

FIAT

STABILIMENTO GRANDI MOTORI

VOL. XIII - N. 3

BOLLETTINO TECNICO

LUGLIO - SETTEMBRE 1960



Il rotore della turbina a gas FIAT da 6400-7600 kW sulla macchina per l'equilibramento dinamico.



CENTRO

Le turbine a gas industriali della FIAT

Dott. Ing. Nicolò Mancuso

Parte I : Caratteristiche termiche delle turbine a gas Pag. 69

Parte II : La produzione FIAT di turbine a gas industriali Pag. 80

STORICO

FIAT

LE TURBINE A GAS INDUSTRIALI DELLA FIAT

Nella primavera scorsa è entrata in funzione ad Hassad el Hamra (Sahara Francese) una centrale termoelettrica con due turbine a gas FIAT tipo TG 500, ciascuna della potenza di 6400 kW. Si tratta di due turbine uguali a quella da noi costruita ed installata, nel 1957, presso la Centrale del Martinetto dell'Azienda Elettrica Municipale di Torino, per un gruppo elettrogeno di integrazione stagionale. Diverse altre unità dello stesso tipo sono attualmente in corso di installazione all'estero o in costruzione presso le nostre Officine, dove è anche in approntamento una unità di grande potenza (32-36 MW).

Così la FIAT, in breve giro di anni, si è allineata all'esiguo numero di grandi costruttori europei e statunitensi che, a livello internazionale, e su scala industriale, si dedicano al progetto ed alla costruzione di turbine a gas di tipo non aeronautico.

Ritenevamo quindi opportuno illustrare sul nostro Bollettino le principali caratteristiche termiche e costruttive delle nostre turbine a gas industriali, con particolare riguardo alla TG 500 che rappresenta la turbina a gas da noi costruita per prima in ordine di tempo e, fino ad ora, in maggior numero di esemplari. Trattandosi di un tipo di motore termico relativamente nuovo, specialmente per taluni nostri lettori (che sono in gran parte tecnici ed utenti di motori Diesel), abbiamo creduto opportuno premettere alla descrizione delle turbine, alcune elementari considerazioni di carattere generale sulle caratteristiche termodinamiche delle turbine a gas a ciclo semplice.

Riguardiamo inoltre che le turbine a gas industriali della FIAT sono disegnate e costruite, per alcuni tipi secondo i disegni e per altri con la consulenza della Westinghouse Electric Co., con cui la FIAT ha stipulato un ampio accordo di collaborazione tecnica per lo sviluppo di ricerche teorico-sperimentali, di progetti e di costruzioni nel campo delle turbine a gas.

PARTE I

Caratteristiche termiche delle turbine a gas

1) Considerazioni generali.

La turbina a gas è una macchina rotativa in cui il fluido di lavoro — costituito dall'aria — viene compresso, riscaldato e fatto espandere per produrre lavoro utile.

Detta macchina può essere realizzata secondo diversi schemi, a seconda delle trasformazioni termodinamiche che in essa si compiono, delle prestazioni richieste e delle caratteristiche di impiego.

In effetti, però, la maggior parte delle moderne turbine a gas è costruita secondo cicli che, pur differendo alquanto tra di loro, hanno in comune tre caratteristiche fondamentali:

- il fluido di lavoro è costituito da aria atmosferica che si rinnova ad ogni ciclo;
- la combustione è interna, cioè avviene dentro lo stesso fluido di lavoro;
- la pressione dell'aria rimane costante durante la introduzione di calore per mezzo del combustibile.

Le turbine a gas così concepite sono denominate *turbine a gas a ciclo aperto a pressione costante* e ad esse limiteremo le nostre note in quanto, come detto, rappresentano la maggior parte delle moderne turbine industriali.

2) Il ciclo termico.

Nelle sue linee essenziali, una turbina a gas del tipo considerato è costituita (fig. 1) da tre macchine funzionanti in serie e cioè:

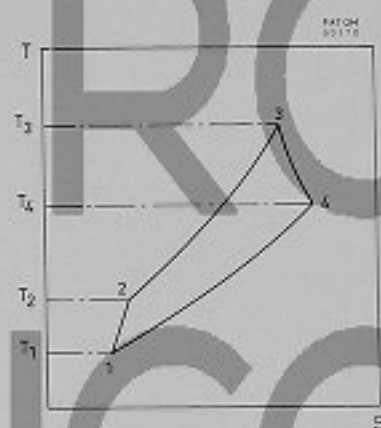
- un compressore che eleva la pressione dell'aria ambiente fino alla pressione di ingresso in turbina;
- una camera di combustione dove l'aria compressa subisce un notevole aumento di temperatura, e quindi di volume specifico, per mezzo del combustibile in essa bruciato;
- una turbina in cui i gas caldi prodotti nella camera di combustione si espandono fino alla pressione atmosferica producendo lavoro, una parte del quale

- compressione dell'aria a livello relativamente elevato in due o più stadi con refrigerazione intermedia;
- espansione dei gas caldi in due o più stadi con riscaldamento intermedio.

Le caratteristiche di flessibilità⁽¹⁾ della macchina risultano migliorate passando dalle costruzioni con un solo rotore compressore-turbina a quelle con due o più rotori, meccanicamente indipendenti, ma collegati per via fluidodinamica.



A - Compressore
B - Camera di combustione
C - Turbina
M - Macchina utilizzatrice



1 - 2 - Compressione dell'aria
2 - 3 - Riscaldamento dell'aria
3 - 4 - Espansione dei gas caldi
4 - 5 - Scarico dei gas

Fig. 1 - Turbina a gas a ciclo semplice: schema di funzionamento e diagramma entropico. Le turbine a ciclo semplice sono adatte per quegli impianti, che in pratica sono la maggioranza, per i quali sono principalmente richiesti: notevole semplicità costruttiva, facilità di installazione e manutenzione, minimo consumo di acqua, e dove, viceversa, pur di avere costi di costruzione e di impianto ridotti, può essere accettato un rendimento non molto elevato.

serve ad azionare il compressore, mentre la parte rimanente rappresenta il lavoro esterno, cioè il lavoro utile per l'azionamento della macchina utilizzatrice.

Questo semplice ciclo termico è realizzato in quelle turbine a gas, che in pratica sono la maggioranza, per le quali sono principalmente richiesti: grande semplicità costruttiva, modesti costi di costruzione e di impianto, facilità di installazione e manutenzione, possibilità di comando a distanza, minimo consumo di acqua, e dove, per le caratteristiche di impiego, sono accettabili rendimenti modesti.

Invece, per la costruzione di impianti con prestazioni più elevate, specialmente per quel che riguarda il rendimento termico e la potenza specifica, si ricorre a schemi termici più complessi, comprendenti anche una o più delle seguenti caratteristiche:

- ricupero di parte del calore dei gas di scarico per il riscaldamento dell'aria compressa prima dell'ingresso nella camera di combustione;

Da questo punto di vista, le soluzioni più comuni sono:

- le turbine a due assi costituite da un solo compressore e da due turbine meccanicamente indipendenti: una per l'azionamento del compressore (gruppo generatore di gas), l'altra per la produzione della potenza utile (turbina di potenza);
- gli impianti con almeno due gruppi turbina-compressore (gruppo di alta pressione, gruppo di bassa pressione e, talvolta, gruppo o almeno compressore di media pressione).

(1) Per *flessibilità* di una turbina a gas intendiamo la sua capacità a sviluppare prestazioni soddisfacenti anche ad andature diverse da quelle del regime normale. I due principali parametri che la caratterizzano sono: la variazione del rendimento al variare del carico e la variazione della coppia motrice in funzione della velocità di rotazione.

Nella fig. 2 è rappresentato uno degli schemi termici più noti di questo tipo di macchine, schema che è stato realizzato anche nella nostra turbina a gas da 32 - 36 MW (tipo TG 3000).

Per ragioni di brevità, noi nelle pagine seguenti trascureremo qualsiasi accenno ai cicli complessi e ci limiteremo a considerare brevemente solo le principali caratteristiche delle turbine a ciclo semplice, alla cui famiglia appartiene la maggior parte delle turbine di nostra normale produzione.

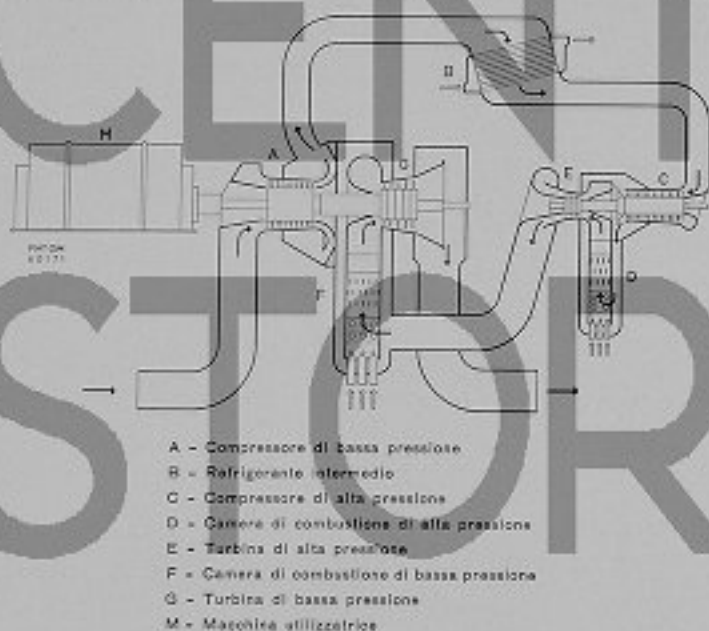
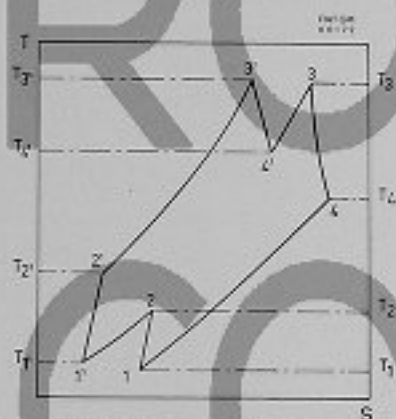


Fig. 2 - Turbina a gas a ciclo complesso: schema di funzionamento e diagramma entropico. Il ciclo complesso, per le sue caratteristiche di maggior rendimento e di più elevata potenza specifica, e quindi di macchine di maggior potenza unitaria, trova applicazione, in genere, negli impianti di grande potenza.

