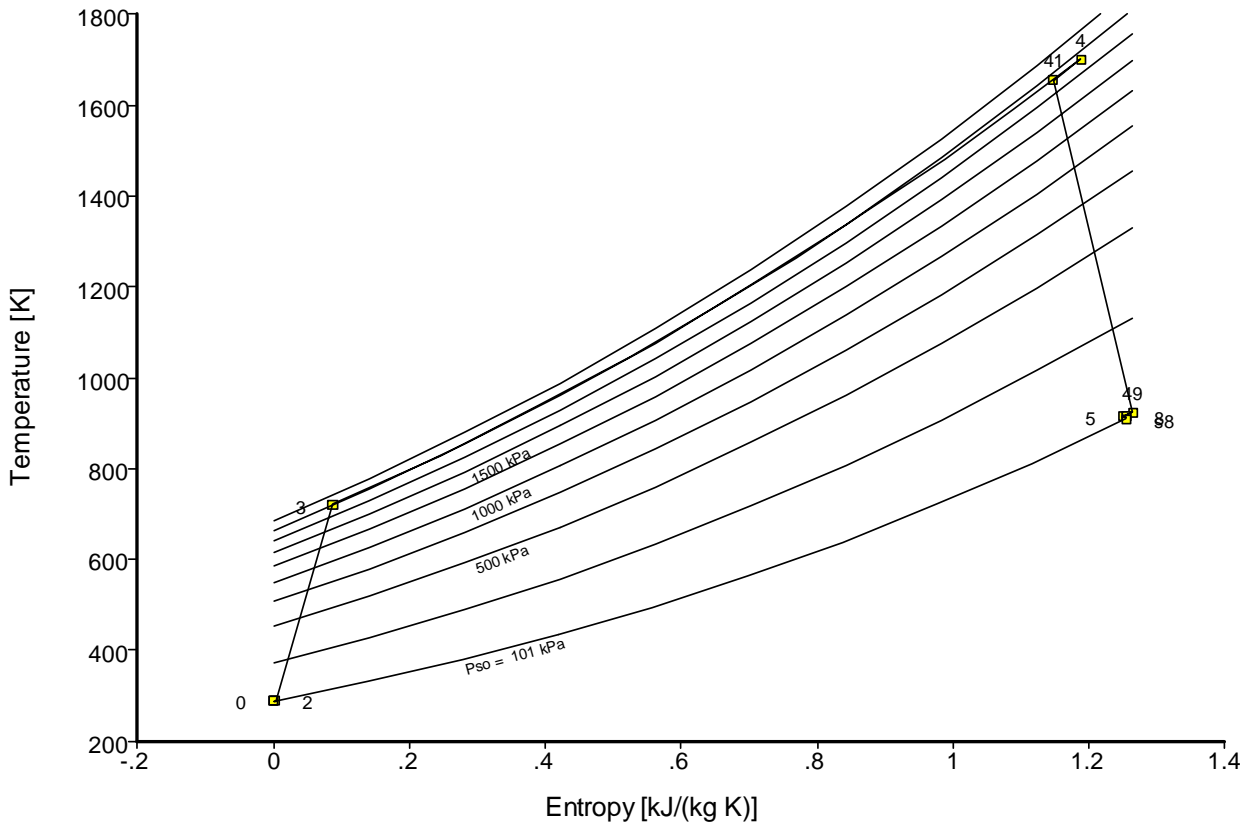
Turbina a gas monoalbero



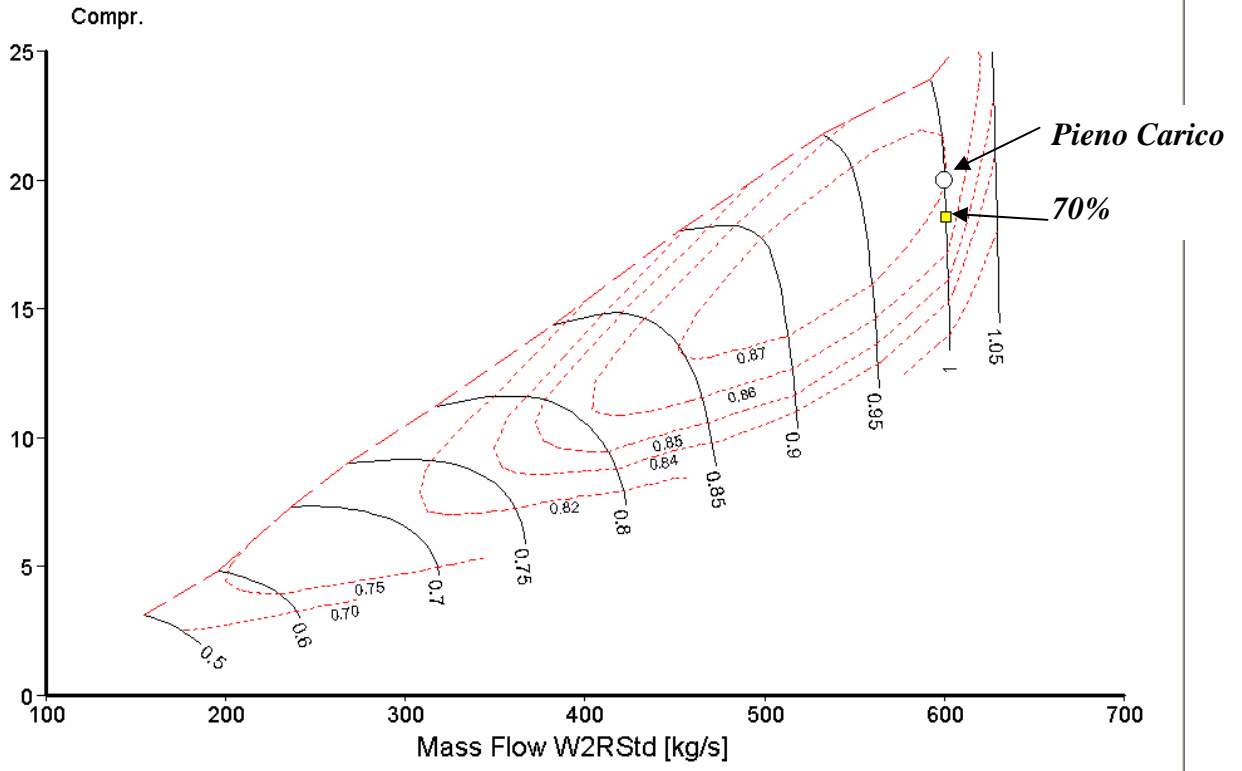
SSht.WMF

GasTurb

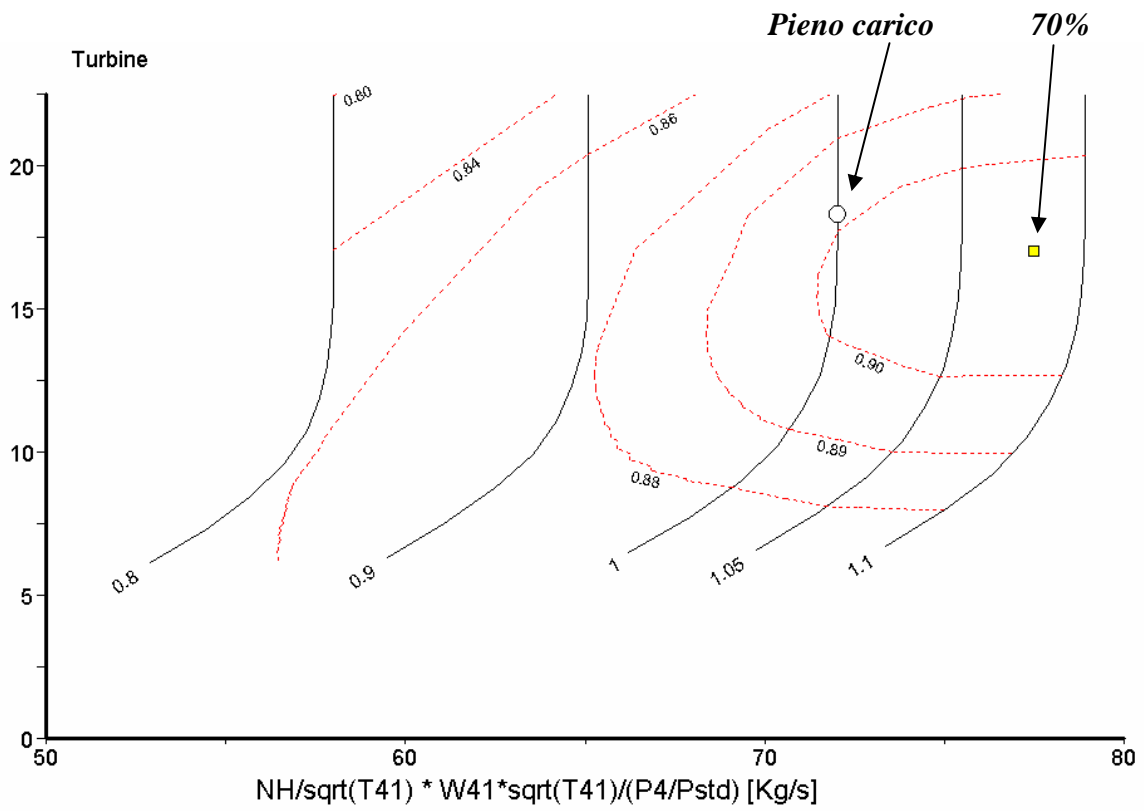
	<i>Portata comb., kg/s</i>	<i>Portata Aria, kg/s</i>	<i>P, kW</i>	<i>Rendimento</i>	<i>Tmax, K</i>
<i>Pieno Carico</i>	13.83	594	262374	0.381	1700
<i>Carico 70%</i>	10.21	595	183619	0.361	1462



P3q2 HPC Pressure Ratio



Pressure Ratio P4/P5



Va inoltre ricordato che la turbina a gas monoalbero può essere chiamata a erogare una potenza superiore a quella nominale. Tale situazione può verificarsi per brevi periodi di funzionamento della macchina, in quanto comporta un aumento delle sollecitazioni meccaniche e termiche; in ogni caso, l'aumento di potenza non è superiore al 5 – 10% di quella nominale. Nel caso di aumento di potenza, valgono tutte le considerazioni fatte in precedenza, ma i risultati sono sostanzialmente invertiti. Un aumento di potenza, a velocità costante della turbina a gas monoalbero, comporta infatti:

- Aumento della portata di combustibile
- Un effetto di bloccaggio esercitato dalla turbina e quindi una diminuzione della portata d'aria, compatibilmente con il limite di stallo del compressore
- Aumento del rapporto di compressione e della temperatura massima del ciclo
- Peggioramento dei rendimenti interni della compressione e della espansione
- Aumento del lavoro utile, ma non necessariamente del rendimento del ciclo, essendo diminuiti i rendimenti interni delle trasformazioni.

