

Un motore a turbina di nuova concezione

F. DE BENEDICTIS (*)

1. Introduzione

Si descrive di seguito un motore a turbina di nuova concezione, brevettato di recente, che offre prestazioni teoriche molto lusinghiere, ossia: rendimento termico elevatissimo ed ingombro molto contenuto; il rendimento può raggiungere valori del 44% ed oltre, contro il 26 ÷ 27% delle turbine a gas classiche con pale non raffreddate; l'ingombro è inferiore a quello di qualsiasi altro motore endotermico di pari potenza per via delle basse portate d'aria in gioco; dello stesso ordine di grandezza di quelle che si hanno sui motori a scoppio.

È ovvia l'importanza di tali caratteristiche per i consumi petroliferi dei paesi industrializzati, si preferisce perciò, in questa sede, sottolineare l'allettante prospettiva di mercato offerta dallo sviluppo di questa macchina. Premesso che essa è un turboalbero (fig. 1), si fa notare anzitutto la sua principale vocazione aeronautica, sia per la notevole leggerezza che per i risparmi consentiti da consumi ed ingombri limitati; si adatta quindi ottimamente a tutte le applicazioni velivolistiche in cui è richiesta potenza su un albero motore: aerei ad elica ed elicotteri.

Ma mercati ben più vasti si intrave-

dono per le applicazioni automobilistiche; se è vero infatti che la scarsa diffusione dei motori a turbina in questo campo è in gran parte dovuta agli alti costi ed agli insostenibili consumi, è altrettanto vero che questi sono, nel motore in oggetto, persino più bassi che sui motori Diesel e quelli risulterebbero ben più contenuti se distribuiti sulle grandi produzioni tipiche di questo mercato.

Non vanno tacite, infine, tutte le altre applicazioni nel campo della trazione terrestre (locomotori, veicoli da trasporto pesante, cingolati ecc.), nonché quelle su impianti fissi e mobili per la produzione di energia elettrica.

Risulta evidente, da quanto detto, la notevole potenzialità commerciale di una tale macchina; si auspica con forza, quindi, ogni ragionevole iniziativa tesa al suo sviluppo.

2. Considerazioni generali

È noto che i motori alternativi offrono rendimenti notevolmente superiori a quelli generalmente ottenibili su macchine a turbina non rigenerative in virtù del fatto che essi consentono temperature massime di gran lunga più elevate dei motori a flusso continuo. Ciò è dovuto al fatto che la temperatura media del gas a contatto con gli organi mobili, che è quella limitante per la resistenza degli stessi, viene ridotta en-

tro i limiti di tollerabilità durante le fasi di lavaggio e di compressione, in cui la temperatura del gas è molto inferiore alla massima.

Il motore proposto sfrutta un principio analogo: quello di sottoporre gli organi della macchina alla temperatura massima di ciclo per intervalli di tempo molto brevi, e ad una temperatura molto più bassa per tutto il resto del periodo di alternanza termica. Si possono così sfruttare temperature massime molto elevate con temperature medie entro i limiti imposti dalle condizioni di resistenza meccanica.

Ciò si ottiene con la configurazione descritta di seguito.

3. Descrizione

In fig. 1 è fornita una rappresentazione schematica del motore proposto. Un compressore, 2, sospinge l'aria all'interno delle camere 4 dove viene iniettato anche il combustibile e si fa avvenire la combustione a volume costante; dopo di ciò il gas si espande adiabaticamente nei condotti stazionari, 20, dai cui archi di ammissione, 21, investe, ad alta velocità, la palettatura della turbina ad azione, 22; al termine di questo processo si scarica all'esterno attraverso il condotto, 24.

L'ammissione dell'aria nelle camere di combustione, e lo scarico da queste, sono comandati da distributori rotanti di tipo Aspin, 7, uno dei

(*) F. De Benedictis.