La potenza specifica ed il rendimento dipendono da diversi parametri tra i quali i principali sono:

- la temperatura dei gas all'ingresso in turbina (temperatura superiore del ciclo);
- il rapporto di compressione p_2/p_1 dell'aria e quindi la pressione dei gas all'ingresso in turbina;
- il rendimento delle varie macchine attraversate dal fluido di lavoro ed in particolare il rendimento del compressore e della turbina;



- 1 - 2 - Compressione dell'aria
- 2 - 2' - Raffreddamento dell'aria
- 2' - 3' - Riscaldamento dell'aria
- 3' - 4' - Espansione dei gas caldi
- 4' - 3 - Riscaldamento dei gas
- 3 - 4 - Espansione dei gas caldi
- 4 - 1 - Scarico dei gas

3) La turbina a gas a ciclo semplice.

a) **Potenza specifica e rendimento.** - Dal punto di vista termico, le principali caratteristiche di una turbina a gas del tipo considerato sono:

- la **potenza specifica** P_s cioè la potenza utile sviluppata dalla turbina per unità di portata di aria (espressa in $Cv/kg\ s^{-1}$), da cui dipendono principalmente le dimensioni e la potenza globale di un impianto e quindi il suo costo di costruzione e di installazione;
- il **rendimento termico** η cioè il rapporto tra il lavoro utile prodotto dalla turbina ed il lavoro equivalente al calore introdotto con il combustibile. Esso è inversamente proporzionale al **consumo specifico di combustibile** (espresso in kg/Cvh), da cui dipende principalmente il costo di esercizio dell'impianto.

- la temperatura dell'aria all'ingresso del compressore;
- le perdite secondarie (di pressione e di temperatura) subite dal fluido di lavoro all'ingresso ed all'uscita delle macchine e nell'attraversamento dei condotti di collegamento tra le macchine stesse;
- l'energia assorbita dai servizi indispensabili al funzionamento della turbomacchina (pompe dell'olio di lubrificazione, del combustibile, dell'acqua).

Nell'ambito delle presenti note, i parametri *e)* ed *f)* hanno un'importanza secondaria e quindi noi non ne faremo particolare cenno.

Le cause della fondamentale influenza delle grandezze richiamate ai punti *a)* - *d)* sono in certo senso ovvie e comunque note dalla termodinamica; noi quindi non ci

soffermeremo su ragionamenti di carattere generale, ma esporremo solo alcune considerazioni di semplice ed immediata comprensione.

In prima approssimazione, il lavoro utile L_u prodotto da una turbina a gas a ciclo semplice è uguale alla differenza tra il lavoro L_t prodotto dalla turbina ed il lavoro L_c assorbito dal compressore.

Si ha cioè:

$$[1] \quad L_u = L_t - L_c$$

Il rendimento η è il rapporto tra il lavoro L_u ed il lavoro Q_c equivalente al calore fornito dal combustibile, cioè:

$$[2] \quad \eta = \frac{L_u}{Q_c} = \frac{L_t - L_c}{Q_c}$$

Con riferimento alla figura di nota 2, indichiamo ora con:

η_c : rendimento adiabatico del compressore;

η_t : rendimento adiabatico della turbina;

T_1 : temperatura assoluta dell'aria all'aspirazione del compressore;

T_{2a} : temperatura assoluta dell'aria alla fine della compressione adiabatica;

T_2 : temperatura assoluta dell'aria alla mandata del compressore;

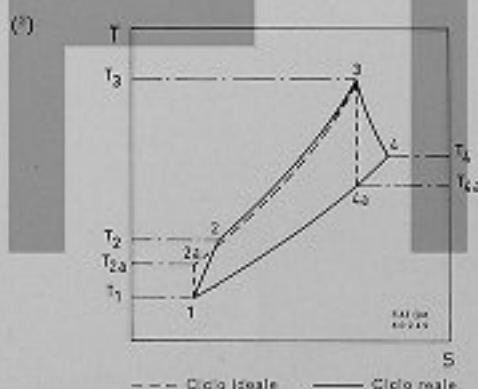
T_3 : temperatura assoluta dei gas all'ingresso turbina;

T_{4a} : temperatura assoluta dei gas alla fine dell'espansione adiabatica;

c_p : calore specifico medio a pressione costante dell'aria in fase di compressione;

c_p' : calore specifico medio a pressione costante dei gas caldi in fase di espansione.

Introducendo talune semplificazioni e trascurando alcuni termini secondari ⁽¹⁾, le espressioni del lavoro utile L_u e del rendimento η si possono scrivere:



Turbina a gas a ciclo semplice: ciclo ideale e ciclo reale.

$$L_u = \eta_{L_u} (T_3 - T_{2a}) - \frac{c_p}{\eta_c} (T_{2a} - T_1) \quad [3]$$

$$\eta = \frac{\eta_t (T_3 - T_{4a}) - \frac{1}{\eta_c} (T_{2a} - T_1)}{T_3 - T_1} \quad [4]$$

Queste formule possono essere ulteriormente trasformate in altre equivalenti, in cui compaiono soltanto le temperature estreme del ciclo (T_1 e T_3). Se poniamo:

$\rho = \frac{p_2}{p_1}$: rapporto di compressione dell'aria tra mandata ed aspirazione del compressore;

k : esponente della trasformazione adiabatica per l'aria;

$A = \rho^{\frac{k-1}{k}} - 1$: funzione di ρ e di k ;

$B = \frac{\rho^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\rho^{\frac{k-1}{k}}}$: funzione di ρ e di k ;

con opportune trasformazioni, le relazioni [3] e [4] possono essere scritte nella forma seguente:

$$L_u = B c_p \eta_t T_3 - A c_p \frac{T_1}{\eta_c} \quad [5]$$

$$\eta = \frac{B \eta_t T_3 - A \frac{T_1}{\eta_c}}{T_3 - T_1 \left(\frac{A}{\eta_c} + 1 \right)} \quad [6]$$

Da queste formule si deduce che in una turbina a gas:

- potenza utile e rendimento sono tanto più elevati quanto maggiore è la potenza prodotta dalla turbina rispetto a quella assorbita dal compressore e cioè,

(1) Per poter esprimere, a scopo di maggior chiarezza, L_u ed η con le semplici formule [3] e [4] occorre fare le seguenti semplificazioni:

- si suppone $c_p = c_p'$;
- si trascura il peso del combustibile rispetto a quello dell'aria;
- si trascurano le perdite di pressione e di temperatura che il fluido di lavoro subisce nella camera di combustione e nei condotti del compressore e della turbina;
- i rendimenti meccanici del compressore e della turbina si assumono uguali all'unità;
- si trascura l'energia assorbita dagli ausiliari indispensabili al funzionamento del turbogruppo.

A seguito di queste semplificazioni, i valori di L_u ed η delle turbine effettivamente costruite risultano leggermente inferiori a quelli calcolabili con le formule approssimate [3], [4], [5] e [6].

a parità di altre condizioni, quanto più elevata è la temperatura T_3 dei gas all'ingresso turbina e quanto più bassa è la temperatura T_1 dell'aria all'ingresso compressore (effetto delle temperature estreme del ciclo):

— potenza utile e rendimento, a parità di altre condizioni, crescono al crescere dei rendimenti η_c ed η_t del compressore e della turbina (influenza delle perdite sulle trasformazioni fluidodinamiche);

— L_u ed η risultano da una differenza tra lavoro di espansione e lavoro di compressione, quindi variazioni anche piccole nei termini della differenza (e cioè in L_c , η_c , L_t , η_t), danno luogo a variazioni molto sensibili del rendimento e della potenza utile di una turbina a gas.

b) Il rapporto di compressione. - La potenza specifica ed il rendimento sono anche funzione delle

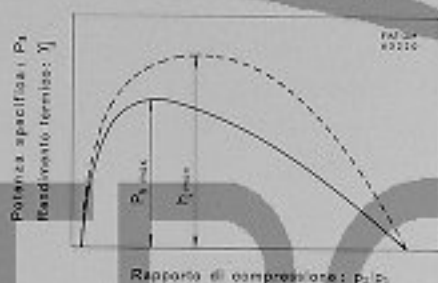


Fig. 3 - Turbina a gas a ciclo semplice: potenza specifica P_s e rendimento η in funzione del rapporto di compressione p_2/p_1 .

grandezze A e B che compaiono nelle formule [5] e [6] e quindi del rapporto di compressione dell'aria $\rho = p_2/p_1$, tra mandata e aspirazione del compressore.