Adattamento della TG monoalbero a diverse condizioni operative.

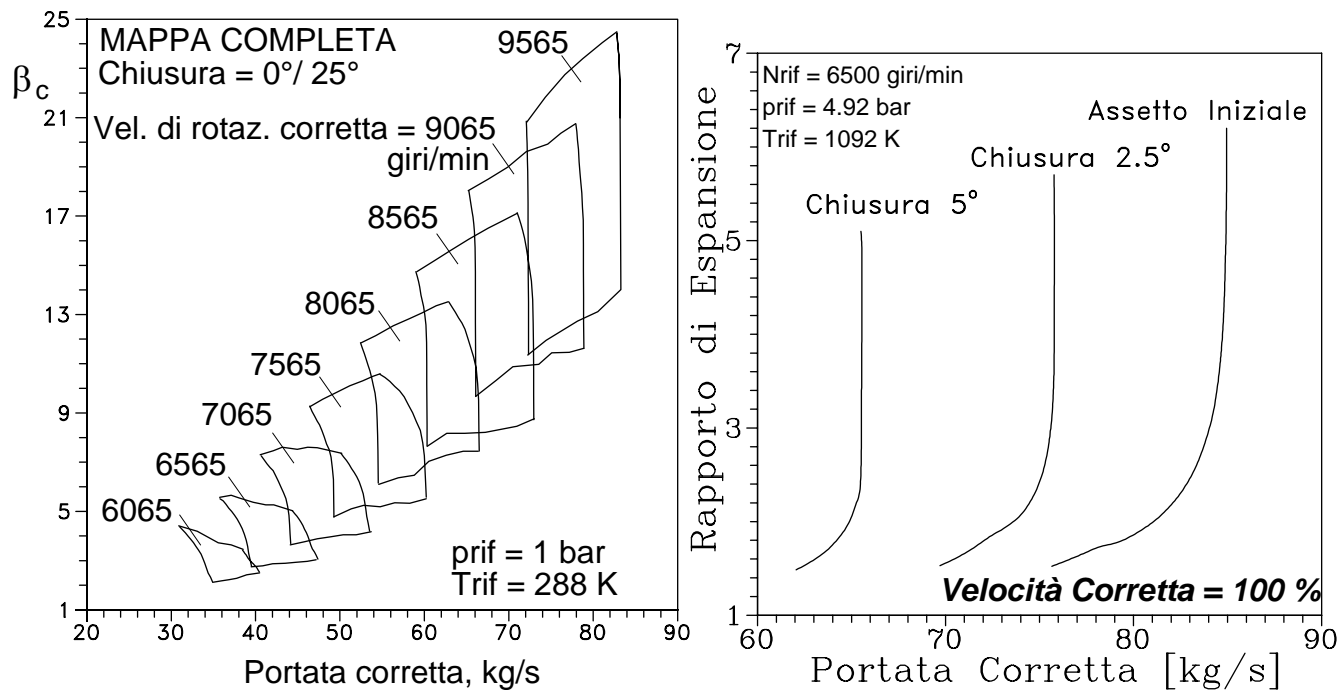
Infine, si accenna a situazioni derivanti da alimentazioni non convenzionali dell'impianto o della sola turbina, che comportano alterazioni nel funzionamento della macchina:

- 1) Alimentazione con combustibili a basso potere calorifico. Se la turbina a gas è alimentata con combustibili poveri, quali quelli derivanti da massificazione del carbone o di bio-masse o rifiuti solidi urbani, le portate di combustibile necessarie a mantenere il livello di potenza nominale possono essere sensibilmente più alte. In alcuni casi, la portata di combustibile raggiunge il 20% della portata d'aria e in questo caso la portata totale di gas $\dot{m}_g = \dot{m}_a(1 + f)$ supera i valori di bloccaggio della turbina. La reazione del sistema consiste in questo caso in una riduzione della portata di aria, con conseguente rischio di stallo del compressore o di innesco del fenomeno di pompaggio. Risulta spesso necessario, per controllare tale situazione, accettare riduzioni della temperatura massima del ciclo T_3 , in modo da compensare l'aumento di portata di gas e riportare

il valore della portata corretta in turbina $\dot{m}_{corr,t} = \dot{m}_g \frac{\sqrt{T_3/T_{rif,t}}}{\sqrt{P_3^*/P_{rif,t}}}$ a livelli accettabili.

- 2) Iniezione di vapore in turbina. L'apporto di vapore provoca un aumento della portata di gas evolventi in turbina. Infatti risulta, in questo caso, $\dot{m}_g = \dot{m}_a(1 + f) + \dot{m}_v$, e la portata corretta in turbina può superare il limite di bloccaggio. Anche in questo caso, la reazione del sistema si manifesta in una riduzione della portata d'aria con possibilità di stallo indotto nel compressore. Anche per tale motivo è opportuno limitare la frazione di vapore addotta alle zone di alta pressione della turbina a gas e incrementare, eventualmente, quella iniettata in bassa pressione.

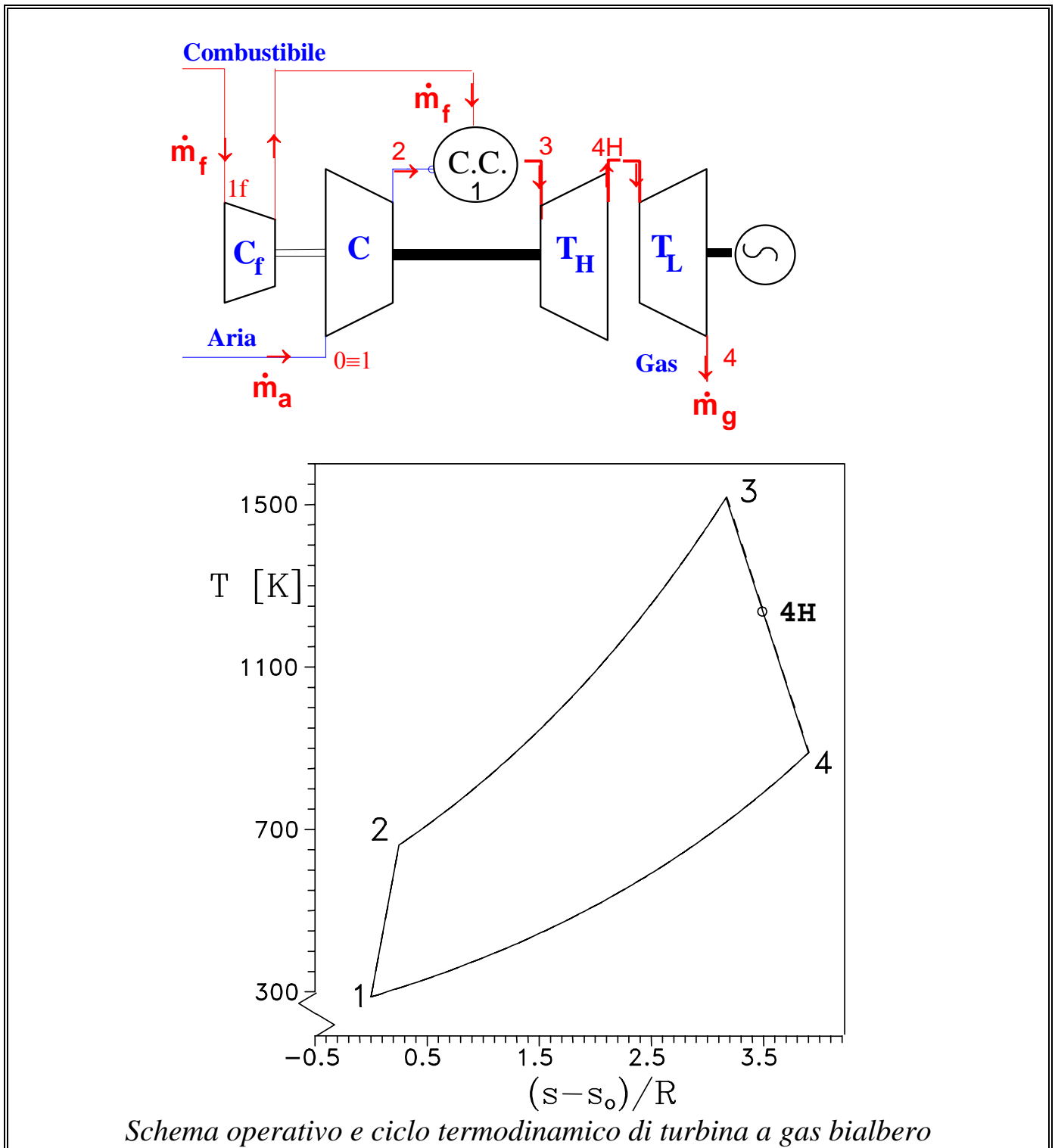
Si può quindi concludere che la turbina a gas mono-albero presenta a velocità di rotazione costante un campo operativo limitato dalle condizioni di bloccaggio o stallo del compressore e di bloccaggio della turbina. Tali limiti sono attualmente superabili attraverso l'impiego di compressori e turbine "a geometria variabile" che presentano, grazie alla variazione dell'angolo di calettamento delle palettature statoriche, la possibilità di traslazione orizzontale delle curve caratteristiche per un migliore adattamento a diverse condizioni di regolazione o di alimentazione. Le figure seguenti mostrano un esempio di mappa di un compressore assiale con palettature statoriche dei primi sei stadi ad assetto variabile, e analogamente, quelle di una turbina con statore del secondo stadio a geometria variabile.