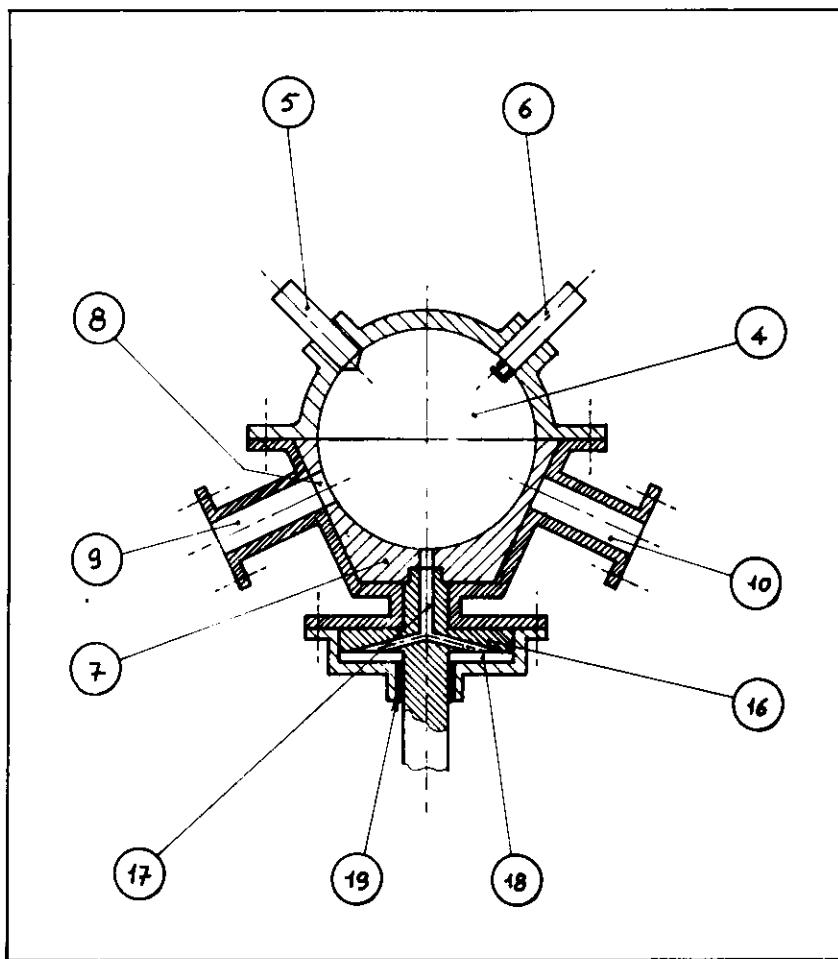
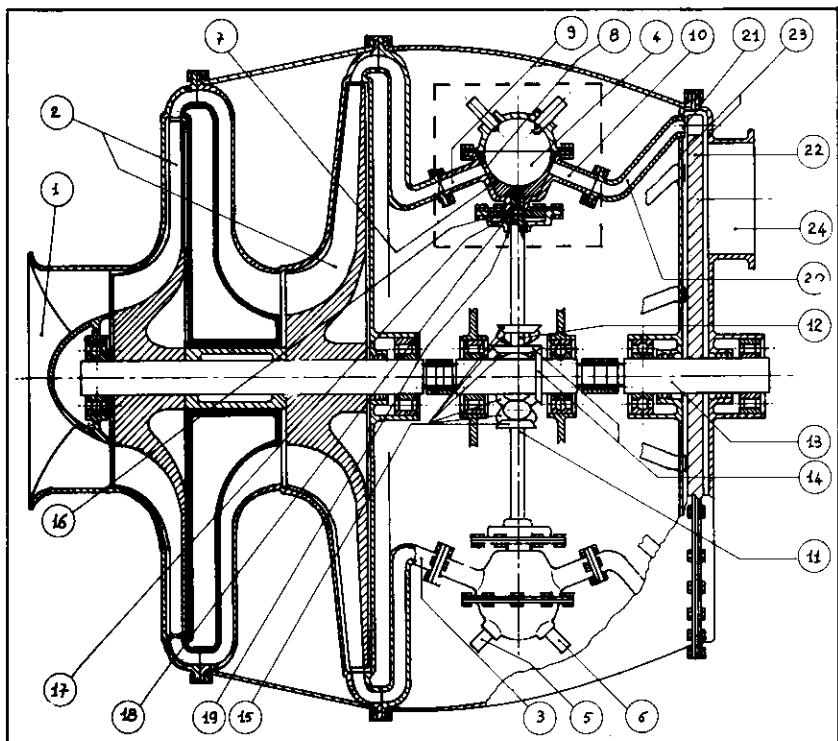