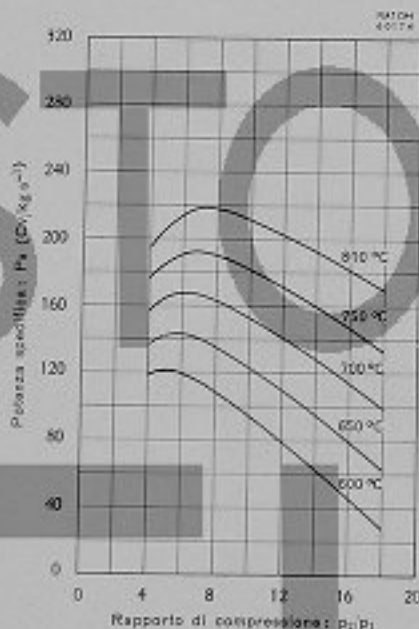
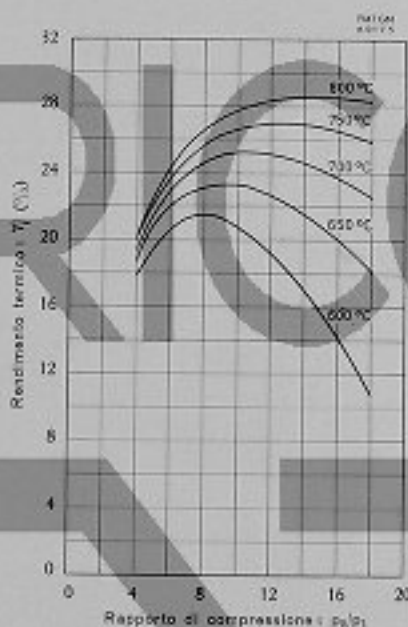


Fig. 4 - Turbina a gas a ciclo semplice: variazione della potenza specifica P_s e del rendimento η in funzione della temperatura dei gas all'ingresso in turbina e del rapporto di compressione.

Si può dire che in queste semplici considerazioni è la chiave dell'attuale sviluppo delle turbine a gas.

Infatti, fino a quando non è stato possibile costruire turbine e compressori con rendimenti elevati e produrre materiali resistenti ad intense sollecitazioni meccaniche ed a temperatura elevata (specialmente per i dischi e le palettature rotanti delle turbine), la turbina a gas non ha potuto dare prestazioni accettabili e quindi non ha presentato alcun pratico interesse per le applicazioni industriali.



Per ogni valore di T_3 , P_s ed η raggiungono un massimo in funzione di ρ e poi diminuiscono; i valori di η_{max} e di $P_{s,max}$ non si verificano per lo stesso rapporto di compressione (fig. 3).

Ad esempio, per una temperatura dei gas all'ingresso turbina di 730 °C, dal grafico di fig. 4 risultano:

$$P_{s,max} = 182 \text{ CV/kg s}^{-1} \quad \text{per } \rho = 6,7$$

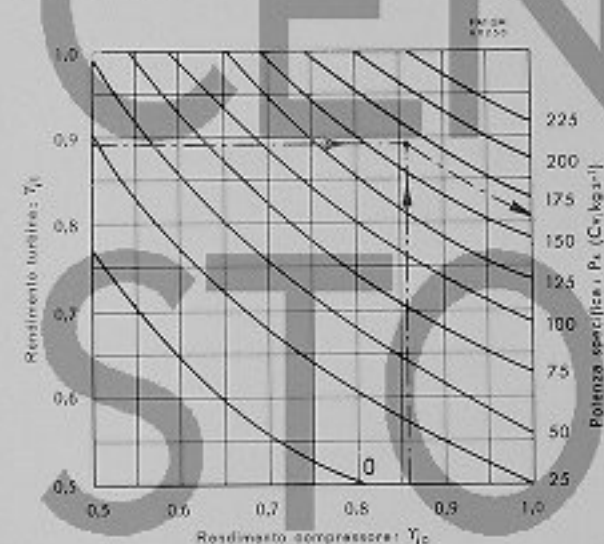
$$\eta_{max} = 26,2 \% \quad \text{per } \rho = 11,5$$

Nella maggior parte delle turbine costruite, è stato scelto

un rapporto di compressione più vicino al valore ottimo per la potenza specifica che a quello per il rendimento.

c) **Temperatura superiore del ciclo.** - Al punto a) abbiamo visto che per poter costruire turbine a gas con prestazioni soddisfacenti è necessario che la temperatura dei gas all'ingresso turbina sia la più elevata possibile.

I grafici di fig. 4 danno una idea sufficientemente approssimata dell'importanza fondamentale del livello di detta temperatura sulla potenza specifica ed il rendimento della macchina.



elevati è subordinata principalmente alla disponibilità di materiali adatti per il funzionamento ad elevata temperatura.

In pratica, il valore massimo della temperatura dei gas all'ingresso turbina viene perciò fissato dal costruttore principalmente in funzione della capacità di resistenza, nel tempo, dei materiali adoperati negli organi meccanicamente più sollecitati e sottoposti a temperatura elevata, specialmente per gli impianti industriali destinati a funzionare a pieno carico per lunghi periodi di tempo.

Per queste turbine, dette di *lunga vita*, lo stato attuale di sviluppo dei materiali resistenti a temperature elevate,

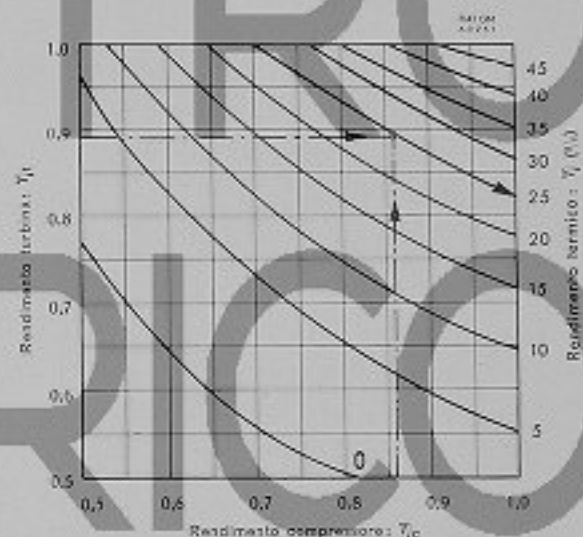


Fig. 5 - Turbina a gas a ciclo semplice: variazione della potenza specifica P_s e del rendimento η_T in funzione del rendimento del compressore η_C e del rendimento della turbina η_T .

(I grafici sono stati calcolati per una temperatura dei gas all'ingresso turbina di 700°C).

Ad esempio, per una temperatura dei gas all'ingresso in turbina di 730°C, si hanno i valori già citati:

- potenza specifica max: 182 Cv/kg s⁻¹ (per $\rho = 6,7$);
- rendimento massimo: 26,2 % (per $\rho = 11,5$).

Abbassando la temperatura dei gas a 600°C:

- la potenza specifica massima si riduce a 121 Cv/kg s⁻¹ (per $\rho = 5$), con una diminuzione del 33,5 %;
- il rendimento massimo si riduce al 21,4 % (per $\rho = 8$), con una diminuzione del 18,3 %.

Ad una temperatura di circa 450°C, anche con turbina e compressore di elevato rendimento, la turbina produce soltanto la potenza assorbita dal compressore; quindi la potenza utile ed il rendimento della turbomacchina risultano nulli.

Dal punto di vista costruttivo, la possibilità di realizzare turbine funzionanti a livelli di temperatura sempre più

consente oggi di fissare il valore della temperatura superiore del ciclo attorno a 750 → 800°C.

All'altro limite, le temperature inferiori a 600°C non hanno più pratico interesse, perché non consentirebbero di costruire impianti di prestazioni accettabili.

d) **Rendimenti del compressore e della turbina.** - Le relazioni di pag. 72 ed i grafici di fig. 5 mostrano la grande importanza dei valori di rendimento del compressore e della turbina sulle prestazioni della macchina.

Con temperatura dei gas all'ingresso turbina di 700°C, e con rendimenti del compressore di 0,86 e rendimento turbina di 0,89 si ha (vedi fig. 5):

- potenza specifica 165 Cv/kg s⁻¹
- rendimento 25 %

A parità di temperatura superiore del ciclo, con rendi-

mento del compressore di 0,84 e della turbina di 0,87 si ha:

- potenza specifica 150 Cv/kg s⁻¹
- rendimento 21,5 %

cioè la riduzione di due punti del rendimento del compressore e della turbina, dà luogo ad una diminuzione del 9% sulla potenza specifica e del 14% sul rendimento.

Un gruppo funzionante con temperatura dei gas di 700°C e con rendimento del 60% per il compressore e del 64% per la turbina, avrebbe una potenza utile nulla.

I progressi ottenuti negli anni recenti nelle ricerche teorico-sperimentali sulla fluidodinamica applicata alle macchine rotanti, consentono oggi di costruire turbine e compressori con rendimenti adiabatici particolarmente elevati e cioè dell'ordine dell'86 ÷ 88% per il compressore e dell'88 ÷ 90% per la turbina.

e) Lavoro di compressione e di espansione.

Abbiamo visto che la potenza utile prodotta da una turbina a gas è data dalla differenza tra la potenza prodotta dalla turbina e quella assorbita dal compressore. Di questi tre termini, la potenza utile è il minore.

Con buona approssimazione, si può dire che negli attuali impianti a ciclo semplice, 2/3 della potenza prodotta dalla turbina sono assorbiti dal compressore, mentre solo 1/3 rappresenta la potenza utile.

Ad esempio, in un impianto in cui la turbina sviluppa una potenza di circa 25 000 Cv, il compressore ne assorbe 16 300 (circa 65%) e quindi la potenza utile risulta di 8700 Cv (circa 35%).

Quindi variazioni anche percentualmente non rilevanti della potenza prodotta dalla turbina o di quella assorbita dal compressore, danno luogo a variazioni ben più importanti sulla potenza utile.

Ad esempio, nell'impianto sopra considerato, a parità di potenza assorbita dal compressore, una riduzione del 18% della potenza prodotta dalla turbina (da 25 000 Cv a 20 500 Cv), comporterebbe una riduzione di circa il 50% della potenza utile (da 8700 Cv a 4200 Cv).

f) Condizioni ambiente. - Le prestazioni di una turbina a gas variano sensibilmente in funzione delle condizioni ambiente ed in particolare della temperatura (grafici di fig. 6 e 7).

Con buona approssimazione, si può osservare che la potenza di una turbina a gas a ciclo semplice varia (in più od in meno) dell'1% circa, per una variazione (in meno od in più) di 1°C nella temperatura dell'aria

aspirata dal compressore. Le variazioni di rendimento sono invece meno sensibili.