Le capacità di adattamento e di regolazione di una turbina a gas monoalbero aumentano poi sensibilmente se è possibile un funzionamento a velocità variabile. In tal caso è possibile sfruttare l'intero campo operativo del compressore e, soprattutto, procedere ad una riduzione della portata di aria assieme a quella di combustibile. In tal modo si ottiene un migliore controllo del rapporto combustibile/aria e quindi della temperatura massima del ciclo. Tale possibilità è usualmente associata all'azionamento di macchine operatrici ma un caso particolarmente significativo è quello della micro-turbina a gas, descritta in altre lezioni: nel campo delle piccole potenze (non oltre i 100 kW) stanno ricevendo ampia diffusione i generatori elettrici a frequenza variabile che consentono quindi il funzionamento della micro-turbina a velocità di rotazione variabile, con i vantaggi prima descritti.

Analoghi vantaggi sono ottenibili attraverso turbine a gas bi-albero, i cui principi operativi e di regolazione sono descritti al successivo paragrafo.

3. REGOLAZIONE DELLA TG BIALBERO



Come è noto, le turbine a gas multi-albero costituiscono spesso la versione industriale di motori aeronautici a getto e rientrano pertanto nella categoria delle TG di derivazione aeronautica. La figura riporta lo schema e il ciclo termodinamico di una TG bialbero, che rappresenta la configurazione più semplice delle turbine a gas derivate da motori aeronautici. In tale configurazione è possibile individuare:

- Il gruppo Generatore di Gas, costituito dal compressore, dalla camera di combustione e dalla turbina di alta pressione *TH*. La parte rotante di tale gruppo è montata su un albero meccanicamente indipendente dalla macchina utilizzatrice e può quindi operare a velocità di

rotazione variabile, N_{TC} . Va anche ricordato che usualmente la velocità di rotazione nominale N_{TC}^* è alquanto elevata (> 9000- 10000 giri/min) allo scopo di ridurre il diametro medio del compressore e della turbina e quindi l'ingombro e il peso dell'originario motore aeronautico. Come detto, il gruppo generatore di gas è meccanicamente autonomo, e quindi la potenza erogata dalla turbina di alta pressione viene utilizzata esclusivamente dal compressore:

$$P_{TH} = P_C \Rightarrow \dot{m}_g L_{TH} \eta_m = \dot{m}_a L_C \quad (17)$$

In cui :

Lavori nel gruppo Generatore di Gas:

$$L_C = c_p T_1 \left(\beta_C^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_C} ; \quad L_{TH} = c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_{TH}^{(k-1)/k}} \right) \eta_{TH} \quad (18)$$

In particolare, il lavoro della turbina di alta pressione è ottenuto dalla trasformazione di espansione adiabatica (3 – 4H): il corrispondente rapporto di espansione è quindi $\beta_{TH} = p_3/p_{4H}$.

In definitiva, il gruppo generatore di gas va visto come una particolare macchina termica che non eroga potenza meccanica utile, ma rende disponibile la portata di gas \dot{m}_g nelle condizioni termodinamiche del punto 4H, a pressione superiore a quella ambiente e in grado quindi di realizzare un ulteriore salto entalpico utile alla conversione dell'energia potenziale termodinamica in energia meccanica. La presentazione dettagliata del funzionamento di questo gruppo è oggetto di altri corsi. Va qui solo ricordato che sia la portata di gas, sia la posizione del punto 4H sul piano termodinamico variano con la portata di combustibile \dot{m}_f addotta alla camera di combustione e con la velocità di rotazione del gruppo.

- La turbina di potenza. La turbina TL, realizza l'espansione di bassa pressione (4H – 4), quindi con il rapporto di espansione $\beta_{TL} = p_{4H}/p_4$. Il corrispondente lavoro è dato da:

Lavoro nella Turbina di bassa pressione:

$$L_{TL} = c_p T_{4H} \left(1 - \frac{1}{\beta_{TL}^{(k-1)/k}} \right) \eta_{TL} \quad (18)$$

Tale lavoro è interamente disponibile, a meno delle perdite meccaniche, per l'utilizzazione esterna e costituisce quindi il lavoro utile del ciclo. Pertanto, la potenza utile della turbina a gas bialbero è valutabile, oltre che con le stesse espressioni generali (1) e (3), con la relazione:

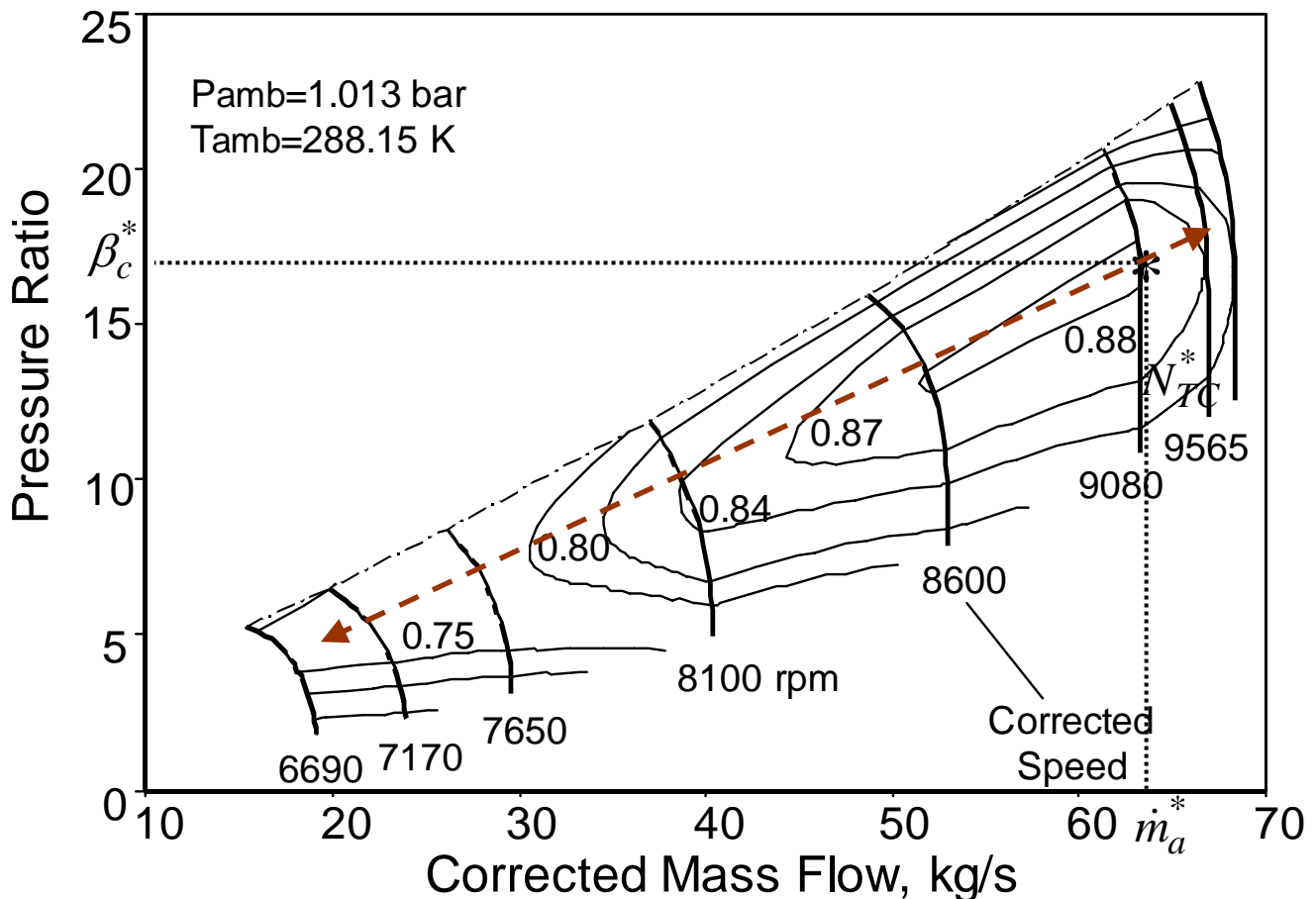
Potenza della Turbina a Gas bialbero:

$$P = \begin{cases} \dot{m}_f H_i \eta_g \\ P_{TL} = \dot{m}_g L_{TL} \eta_m = \dot{m}_a (1 + f) L_{TL} \eta_m \end{cases}$$

Il problema della regolazione della TG bialbero può quindi essere impostato in analogia a quello della turbina a gas monoalbero:

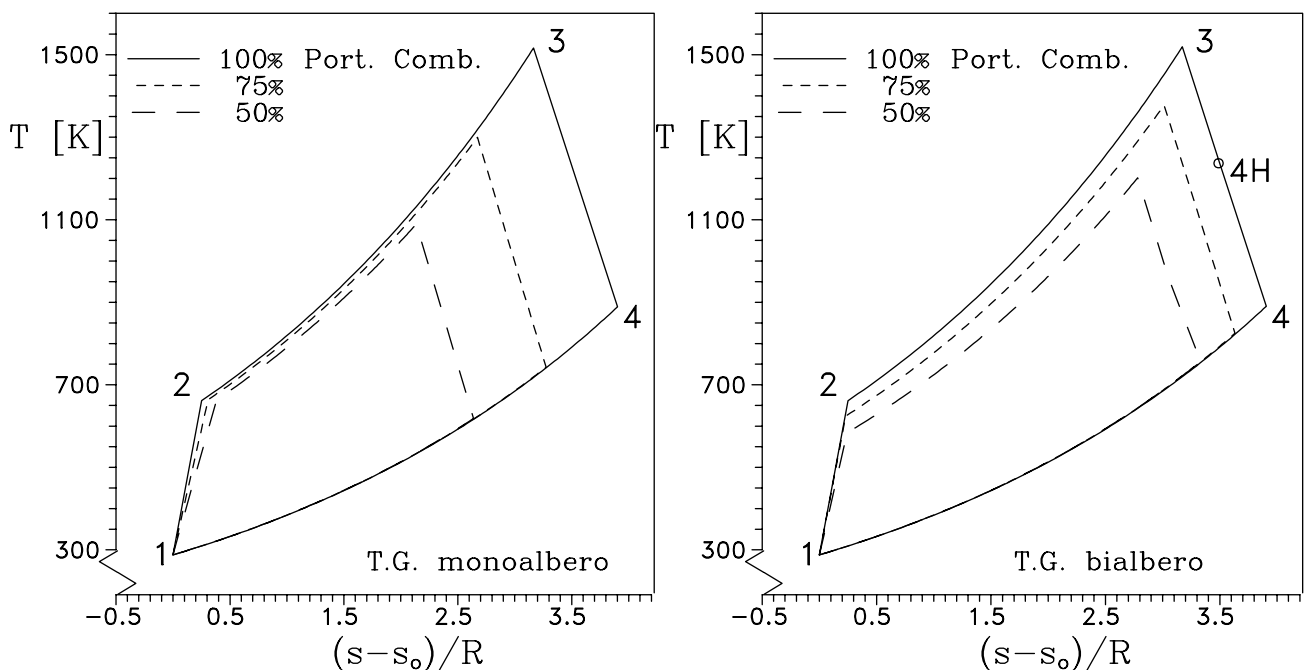
- L'adeguamento della potenza erogata a quella richiesta dall'utilizzatore avviene sempre attraverso una variazione della portata di combustibile
- Essendo l'erogazione di potenza utile interamente affidata alla turbina di bassa pressione, possono variare sia la portata di gas evolventi, sia il lavoro utile pari al lavoro di espansione in bassa pressione, L_{TL} . Quest'ultima variazione corrisponde a un'alterazione del ciclo termodinamico con possibile riduzione del rendimento.

La principale differenza rispetto alla turbina a gas monoalbero consiste nella possibilità di variare la portata di aria grazie alla velocità di rotazione variabile del gruppo turbocompressore, meccanicamente indipendente dall'utilizzatore. Quindi anche se la turbina di potenza è obbligata a una velocità di rotazione costante dalla presenza di un alternatore, il compressore può essere azionato a velocità variabile. Nel caso già esaminato in precedenza di una riduzione di potenza rispetto al valore nominale, è possibile questa volta ridurre la portata di aria assieme a quella di combustibile.



Sul piano delle curve caratteristiche, il compressore può operare a velocità differenti da quella nominale N_{TC}^* , quindi riducendo la portata con la velocità di rotazione o, in caso di richiesta di aumento di potenza, aumentandoli entrambi. Una tipica linea di regolazione è quella tratteggiata riportata nella stessa figura. Diversamente dal caso della turbina a gas monoalbero, è quindi possibile una variazione nello stesso senso delle portate di aria e combustibile: ne consegue un migliore controllo della dosatura in camera di combustione.

Nonostante la più favorevole variazione della portata di aria, nemmeno la turbina a gas bialbero può però avvicinarsi al concetto di “regolazione a lavoro utile costante” definito in precedenza. Si osservi infatti che una diminuzione della velocità di rotazione del compressore comporta anche una riduzione della velocità periferica e quindi del lavoro di palettatura: pertanto, la diminuzione di portata di aria è accompagnata da una riduzione del rapporto di compressione, con evidente penalizzazione del ciclo termodinamico. A parziale compensazione della riduzione del rapporto di compressione, il rapporto combustibile/aria si mantiene più vicino a quello nominale: ne consegue che la temperatura massima del ciclo T3, si conserva in genere più vicina a quella del ciclo in condizioni nominali.

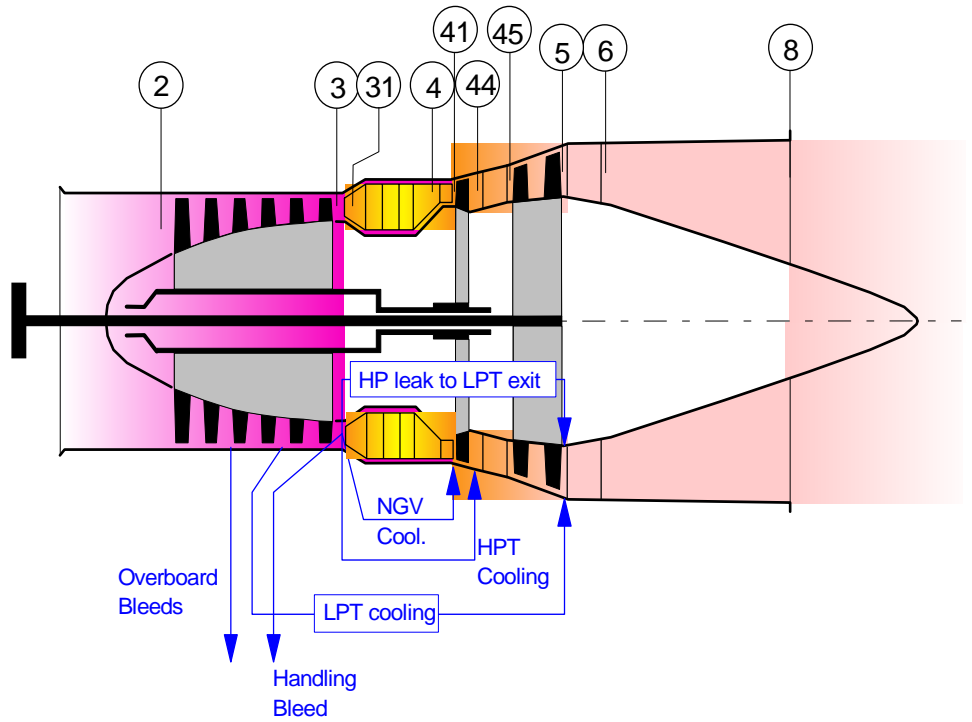


A parità di condizioni di regolazione, i cicli della turbina a gas bialbero presentano, rispetto a quelli della monoalbero, rapporti di compressione più bassi e temperature massime del ciclo più elevate. Tale situazione è evidente dal confronto delle due figure, nelle quali si è ipotizzato che le due macchine presentassero lo stesso ciclo pieno carico.

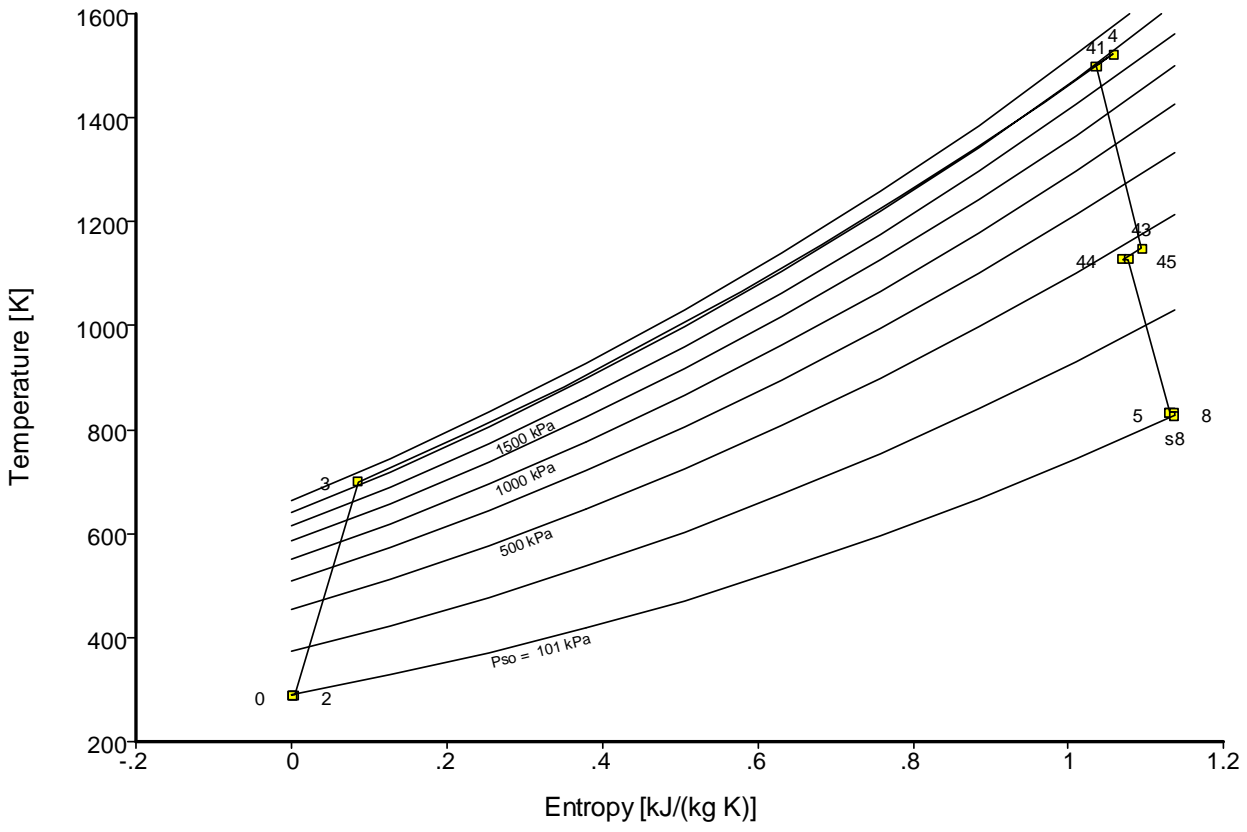
Lo studio completo dell'accoppiamento meccanico e fluidodinamico tra il compressore e la turbina di alta pressione è alquanto complesso e viene affrontato, come detto, in altri corsi. Va solo accennato che anche la turbina di alta pressione, ovviamente, opera a velocità di rotazione variabile: diversamente dal caso della turbina della TG monoalbero, in questo caso la velocità corretta della turbina di alta pressione diminuisce quando si riduce la portata di combustibile.