Fig. 1 - Turbina a gas ad elevato rendimento termico. In basso, particolare ingrandito della camera di combustione.

quali, 12, preleva il moto direttamente dall'albero motore, gli altri essendo comandati dalla catena di ruote coniche, 15. Sugli alberi dei distributori rotanti sono montati i piatti equilibratori, 16: la pressione regnante all'interno delle camere di combustione si propaga, attraverso le canalizzazioni, 17, anche nelle camere di contropressione, 18 agendo sulle superfici esposte dei piatti equilibratori; si può così controllare la spinta assiale sui distributori rotanti in modo che essi facciano tenuta senza tuttavia deformarsi per effetto di pressioni di contatto eccessive.

I distributori rotanti sono montati "i ad i " in fase, essendo i sottomultiplo del numero N di camere di combustione, in modo che ciascun gruppo di i camere di combustione sincronizzate sia simmetrico rispetto all'albero motore e anticipato dell'angolo $\frac{2\pi i}{N}$ rispetto al successivo (nel senso di rotazione della turbina) ad esso adiacente. In tal modo gli archi di ammissione entrano in fase attiva, a gruppi di i , in una successione equiversa con la velocità di rotazione della turbina e con velocità angolare ω_a , rispetto alla circonferenza su cui sono disposti, che dipende dal rapporto di trasmissione fra albero turbina ed alberi dei distributori rotanti. Se la velocità angolare della turbina vale ω_t , che supponiamo un po' superiore ad ω_a , il tempo intercorrente fra due successivi passaggi di una stessa pala davanti ad altrettanti archi di ammissione attivi vale quindi:

$$t_k = \frac{2\pi}{i(\omega_t - \omega_a)} \text{ e assume valori}$$

tanto più elevati quanto più ω_a approssima ω_t .

In fig. 2 si è visualizzato schematicamente il fenomeno per una soluzione ad 8 camere di combustione ($N = 8$) sincronizzate a gruppi di 2 ($i = 2$).

All'inizio della sequenza (1) le pale A e B sono in transito davanti a due archi di ammissione attivi; durante le fasi 2, 3, 4 e 5 esse non sono direttamente investite dal getto caldo, lo sono invece di nuovo nell'ultima fase (6) avendo "raggiunto" gli

archi attivi inizialmente ad esse opposti.

La temperatura totale dei getti provenienti dagli archi di ammissione è pari alla massima di ciclo T_3 , mentre quella del gas all'interno della carcassa turbina è pressoché pari alla temperatura statica di fine espansione T_4' , notevolmente inferiore a T_3 ; la temperatura media del gas a contatto delle pale è quindi la media, pesata sul tempo, delle temperature dette, ciò che consente, con opportuni valori di t_k e T_4' , elevatissime T_3 e quindi, per valori usuali dell'efficienza isentropica di compressore e turbina, rendimenti termici corrispondentemente elevati.

4. Conclusioni

4.1. Curve di rendimento.

L'analisi termodinamica del ciclo consente il tracciamento delle curve di fig. 3 dove in ascisse si è posto il rapporto α fra le temperature ideali di fine ed inizio compressione, in ordinate il rendimento termico.