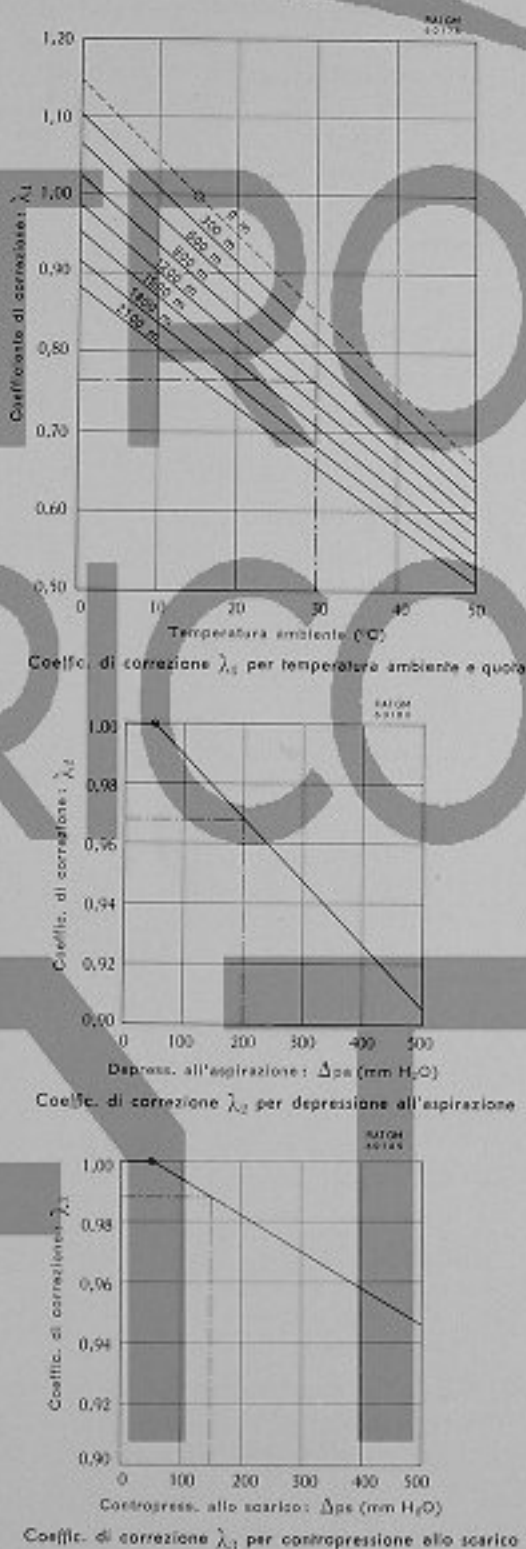
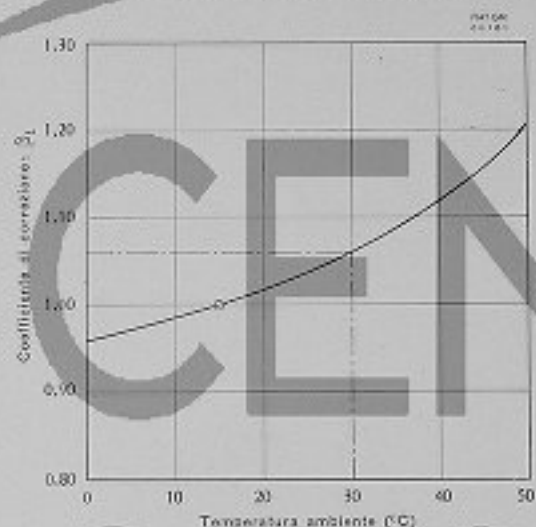
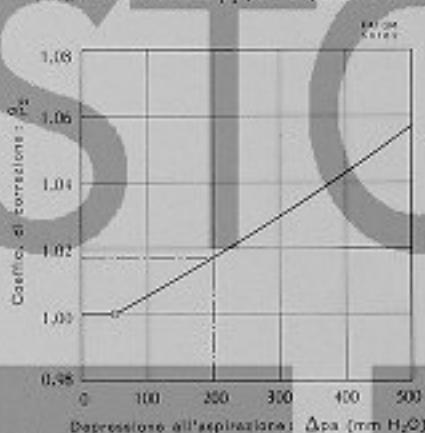


Fig. 6 - Turbina a gas a ciclo semplice: coefficienti di correzione della potenza al variare delle condizioni ambiente, della depressione all'aspirazione e della contropressione allo scarico.

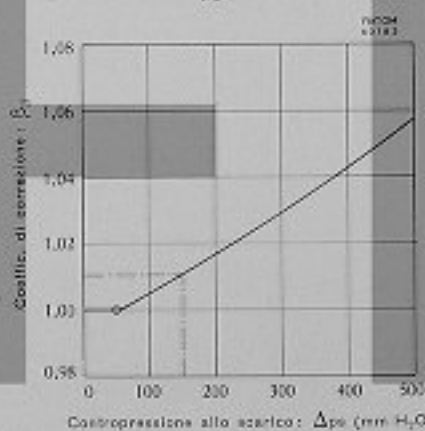
Quindi nei mesi invernali una turbina può fornire, a parità di temperatura dei gas all'ingresso turbina, una potenza del 15 ÷ 20% superiore a quella sviluppata nei mesi estivi.



Coeff. di correzione β_1 per temperatura ambiente



Coeff. di correzione β_2 per depressione all'aspirazione



Coeff. di correzione β_3 per contropressione allo scarico

Fig. 7 - Turbina a gas a ciclo semplice: coefficienti di correzione del consumo specifico al variare delle condizioni ambiente, della depressione all'aspirazione e della contropressione allo scarico.

Questa proprietà è particolarmente pregevole per gli impianti destinati a funzionare in climi freddi o come gruppi elettrogenitori di integrazione invernale, giacché essi possono sviluppare una potenza sensibilmente più elevata proprio nella stagione in cui, generalmente, è maggiore la richiesta di energia elettrica.

g) **Depressione all'aspirazione e contropressione allo scarico.** - L'aumento della contropressione dei gas allo scarico dà luogo ad una riduzione del rapporto di espansione della turbina, ma non altera praticamente la portata di aria.

Invece, l'aumento della depressione dell'aria all'aspirazione del compressore riduce non solo la pressione dei gas all'ingresso turbina, ma anche la portata in peso di aria. Quindi la depressione all'aspirazione del compressore ha sulle prestazioni di una turbina un'influenza maggiore di una eguale contropressione allo scarico.

Nei grafici di fig. 6 e 7 sono rappresentate le perdite di potenza specifica e di rendimento di una turbina a gas a ciclo semplice, in funzione della depressione alla aspirazione e della contropressione allo scarico.

Di queste perdite si deve tener conto nel progetto dei condotti di aspirazione dell'aria e di scarico dei gas, nel proporzionamento dei filtri aria all'aspirazione, dei silenziatori e dei recuperatori di calore talvolta posti sullo scarico dei gas. Condotti di sezione insufficiente o mal disegnati possono dare luogo ad elevate perdite di carico e ad una non trascurabile riduzione della potenza della macchina.

4) Recupero del calore dei gas di scarico.

a) **Turbine a gas a ciclo rigenerativo.** - Come già accennato, una turbina a gas può anche essere munita di uno scambiatore di calore (spesso denominato *rigeneratore*) inserito tra il compressore e la camera di combustione (fig. 8).

Questo scambiatore ha lo scopo di trasmettere una parte del calore dei gas di scarico all'aria compressa, in modo che la sua temperatura all'ingresso della camera di combustione risulti sensibilmente più elevata di quella finale di compressione. In questo modo, a parità di temperatura dei gas all'ingresso turbina, la quantità di combustibile da bruciare nella camera di combustione è minore ed il rendimento della macchina aumenta sensibilmente.

A titolo indicativo, diciamo che in una turbina a gas a ciclo semplice con rendimento di 0,24 l'aggiunta del

rigeneratore dà luogo ad un aumento del rendimento di circa 5 punti e cioè del 20% circa.

Bisogna però tenere presente che, in pratica, il beneficio del maggior rendimento è sensibilmente ridotto, ed in alcuni casi neutralizzato, da alcuni svantaggi dovuti al rigeneratore, fra cui principalmente:

— maggiori oneri di manutenzione, specialmente con l'impiego di nafta da caldaia.

Di conseguenza, in un'installazione con rigeneratore, i vantaggi del maggior rendimento sono sovente bilanciati dalla riduzione della potenza e dall'aumento di peso, e quindi di costo, dell'installazione.