Nelle pagine seguenti viene riportato un esempio completo di regolazione, dal 100% al 70% del carico, di una tipica turbina bialbero di derivazione aeronautica della potenza nominale di circa 23 MW.

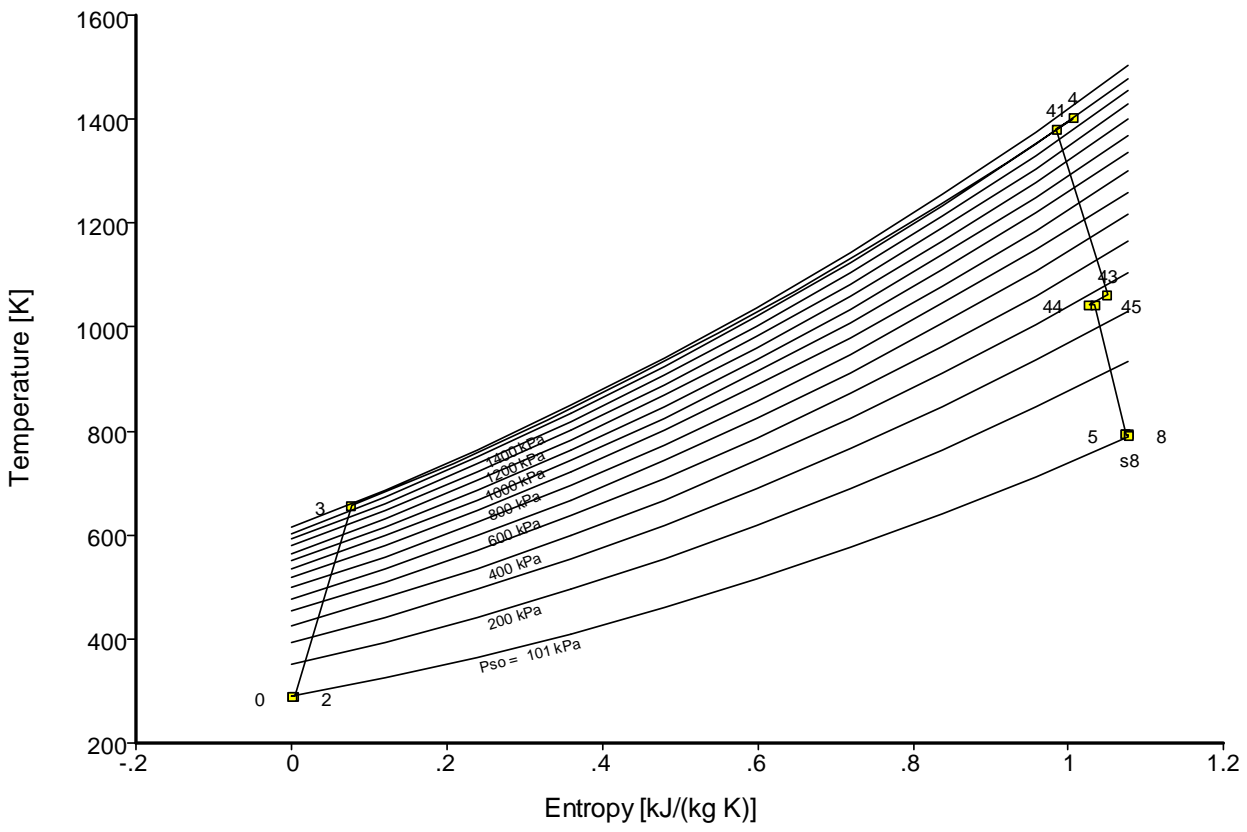
Turbina a gas bialbero



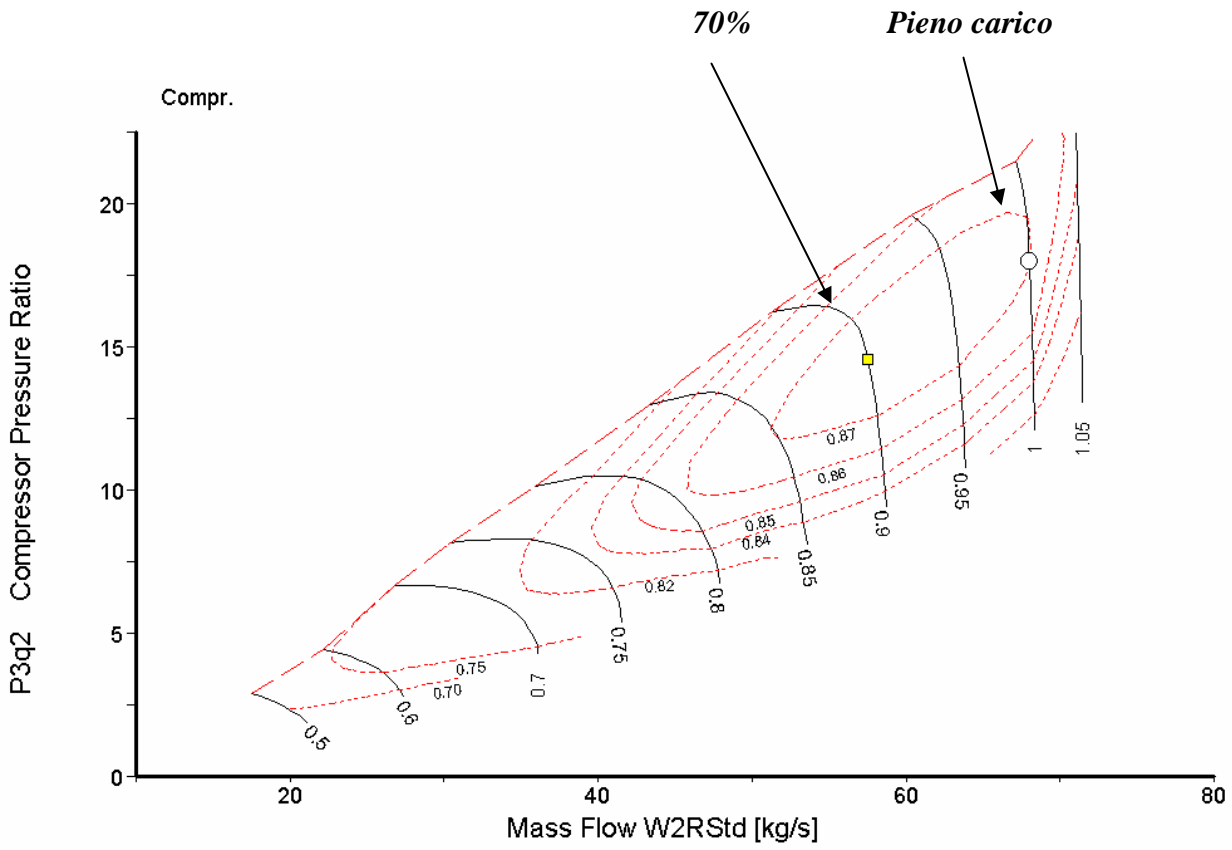
	<i>Portata comb., kg/s</i>	<i>Portata Aria, kg/s</i>	<i>Vel. Turbocomp., giro/min</i>	<i>P, kW</i>	<i>Rendimento</i>	<i>Tmax, K</i>
<i>Pieno Carico</i>	1.31	67.32	9565	23496	0.360	1523
<i>Carico 70%</i>	0.98	56.96	8608	16500	0.338	1402