Le curve sono tutte riferite alle stesse condizioni (temperatura ambiente $T_1 = 288.16$ K) e, per dato α , alle medesime efficienze isentropiche di compressione ed espansione. La curva η_B è riportata a scopo di raffronto, essa si riferisce ad una turbina a gas convenzionale a pale non raffreddate, a ciclo semplice, con temperatura di ingresso in turbina pari a 1223 K; le curve η_1 ed η_2 valgono per il motore di fig. 1, funzionante con un combustibile di potere calorifico inferiore H_i pari a 27216 kJ/kg e, rispettivamente, per la versione da esso derivata, rappresentata schematicamente in fig. 4, alimentata con combustibile di potere calorifico inferiore pari a 54261 kJ/kg.

Si nota la notevole differenza di rendimento a favore del motore studiato, che va dal 30% al 63% in più rispetto al valore massimo ottenibile con la turbina convenzionale; un altro vantaggio è la scarsa dipendenza del rendimento stesso dal rapporto di compressione.

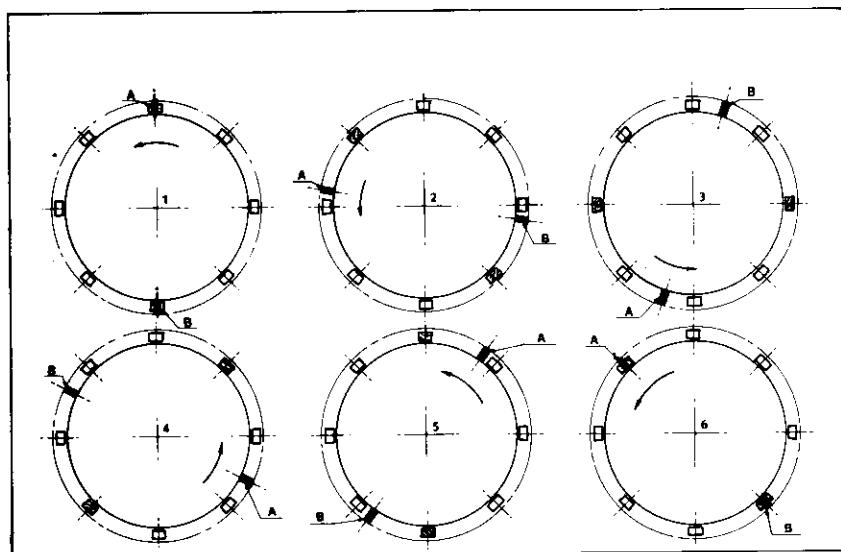


Fig. 2 - Esempio dell'alternarsi delle fasi di lavoro e raffreddamento su due pale generiche A e B in una soluzione con 8 camere di combustione sincronizzate 2 a 2.

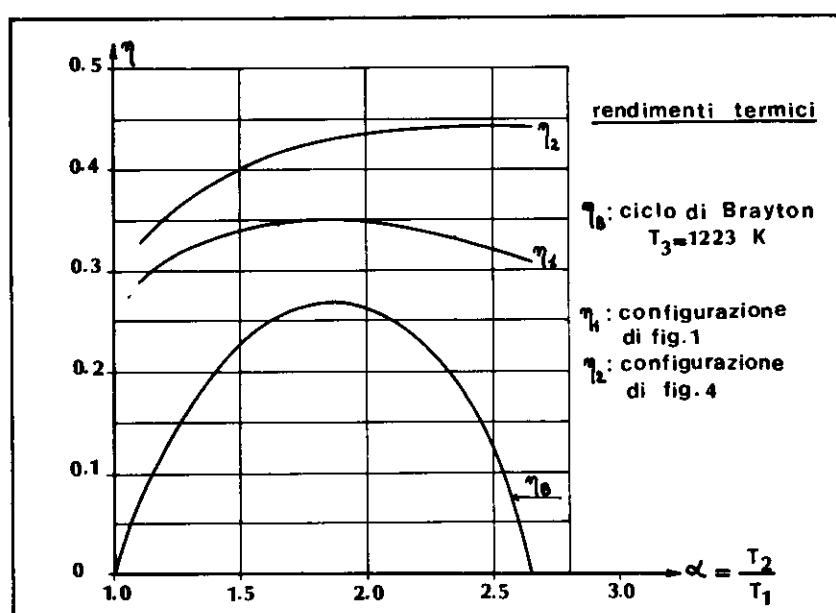


Fig. 3 - Rendimenti termici.

$$\left(\alpha = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k_c-1}{k_c}} \right)$$

tanto che la nostra macchina può funzionare addirittura a valori di tale rapporto molto prossimi ad 1 in ragione della compressione interna che si ha durante la fase di combustione a volume costante.