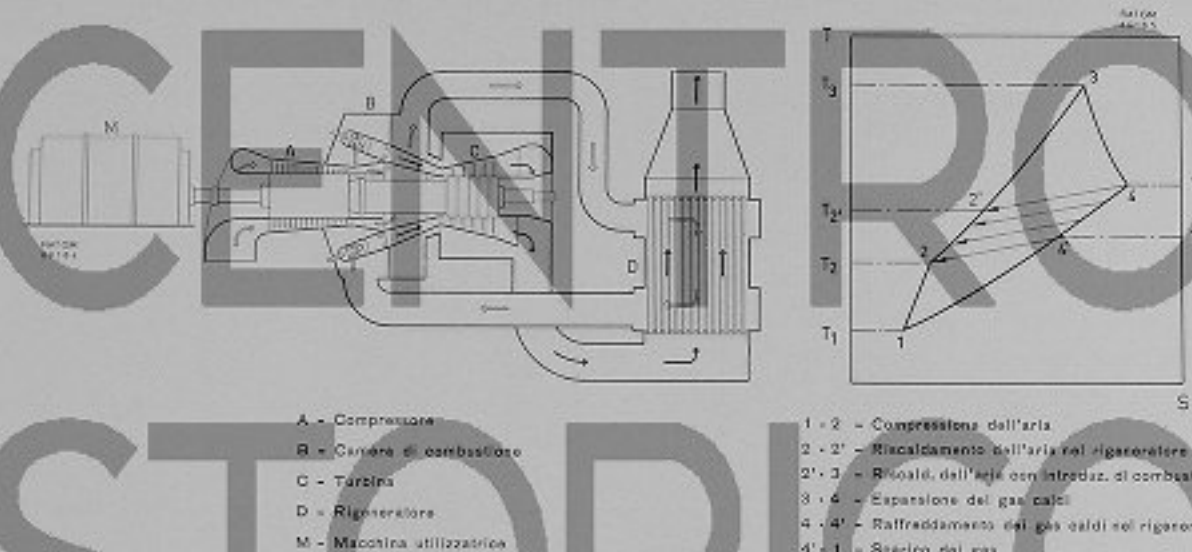


Fig. 8 - Turbina a gas a ciclo semplice con rigeneratore: schema di funzionamento e diagramma entropico. L'impiego di un rigeneratore aumenta il rendimento del ciclo di circa il 20%, ma comporta una non trascurabile riduzione della potenza e un sensibile aumento dei costi di costruzione e di impianto.

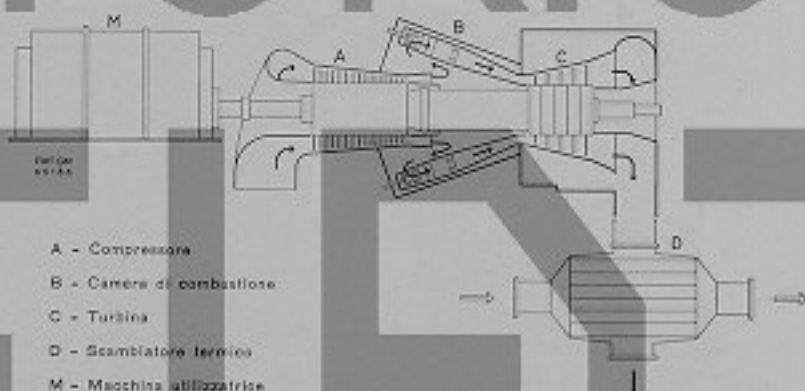


Fig. 9 - Turbina a gas a ciclo semplice con scambiatore termico a valle della turbina: schema di funzionamento. L'impiego di uno scambiatore termico sullo scarico delle turbine a gas, consente di recuperare, con una installazione semplice ed economica, notevoli quantità di calore, per la produzione di acqua calda o vapore a bassa pressione.

- aumento sensibile dei costi di costruzione e di impianto del gruppo, a causa del grande peso ed ingombro dello scambiatore e delle tubazioni di collegamento;
- riduzione non trascurabile della potenza utile, a causa dell'aumento delle perdite di carico dell'aria compressa e dell'aumento della contropressione allo scarico dei gas;

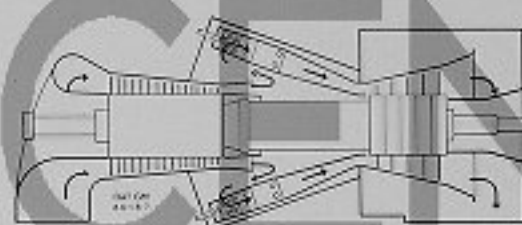
Per queste ragioni, la maggior parte delle turbine a gas a ciclo semplice destinate ad installazioni fisse, per le quali sono richieste principalmente doti di snellezza, compattezza, facilità di trasporto e di installazione ed economia di manutenzione, sono costruite senza recuperatori del calore dei gas di scarico, inseriti tra compressore e camera di combustione.

b) Recuperatori sullo scarico della turbina.

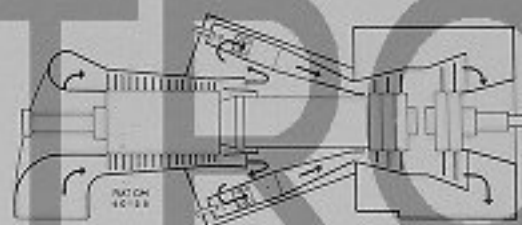
A causa della grande portata di gas effluente dallo scarico di una turbina, a temperatura abbastanza elevata (dell'ordine di 400°C), la quantità di calore dispersa nell'atmosfera in un impianto senza recuperatore è veramente ingente ed è la causa prima del modesto rendimento di questo tipo di macchina.

questo tipo di recupero dell'energia termica dei gas di scarico, altrimenti perduta, presenta notevoli vantaggi, per la sua semplicità, per il costo moderato e per l'entità del recupero di energia.

Non ci soffermiamo su questo argomento che per la sua importanza richiederebbe una trattazione a parte. A titolo di orientamento, daremo, nelle pagine seguenti,



Turbina monoasse



Turbina biasse

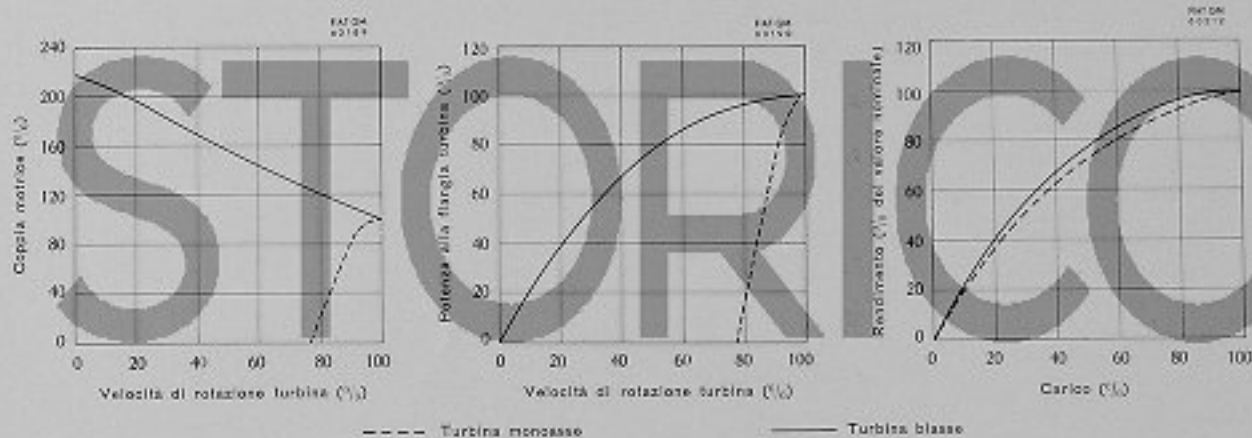


Fig. 10 - Turbine a gas a ciclo semplice: curve caratteristiche per turbine monoasse e biasse.
(Le scale dei diagrammi sono espresse in percentuale del valore corrispondente al funzionamento normale).

Però, anche senza ricorrere ad un ciclo rigenerativo, il rendimento di una turbina a gas può essere sensibilmente aumentato con un impianto di recupero del calore dei gas di scarico sistemato a valle della turbina (fig. 9). In questo modo, i gas di scarico sono impiegati per produrre, in appositi scambiatori, acqua calda o vapore a bassa pressione, per riscaldamento o per servizi e procedimenti industriali ed ancora per la produzione di energia elettrica in turbogeneratori a vapore.

Negli impianti in cui esiste la possibilità di utilizzare notevoli quantità di acqua calda o di vapore a bassa pressione (ad es. per riscaldamento centrale di abitazioni; procedimenti chimici e tecnologici nelle industrie chimiche, conserviere o tessili; azionamento di magli con vapore a bassa pressione in stabilimenti industriali),

alcune indicazioni sull'entità dell'energia recuperabile dai gas di scarico delle nostre turbine a gas.

5) Turbine monoasse e biasse.

Per quel che riguarda il collegamento meccanico tra l'albero del compressore e quello della turbina, le turbine a ciclo semplice possono assumere due diverse configurazioni (vedi fig. 10):

- gruppi con compressore e turbina trascinati in rotazione da un unico albero (tipo *monoasse* o *single-shaft*);
- gruppi con un compressore e due turbine, di cui una meccanicamente collegata al compressore e l'altra rotante su albero indipendente (tipo *biasse* o *split-shaft*).

Il gruppo compressore-turbina è denominato *generatore di gas*, perché serve solo a produrre i gas caldi che forniscono lavoro motore ultimando la loro espansione nella turbina indipendente (turbina di potenza), sistemata sullo scarico del generatore di gas.

Queste due soluzioni danno prestazioni praticamente uguali a pieno carico ed a velocità costante, ma differiscono alquanto nelle caratteristiche costruttive e sostanzialmente per quel che riguarda le variazioni di coppia e di potenza al diminuire dei giri.

a) **Turbine monoasse.** - I gruppi monoasse rappresentano la soluzione ideale per macchine rotanti a velocità costante (ad esempio, i gruppi elettrogeni) o variabile entro breve intervallo.

Essi si prestano a soluzioni costruttive molto semplici, specialmente per quel che riguarda il rotore, che può essere unico per il compressore e la turbina, ed appoggiare su due soli supporti sistemati alle sue estremità, in zone relativamente fredde e facilmente accessibili dall'esterno. In conseguenza, questi gruppi risultano meno ingombranti, pesanti e costosi, anche come manutenzione, delle turbine biasse di pari potenza e giri.

Però, nelle turbine monoasse, al diminuire della velocità, la potenza e la coppia cadono rapidamente, fino ad annullarsi a circa il 75% della velocità di regime (fig. 10). Per queste caratteristiche, le turbine a gas monoasse non sono adatte per l'impiego in installazioni destinate a funzionare prevalentemente a velocità sensibilmente più basse di quella normale.