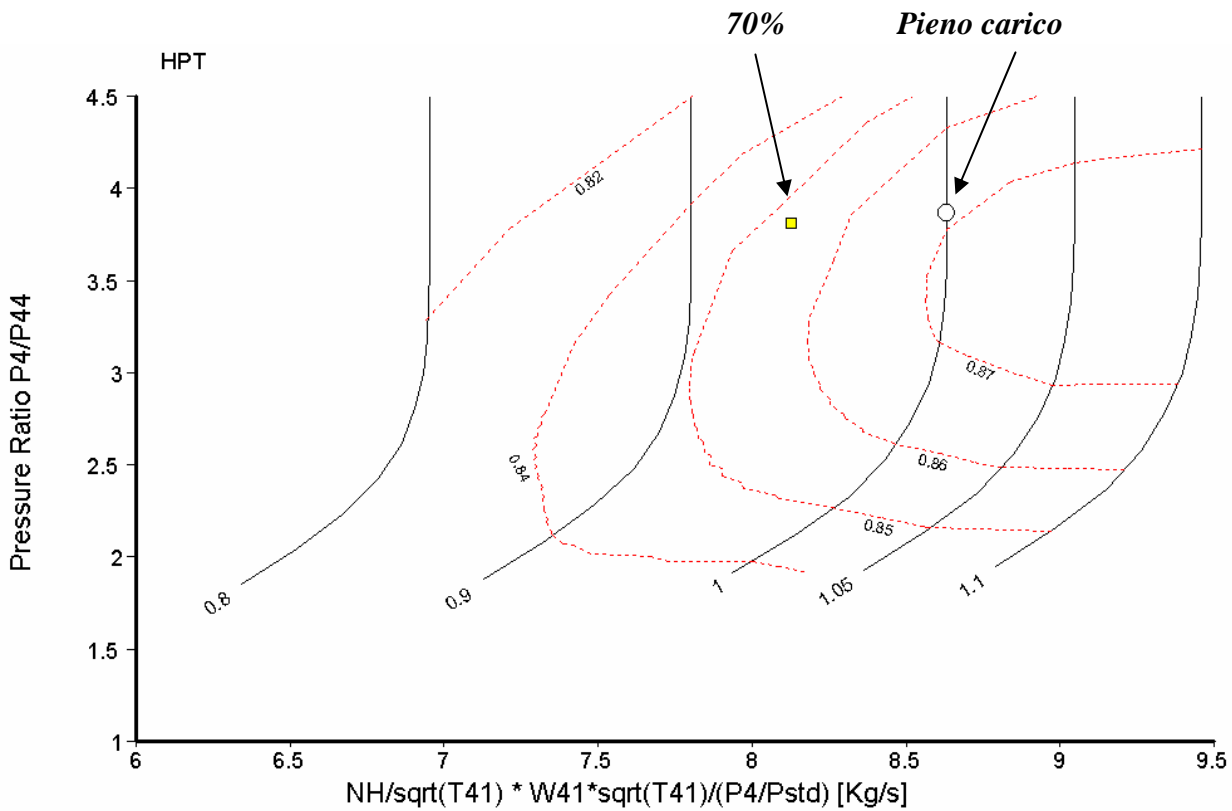
Ciclo a pieno carico



Ciclo a 70% carico massimo

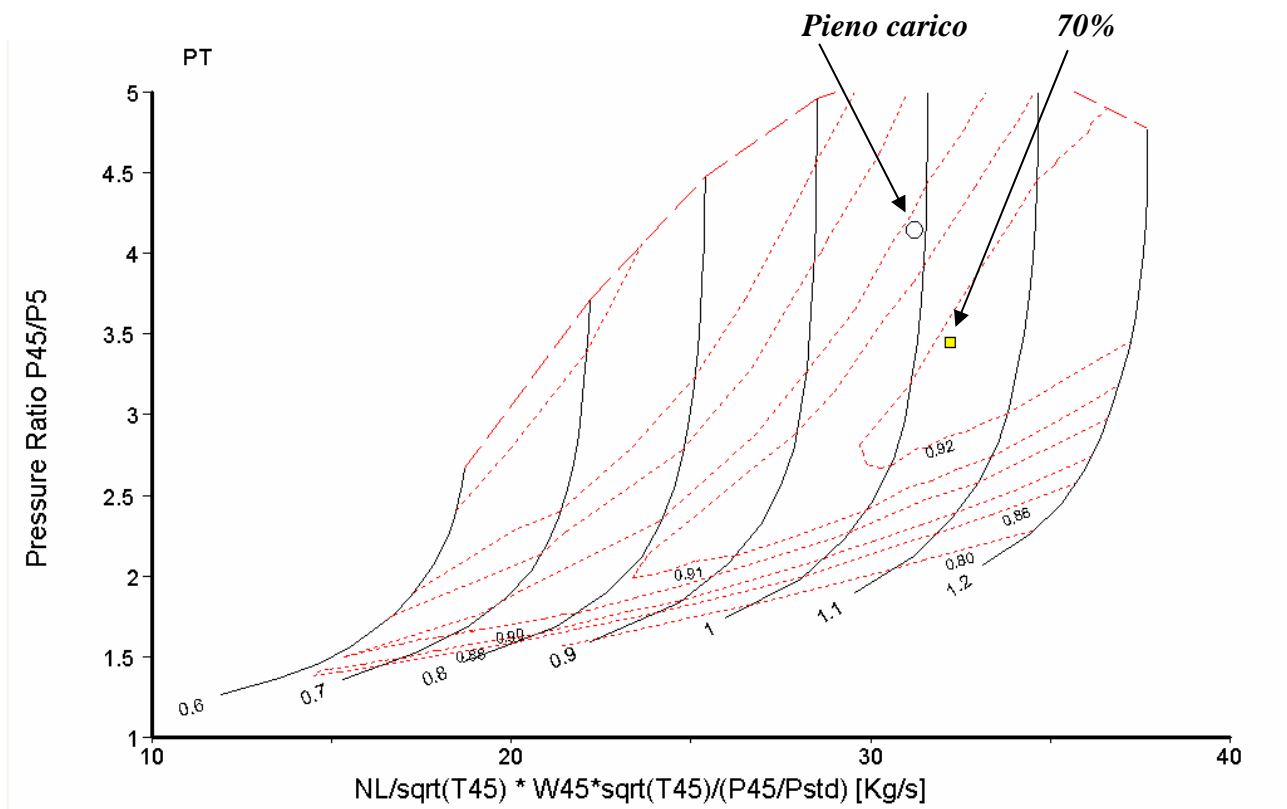


***Compressore e turbina di alta pressione
Vel. di rotazione nominale: 9565 giri/min***



Turbina di potenza

Vel. di rotazione effettiva: 3600 giri/min



Riassumendo, la regolazione della potenza – intesa come riduzione rispetto alla potenza nominale – della turbina a gas bialbero a velocità di rotazione costante è accompagnata dalle seguenti variazioni:

- Riduzione della portata di combustibile
- Riduzione della portata d'aria, grazie alla diminuzione di velocità di rotazione del gruppo generatore di gas,
- Diminuzione del rapporto di compressione e della temperatura massima del ciclo. Quest'ultima variazione è meno sensibile rispetto alla monoalbero, grazie al miglior controllo del rapporto combustibile/aria
- Peggioramento più contenuto dei rendimenti interni della compressione e delle espansioni
- Diminuzione del lavoro utile e del rendimento del ciclo termodinamico.

In genere, la turbina a gas bialbero presenta, durante la regolazione, riduzioni leggermente più contenute del rendimento del ciclo. Il vantaggio principale consiste certamente nella possibilità di un campo di regolazione più ampio. Si ricorda infatti che la turbina a gas monoalbero, a velocità costante, ha un campo di regolazione confinato dai limiti di stallo e bloccaggio del compressore. La possibilità di variare la velocità di rotazione del compressore nella bialbero permette invece riduzioni o aumenti della portata di aria senza incorrere in tali limitazioni.

Adattamento della TG bialbero a diverse condizioni operative.

Per i motivi appena citati, la turbina a gas bialbero offre una migliore capacità di adattamento a variazioni delle condizioni di alimentazione, già discusse per la monoalbero. In particolare:

- In presenza di combustibili a basso potere calorifico, si è visto come la turbina della TG monoalbero eserciti un effetto di bloccaggio della portata che si riflette nel rischio di stallo del compressore. Il gruppo generatore di gas della bialbero può invece adattarsi meglio alle maggiori portate necessarie nel caso di impiego di combustibili poveri: ad esempio, una riduzione della velocità dl gruppo consente al compressore di evitare le condizioni di stallo anche con una diminuzione di portata di aria.
- Analogamente, si è visto come le TG monoalbero siano inadatte al funzionamento con iniezione di vapore: anche in questo caso, il generatore di gas della bialbero si adegua più facilmente alle nuove condizioni di portata (si ricorda che la portata di gas è ora data da $\dot{m}_g = \dot{m}_a(1 + f) + \dot{m}_v$). Infatti, una modesta riduzione della velocità del compressore e della turbina di alta pressione consente di ridurre la portata di aria, compensando così la presenza della portata di vapore, senza superare i limiti di stallo. Si ricorda, del resto, che gli esempi più importanti di turbine a gas ad iniezione di vapore sono tutti realizzati con turbine a gas di derivazione aeronautica.