4.2. Flusso secondario di raffreddamento.

Nella configurazione di fig. 4 è pre-

visto uno spillamento d'aria a bassa pressione da convogliare in turbina "by-passando" le camere di combustione; ciò è imposto dalla necessità di abbassare la temperatura T_4' , all'interno della carcassa turbina quando questa, per H_i elevati, supera il valore massimo imposto dalle necessità di raffreddamento.

4.3. Efficienza dei componenti.

Nei calcoli si è supposta uguale efficienza isentropica dei componenti

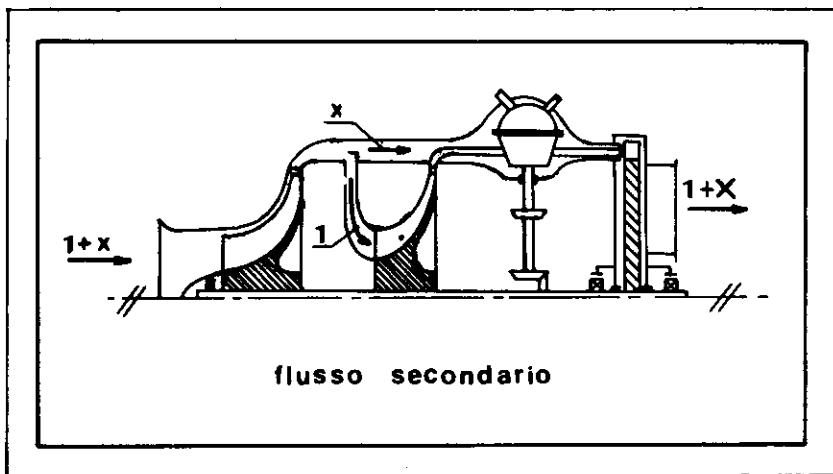


Fig. 4 - Turbina nella versione con flusso secondario di raffreddamento.

tanto per il ciclo di Brayton che per il nostro; se ciò è ragionevole per il compressore, il cui funzionamento è perturbato solo da lievi fluttuazioni della portata, lo è senz'altro meno per la turbina. Il comportamento dei condotti di espansione stazionari, infatti, è perfettamente noto nel caso di flusso continuo, mentre non lo è per l'espansione di masse

discrete come in questo caso; altrettanto dicasì per i palettamenti mobili. Un altro motivo di incertezza si ha nell'elevatissima velocità di efflusso dei getti dagli archi di ammissione; in generale infatti la velocità periferica u di massima efficienza delle turbine ad azione è prossima a $0.4 \div 0.5 v$, essendo v la suddetta velocità di efflusso, ma tale condi-

zione non è sempre realizzabile in questo caso perché si avrebbero velocità periferiche eccessive con inammissibili tensioni nei materiali. Si possono allora seguire diverse strade: più bassi rapporti $\frac{u}{v}$, adozione di turbine a più salti ecc., ma tutte richiedono accurate indagini sperimentali non potendosene valutare con precisione, a priori, importanti caratteristiche di funzionamento quali l'efficienza isentropica (1° caso) o quella di raffreddamento (2° caso).

4.4. Studio di fattibilità.

Il motore proposto, quindi, non è affatto esente da incognite, ma il suo potenziale di sviluppo è talmente promettente (si osservi ancora, a tal proposito, la fig. 3) da non lasciare dubbi sull'opportunità di proseguirne lo studio attraverso un'accurata indagine preliminare di fattibilità; i finanziamenti necessari sono ben poca cosa di fronte alle imponenti prospettive commerciali che se ne intravvedono.