Nei gruppi funzionanti a velocità costante, la portata di aria ai carichi parziali è praticamente uguale a quella di pieno carico. In queste condizioni, per effettuare la riduzione del carico, occorre diminuire la temperatura dei gas all'ingresso turbina, subendo la relativa riduzione

di rendimento (regolazione per riduzione della temperatura superiore del ciclo).

b) **Turbine biasse.** - Nei gruppi biasse la velocità di rotazione del generatore di gas e quella della turbina di potenza possono variare in modo indipendente.

Se la turbina di potenza è accoppiata ad un alternatore, o in genere ad una macchina rotante a velocità costante, la sua velocità rimane costante, mentre la velocità del compressore del generatore di gas può diminuire ai carichi parziali. In questo modo, la riduzione del carico è ottenuta principalmente per riduzione della portata di aria, dovuta alla minore velocità del compressore, mentre la temperatura dei gas all'ingresso turbina resta all'incirca costante ed uguale al valore di pieno carico (regolazione sulla portata dell'aria). In queste condizioni, il rendimento ai carichi parziali risulta leggermente migliorato (fig. 10) (1).

Se la turbina di potenza è accoppiata ad una macchina rotante a velocità variabile, essa può fornire elevati valori di potenza anche ad andature sensibilmente inferiori alla nominale e valori di coppia crescenti, al decrescere della velocità di rotazione, fino a circa il 220% della coppia nominale, a velocità nulla (fig. 10).

Per queste caratteristiche, le turbine a gas biasse soddisfano bene alle esigenze dell'azionamento di macchine destinate a funzionare a velocità molto variabili, come ad esempio: trazione ferroviaria o stradale, propulsione navale, azionamento di pompe e compressori, ecc.

(1) Ai carichi parziali, la minore velocità di rotazione del compressore del generatore di gas dà luogo ad una diminuzione del rapporto di compressione e quindi ad un aumento della temperatura dei gas di scarico della turbina di potenza. La maggior perdita di energia allo scarico neutralizza in parte l'aumento di rendimento derivante dalla costanza della temperatura dei gas all'ingresso turbina.

PARTE II

La produzione FIAT di turbine a gas industriali

1) Le caratteristiche termodinamiche.

L'attuale programma di produzione FIAT di turbine a gas per uso industriale comprende le turbine a ciclo aperto, semplice o complesso, con o senza recuperatore.

Le turbine a gas a ciclo semplice possono essere costruite nella soluzione monoasse o nella soluzione biasse, cioè con turbina di potenza indipendente, a seconda dell'impiego per il quale sono destinate.

Il ciclo semplice è adottato per tutte le unità della potenza sino a circa 26 MW; il ciclo complesso è stato sinora adottato solamente per la turbina tipo TG 3000 da 32 ÷ 36 MW.

Le turbine a gas a ciclo semplice sono derivate, con qualche adattamento, dai disegni Westinghouse; il progetto e il disegno della TG 3000, invece, è stato elaborato dalla FIAT con l'assistenza e la collaborazione della Westinghouse.

a) *Le turbine a ciclo semplice.* - Queste turbine sono realizzate secondo il ciclo termico illustrato a pag. 70 e rappresentato nella fig. 1.

Nel compressore l'aria ambiente è compressa fino alla pressione di 6 ata e quindi è riscaldata nel combustore fino alla temperatura di 730 ÷ 790 °C, a seconda del combustibile impiegato. I gas caldi si espandono poi nella turbina fino alla pressione atmosferica, raffreddandosi fino alla temperatura di 390 ÷ 430 °C.

La potenza specifica di queste macchine varia dai 170 ai 210 Cv per chilogrammo al secondo di aria ed il loro rendimento dal 23 al 25 %, cui corrispondono, rispettivamente, consumi specifici di combustibile di 2750 e 2530 kcal/Cvh.

Negli stessi tipi di turbine munite di rigeneratore, il rendimento sale a valori di circa il 28 ÷ 30 %, cui corrispondono consumi specifici di combustibile di 2260 e 2110 kcal/Cvh circa.

La velocità di rotazione di queste turbine varia da 8500 giri/min, per i tipi di minore potenza, a 3000 giri/min per i tipi di maggiore potenza.

Le turbine a ciclo semplice sono costruite secondo alcuni tipi normalizzati, costruttivamente simili a quello rappresentato nella fig. 11, ma di dimensioni differenti, con potenze comprese tra i 5000 e i 35 000 Cv circa.

b) *La turbina a ciclo complesso.* - Come già detto, questo ciclo è stato adottato per la sola turbina TG 3000 da 32 ÷ 36 MW. Essa è costituita da un gruppo di bassa pressione (B.P.) e da un gruppo di alta pressione (A.P.) (vedi anche fig. 2 a pag. 71).

L'aria ambiente è compressa nel compressore di B.P., raffreddata nel refrigerante intermedio ed ulteriormente compressa nel compressore di A.P. fino alla pressione di circa 16 ata.

L'aria compressa, riscaldata nella camera di combustione di A.P. fino alla temperatura di 730 ÷ 790 °C, a seconda del combustibile impiegato, si espande nella turbina di A.P.; i gas che scaricano da quest'ultima, vengono ulteriormente riscaldati nella camera di combustione di B.P. fino alla stessa temperatura di 730 ÷ 790 °C e quindi si espandono nella turbina di B.P.

La turbina di A.P. produce soltanto la potenza necessaria per l'azionamento del compressore di A.P.; la turbina B.P. produce la potenza necessaria per l'azionamento del compressore di B.P. e del generatore elettrico.

A seconda della temperatura dei gas all'ingresso delle turbine, la TG 3000 avrà valori di rendimento compresi tra il 25 ed il 27 % circa, e valori di potenza specifica compresi tra i 255 ed i 285 Cv/kg s⁻¹.

c) *Tipi di combustibile.* - Tutte le nostre turbine possono funzionare sia con combustibili gassosi aventi potere calorifico elevato (gas naturale, gas di raffineria), sia con combustibili liquidi di qualunque tipo (kerosene, gasoil, diesel oil, nafta pesanti).

A seconda che si impieghino combustibili gassosi o liquidi, si dovrà unicamente provvedere a variare l'apparato di iniezione ed i dispositivi di regolazione del com-

Con questa ipotesi, ad esempio, dai gas di scarico corrispondenti ad una potenza di 6400 kW possono essere recuperate circa 2700 kcal/s o possono essere

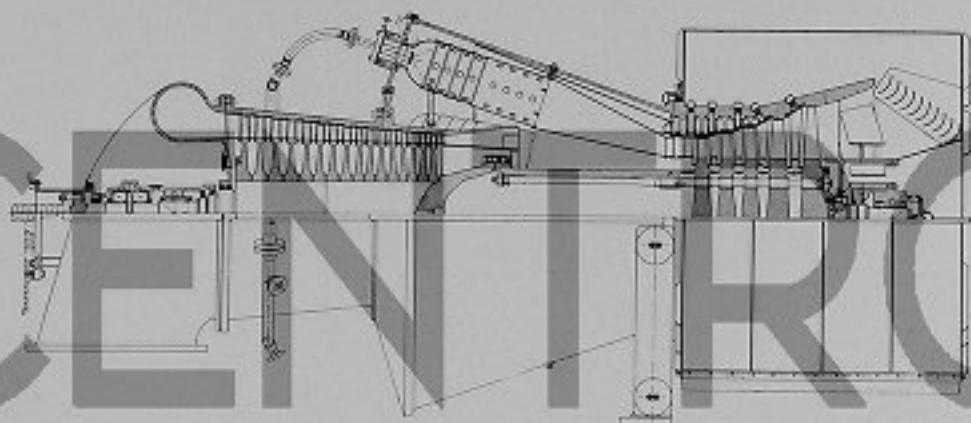


Fig. 11 - Turbine a gas a ciclo semplice, monoasse, di costruzione FIAT: sezione longitudinale tipica.

combustibile e, per le nalte pesanti, in dipendenza della loro analisi, si dovrà aggiungere, se necessario, un adeguato sistema di depurazione ed additivazione.

Le stesse turbine possono essere fornite con apparato di iniezione e regolazione per il funzionamento dual-fuel, con passaggio semplice e rapido dal combustibile liquido al combustibile gassoso e viceversa, senza dover fermare la macchina.

Con adeguate modifiche, infine, le stesse turbine possono anche funzionare con combustibili gassosi aventi basso potere calorifico, quale ad esempio il gas d'alto forno.

d) Recupero del calore dei gas di scarico.

Come si è visto, nelle turbine senza scambiatore di calore i gas di scarico hanno una temperatura ancora abbastanza elevata (390 → 430°C) e quindi con essi si disperde nell'atmosfera una notevole quantità di energia termica.

Questa può essere in buona parte recuperata, aumentando sensibilmente le prestazioni globali delle installazioni, con impianti di recupero esterni alla turbina, di costo relativamente modesto e di cui abbiamo dato un rapido cenno a pag. 77.

Qui ricordiamo solo che, facendo raffreddare di circa 200°C i gas di scarico delle nostre turbine a gas in apposito scambiatore di calore, per ogni kW prodotto è possibile recuperare una quantità di calore di circa 1500 kcal/h o produrre circa 2,3 kg/h di vapore a bassa pressione.

prodotte circa 14 t/h di vapore a bassa pressione, sufficienti per alimentare un turbogeneratore a vapore della potenza di circa 2000 kW.