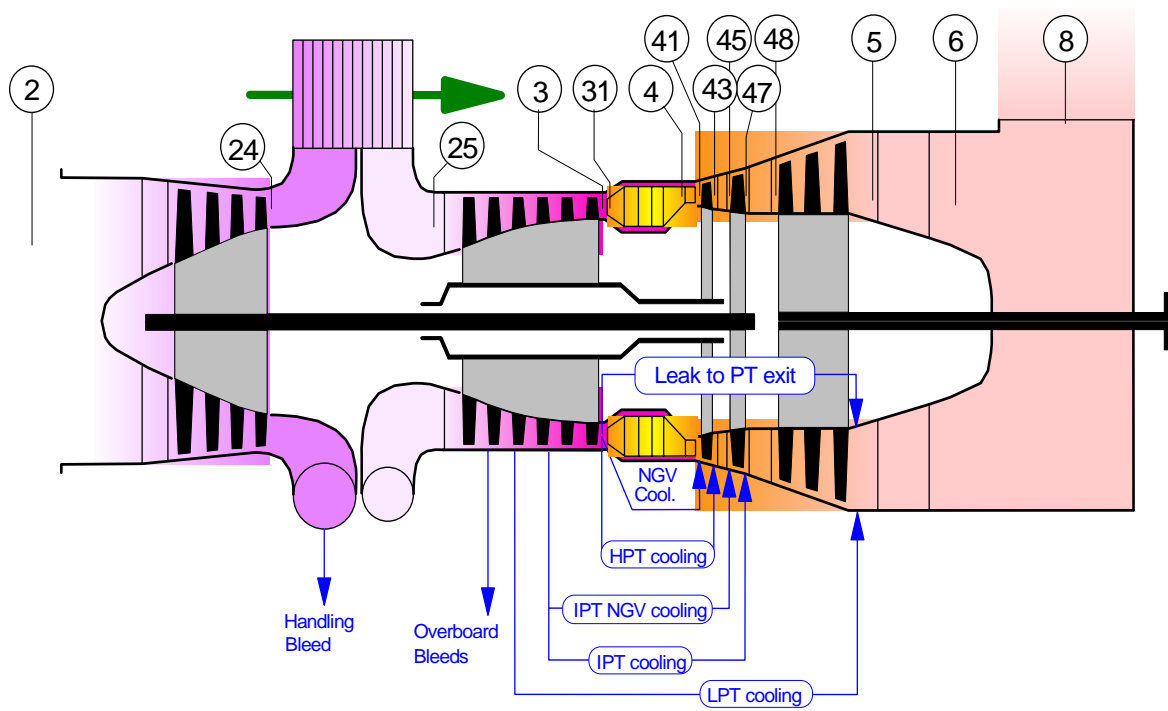
Un esempio di TG multi albero a ciclo complesso

Si riporta infine un esempio di turbina a gas a tre alberi, costituita da una turbina di potenza e da un generatore di gas con due gruppi turbocompressori, di alta e bassa pressione, su due alberi indipendenti. Il ciclo presenta inoltre una refrigerazione intermedia tra le due compressioni. A tale schema risponde una delle più moderne turbine a gas, la GE LMS 100, con un elevato rapporto di compressione (42:1) e un rendimento globale che può raggiungere il 45%.

La macchina si presta a differenti configurazioni (esistono infatti anche versioni a iniezione di acqua o vapore) e ad alimentazioni con combustibili non convenzionali: infatti la possibilità di variazione indipendente dei due alberi di alta e bassa pressione rende possibile l'adattamento a molteplici condizioni operative.

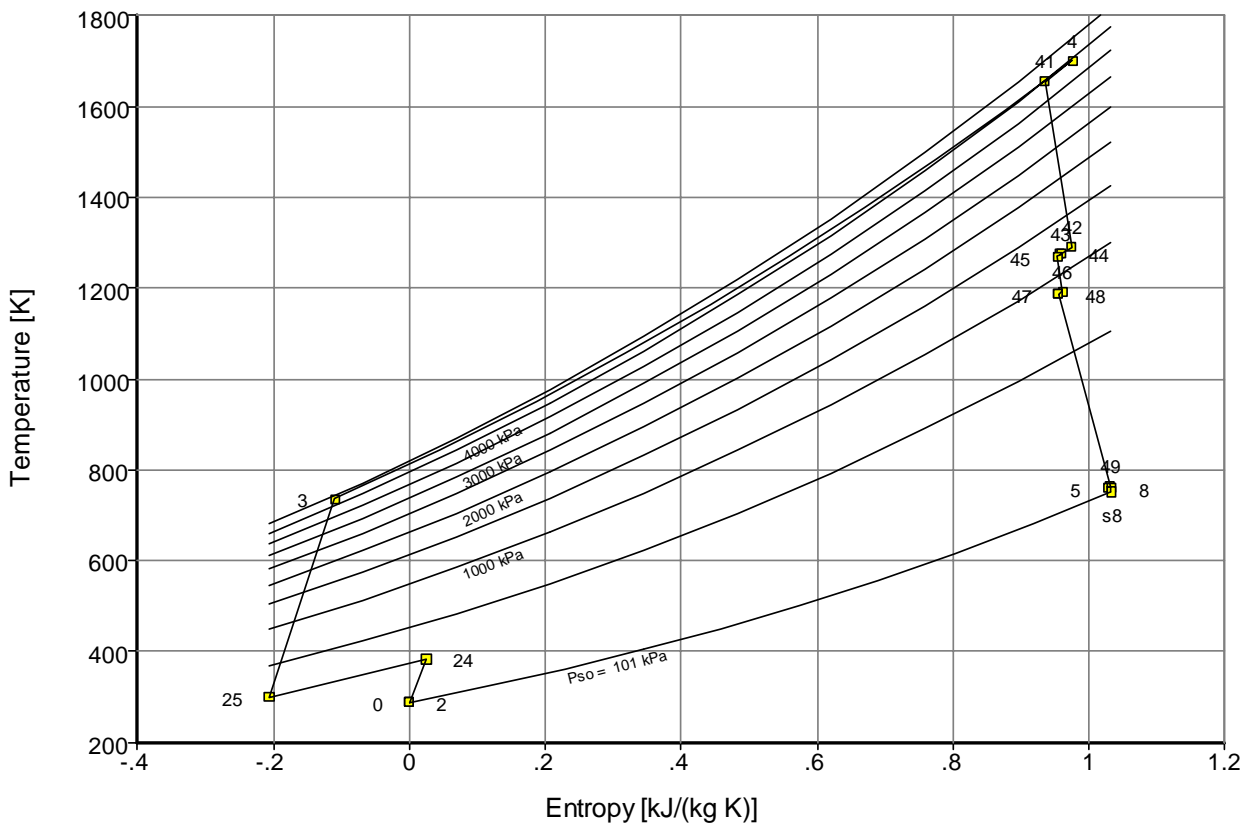
I diagrammi nelle pagine seguenti mostrano i punti di funzionamento in condizioni nominali sulle mappe caratteristiche delle varie macchine (due compressori e tre turbine) che compongono questa particolare turbina a gas