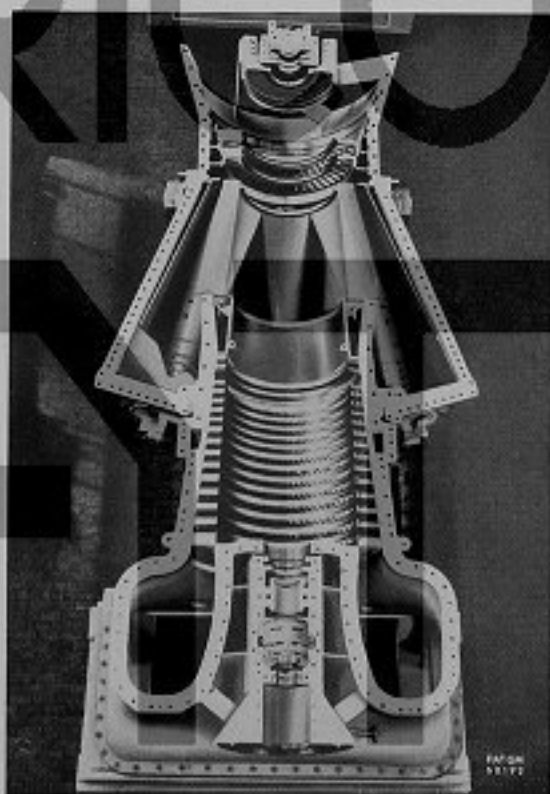


Fig. 12 - Turbina a gas a ciclo semplice; complesso corpi inferiori. La struttura di tipo «monoblocco», cioè con compressore, combustore e turbina racchiusi in un unico corpo, diviso sul piano orizzontale, consente di realizzare gruppi compatti, di peso e ingombro ridotti, e di facile manutenzione.

2) Le caratteristiche costruttive.

Dal punto di vista costruttivo, le turbine a gas FIAT e Westinghouse hanno caratteristiche proprie e particolari, che le differenziano dalle unità dello stesso tipo di altri noti costruttori di turbine a gas.

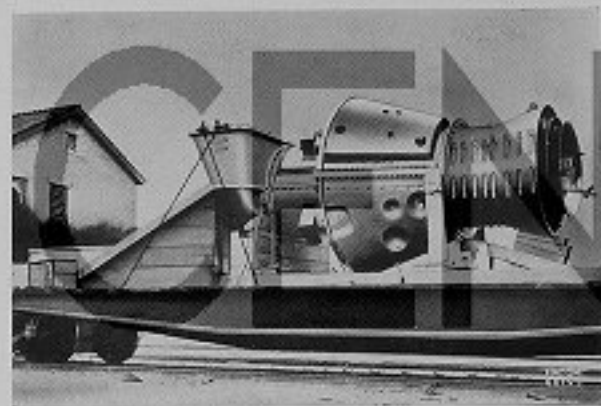


Fig. 13 - Turbina a gas FIAT di media potenza durante il trasporto per la località di installazione. La struttura di tipo «monoblocco» e il peso modesto (ca. 18 t per la turbina da 6400 - 7600 kW) rendono agevoli le operazioni di trasporto e montaggio, specialmente in località lontane dai centri industriali.

In generale, per tutte le turbine di nostra produzione, indipendentemente dalle loro dimensioni, sono stati seguiti analoghi criteri di progetto e di disegno, mantenendo praticamente invariate le caratteristiche costruttive fondamentali. Si può quasi dire che esse derivano dalla riproduzione, in scale diverse, di un unico modello base.

Faremo qui di seguito un breve esame della struttura generale delle nostre costruzioni, relativamente alle loro parti principali e di maggior interesse.

a) *Struttura fissa.* - Una delle caratteristiche più interessanti delle nostre turbine, come è visibile nella fig. 11 (sezione longitudinale della turbina TG 500), risiede nella costruzione tipo «monoblocco». Il compressore e la turbina sono cioè racchiusi in un unico corpo; lo stesso corpo, nelle turbine di media potenza, racchiude anche il combustore.

Come risulta anche dalla fig. 12, il corpo è diviso sul piano orizzontale: la parte superiore può essere rimossa in un sol pezzo, facilitando così le operazioni di ispezione della macchina.

Il corpo è sostenuto ad una estremità da supporti fissi ed è montato all'altra estremità a libera dilatazione su due biellette.

Rispetto quindi alle turbine di altri costruttori, nelle quali il compressore, la turbina e il combustore formano tre gruppi indipendenti, la soluzione costruttiva da noi adottata consente di realizzare dei gruppi più compatti,

di peso e ingombro ridotti. Risultano inoltre semplificate le fondazioni di appoggio e, almeno sino ad una certa potenza, le singole unità possono essere trasportate completamente montate nella località di installazione (fig. 13).

Da notare infine che, specie nel caso delle unità con combustore incorporato, si ha una buona simmetria della struttura rispetto al suo asse longitudinale, cosa assai importante agli effetti delle deformazioni termiche.

Come già detto, nei tipi di media potenza il combustore è racchiuso nel corpo centrale tra compressore e turbina. Esso è costituito da alcuni tubi di fiamma cilindrici, disposti radialmente attorno all'asse della macchina ed aventi l'iniettore al centro. Nella fig. 14 è rappresentato uno dei 6 tubi di fiamma della turbina tipo TG 500.

Nelle turbine di grande potenza, soprattutto per limitare la lunghezza del rotore e del corpo, abbiamo invece preferito adottare un grande combustore cilindrico, con un unico tubo di fiamma, direttamente collegato al corpo centrale del turbogruppo, in modo da rendere minime le perdite di carico del fluido di lavoro e l'ingombro dell'insieme (fig. 15 - sezione longitudinale gruppo B.P. della TG 3000). Come si noterà, a parte la sistemazione del combustore, per il resto questa macchina è di disegno simile a quello delle turbine di media potenza rappresentate nella fig. 11.

b) *Corpi compressore e turbina.* - Il corpo del compressore è in acciaio fuso al carbonio, mentre il corpo turbina è in acciaio fuso al cromo-molibdeno.

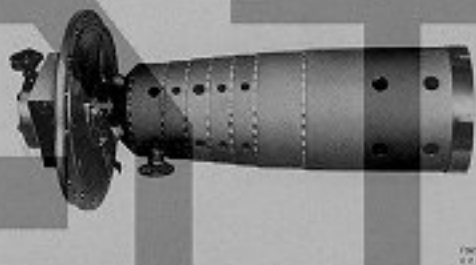


Fig. 14 - Turbina a gas a ciclo semplice: tubo di fiamma. L'impiego di combustori multipli consente costruzioni molto compatte, di peso e ingombro ridotti, e dotate di una buona simmetria agli effetti delle deformazioni termiche.

Le palette fisse del compressore e della turbina sono incastrate e saldate, alle loro estremità, a due anelli, uno interno e uno esterno, divisi in due metà sul piano orizzontale (fig. 16).

Nel compressore gli anelli esterni porta palette fisse

trovano sede in apposite scanalature circonferenziali ricavate direttamente nel corpo.

Nella turbina, invece (fig. 17), gli anelli porta palette fisse non sono montati direttamente sul corpo, ma sono

posizione di equilibrio che risulta dalle deformazioni di origine termica e dalle forze dovute alla spinta dei gas. In tal modo si crea anche una intercapedine tra il corpo turbina e la zona delle palettature attraversate dai gas

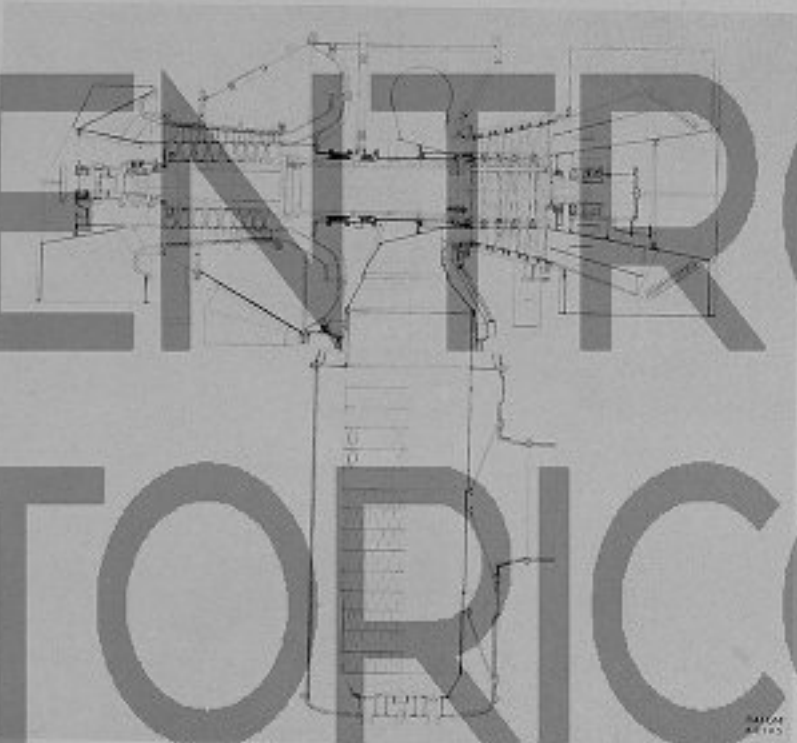
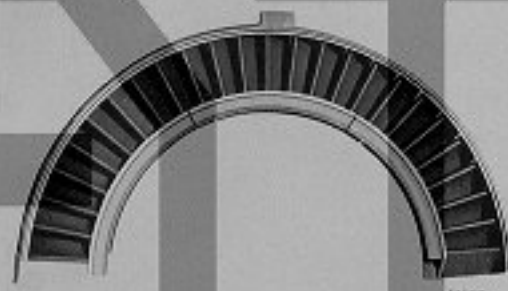


Fig. 15 - Turbina a gas a ciclo complesso da 32 + 36 MW: sezione longitudinale del gruppo di bassa pressione. Anche in questa macchina, di ragguardevoli dimensioni, è stata conservata la struttura monoblocco con unico rotore poggiate su due supporti. (Peso del rotore: 25 t - distanza tra i supporti: 6790 mm).



Semianello portapalette fisse del compressore.



Semianello portapalette fisse della turbina.