Turbina a Gas a 3 alberi con compressione interreferfrigerata

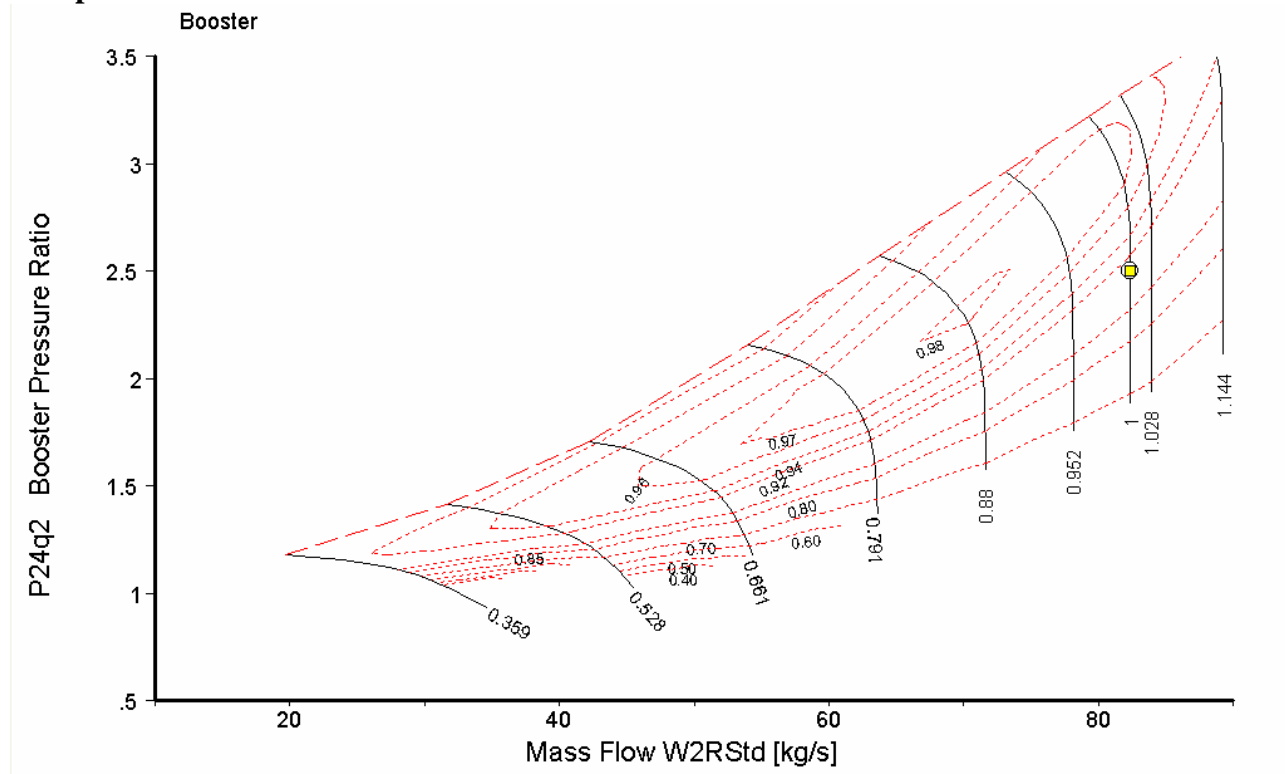


T3ShtInt.WMF

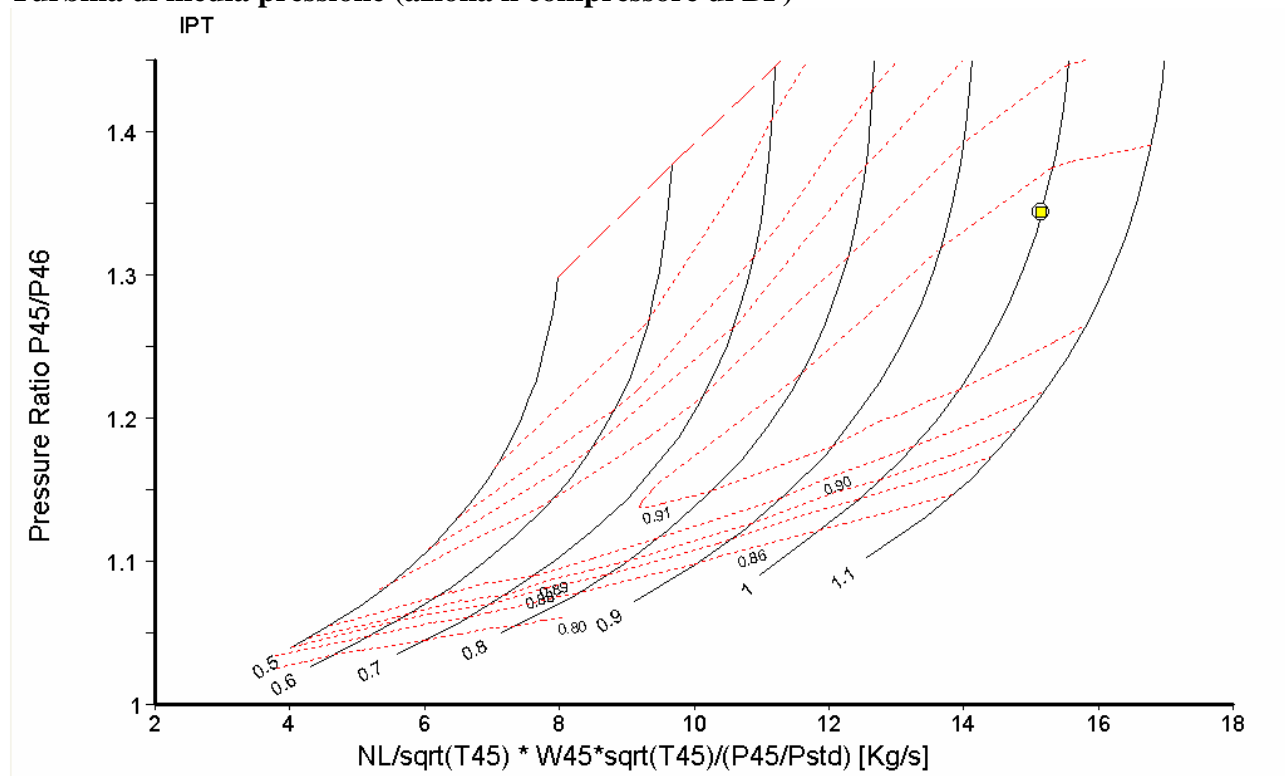
GasTurb



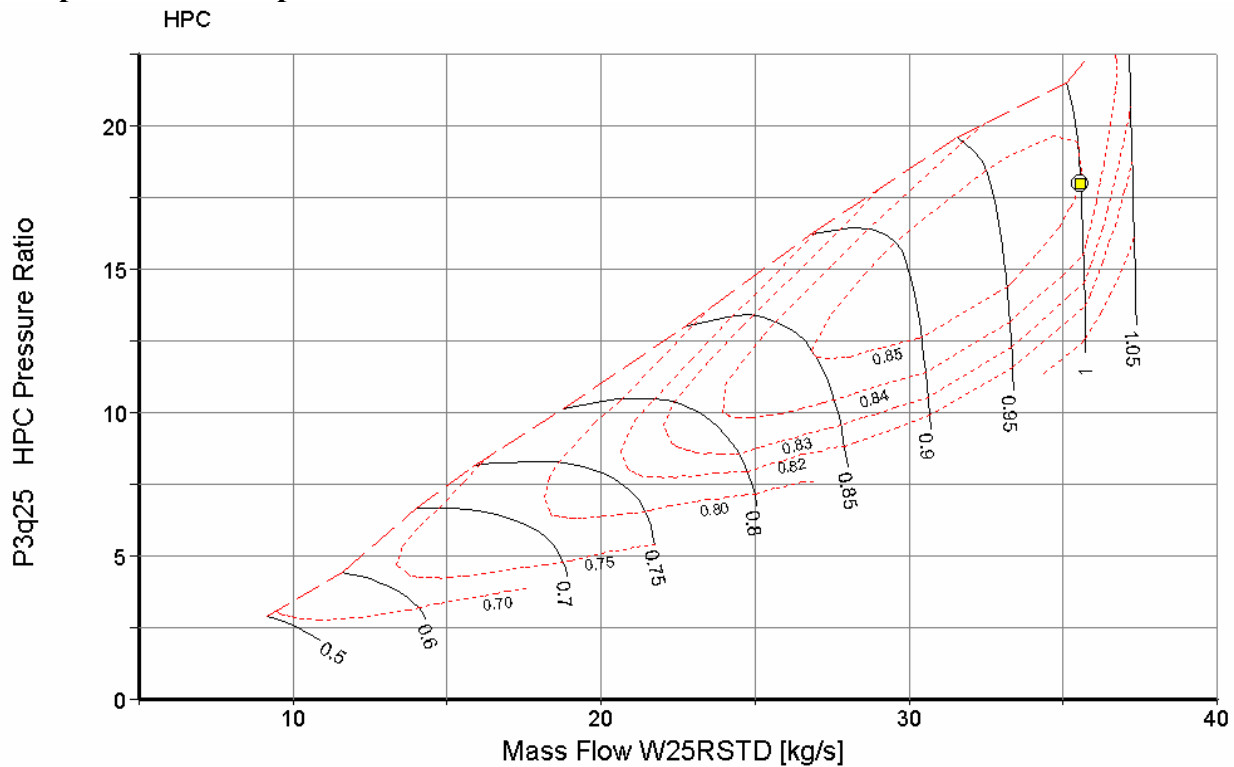
Compressore di BP



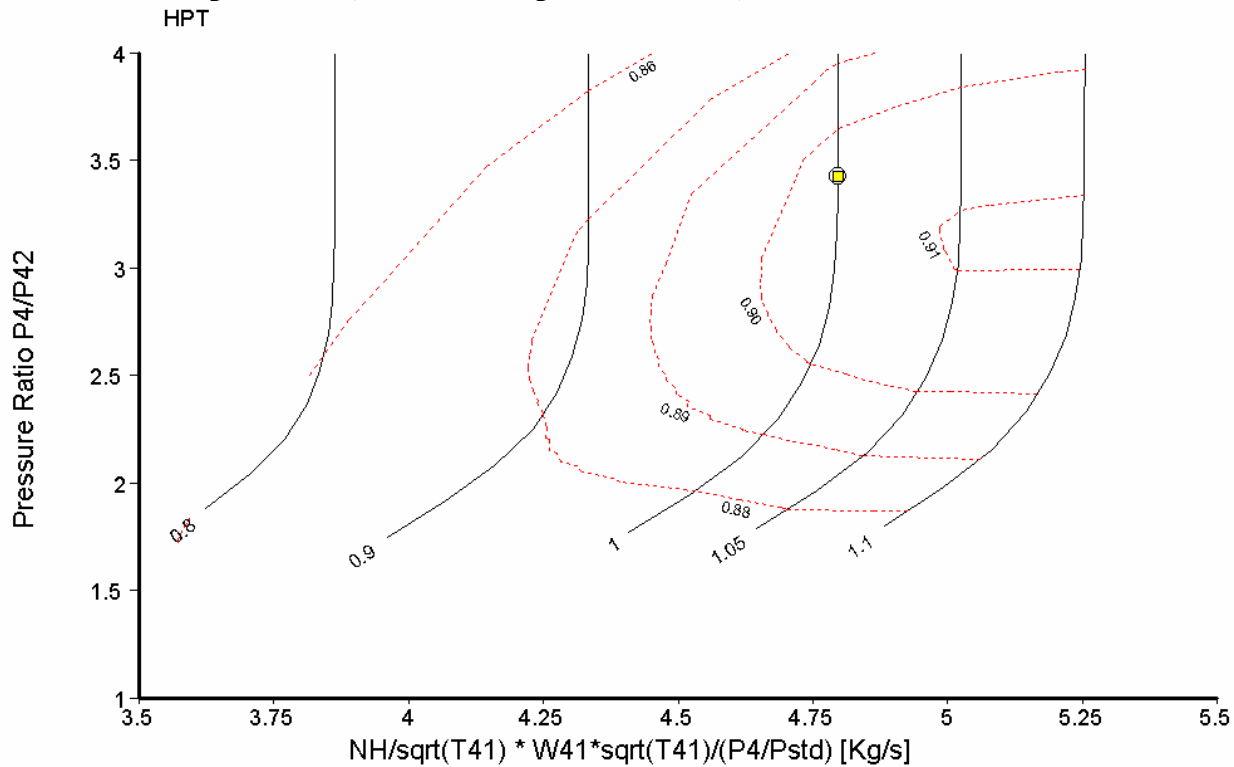
Turbina di media pressione (aziona il compressore di BP)



Compressore di alta pressione



Turbina di alta pressione (azione il compressore di HP)



Turbina di Potenza (di BP)