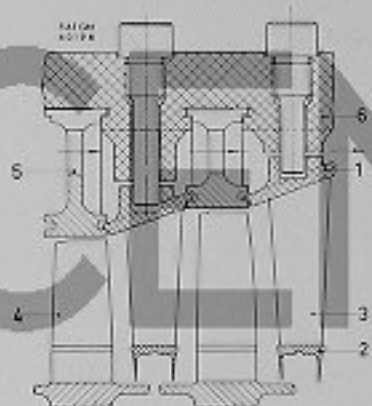
Fig. 16 - Le palette fisse del compressore e della turbina sono incastrate e saldate, alle loro estremità, a due anelli, uno interno e uno esterno, divisi in due metà sul piano orizzontale.

collegati a questo a mezzo di un'altra serie di anelli. In questo modo, gli anelli portapalette, sensibilmente più caldi del corpo esterno, pur restando sufficientemente centrati, possono dilatarsi liberamente ed assumere la

caldi; in questa intercapedine viene inviata una piccola quantità di aria compressa relativamente fredda. Ciò permette di mantenere il corpo della turbina ad una temperatura relativamente bassa e tale da consentire

l'impiego, per questo corpo, di un acciaio ferritico al cromo-molibdeno.

Il tipo di costruzione adottato per l'insieme delle palette fisse compressore e turbina, permette di smontare facilmente gli anelli portapalette fisse, facendoli ruotare



- 1 - Asello esterno dei distributori 4 - Palette rotanti nella turbina
2 - Asello interno dei distributori 5 - Anelli portadistributori
3 - Palette fisse della turbina 6 - Corpo turbina
Fissaggio dell'aria compressa al raffreddamento

Fig. 17 - Dettaglio dell'ancoraggio degli anelli distributori della turbina: questo tipo di costruzione consente di mantenere il corpo turbina relativamente freddo e dà modo agli anelli portapalette di dilatarsi liberamente, pur restando sufficientemente centrati.

relativo al supporto del rotore lato scarico turbina (fig. 18). Questo supporto è collegato al corpo turbina



Fig. 18 - Supporto del rotore lato scarico turbina: il collegamento del supporto al corpo turbina realizzato attraverso due serie di alette elastiche, saldate tangenzialmente su tre anelli concentrici, permette la libera dilatazione termica della struttura, pur mantenendo la concentricità del rotore.

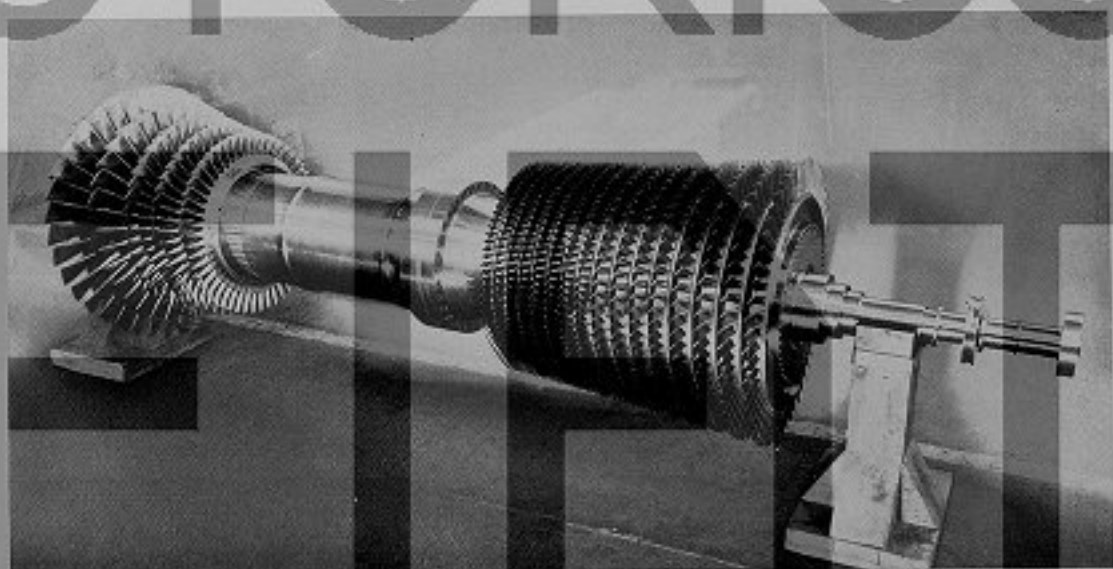


Fig. 19 - In tutte le turbine a gas, monasse, di costruzione FIAT è stata adottata la soluzione con un unico rotore, montato su due soli supporti, sistemati alle estremità della macchina. Questo tipo di costruzione facilita l'allineamento del rotore, migliora le condizioni di funzionamento dei cuscinetti, che si trovano sufficientemente lontani dalle parti più calde della turbina, e li rende facilmente accessibili dall'esterno per la manutenzione.

nelle loro sedi, senza necessità di rimuovere il rotore. Un altro dettaglio costruttivo interessante è quello

per mezzo di due serie di sei alette elastiche che, essendo saldate tangenzialmente su tre anelli concentrici,

permettono la libera dilatazione della struttura per effetto delle differenze di temperatura dei singoli elementi componenti.

Sono così evitate deformazioni e sforzi eccessivi sulla struttura e, soprattutto, viene mantenuta la concentricità del rotore, in quanto il supporto del rotore, per effetto delle dilatazioni differenziali dell'insieme, ruota mantenendo invariata la posizione del suo asse.



Fig. 20 - Il rotore della turbina è costituito da un certo numero di dischi singoli di acciaio austenitico, accoppiati fra di loro per mezzo di dentature frontali autocentranti, a denti curvi, le quali, pur consentendo le deformazioni termiche, mantengono centrate le parti componenti.

c) **Rotore.** - In tutte le nostre macchine monoasse, noi abbiamo adottato la soluzione con un unico rotore montato su due soli supporti (figg. 11 e 19), uno lato aspirazione del compressore e l'altro lato scarico turbina, eliminando il cuscinetto generalmente sistemato nella zona di ingresso dei gas in turbina, e cioè nella zona più calda della macchina.

Questa soluzione è stata conservata anche nelle macchine di grandi dimensioni, quali ad esempio la TG 1800, il cui rotore pesa 26 t ed ha una distanza tra i supporti di 7700 mm.

L'adozione di due soli supporti rende particolarmente agevole l'allineamento della macchina e migliora le condizioni di funzionamento dei cuscinetti, che si trovano sufficientemente lontani dalle parti più calde della turbina. Essi sono anche facilmente accessibili dall'esterno per ispezione e manutenzione, senza la necessità di dover aprire il corpo.

Il rotore è sottoposto a temperature sensibilmente variabili dall'estremità lato compressore all'estremità lato turbina, ed anche per questo motivo esso presenta soluzioni costruttive differenti in corrispondenza del compressore e della turbina.

I dischi del compressore sono forzati a caldo sull'albero e formano con questo un unico rigido complesso (fig. 19).



Fig. 21 - Le palette del compressore, in acciaio al 12% di cromo, sono ottenute mediante stampaggio di precisione; esse sono provviste di radice «a coda di rondine», per il fissaggio nelle apposite scanalature assiali ricavate nei dischi.



Fig. 22 - Le palette della turbina, in lega Inconel X, sono fabbricate mediante stampaggio di precisione di tutto il profilo attivo concavo e convesso, e finite di mole soltanto sui bordi di ingresso e di uscita. La radice è del tipo «a pino» e trova sede nelle corrispondenti scanalature assiali dei dischi.

Il rotore della turbina, invece, è costituito da un certo numero di dischi singoli di acciaio austenitico, accoppiati fra di loro per mezzo di dentature frontali autocentranti, a denti curvi, le quali, pur consentendo una certa libertà di deformazione al complesso rotante a temperatura

elevata e variabile da disco a disco, mantengono rigorosamente centrate le parti componenti (fig. 20).

I rotori del compressore e della turbina sono poi collegati tra di loro per mezzo di un albero intermedio cavo e di lunghi tiranti.

d) *Palette dei rotori.* - Le palette del compressore sono ottenute per stampaggio di precisione in un acciaio al 12 % di cromo, che ha caratteristiche di resistenza e capacità di smorzamento delle vibrazioni, particolarmente appropriate per questo impiego (fig. 21).

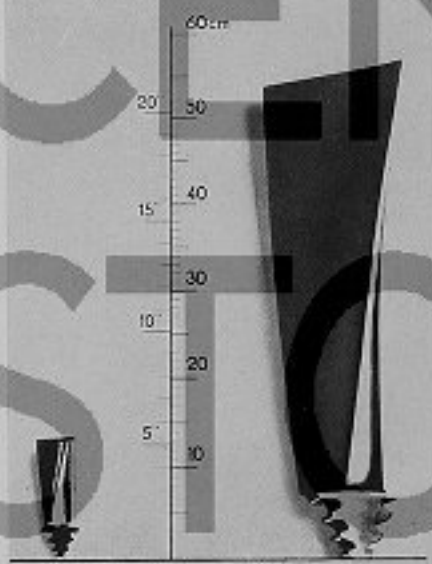


Fig. 23 - Confronto palette turbine: a sinistra, una palette del 1° stadio della turbina da 6400-7600 kW (tipo TG 500); a destra, una palette del 5° stadio della turbina di B.P. della TG 3000.

Le palette della turbina sono invece di Inconel X, una delle migliori leghe refrattarie attualmente disponibili per le palette delle turbine a gas, funzionanti ad elevata temperatura.

Queste palette sono fabbricate negli Stabilimenti FIAT, mediante stampaggio di precisione di tutto il profilo attivo concavo e convesso. Le operazioni di finitura della palette sono quindi limitate alla molatura dei bordi di ingresso e di uscita e alla lavorazione di macchina della radice (fig. 21).

A causa del loro disegno (profilo molto variabile dalla base all'estremità), delle loro dimensioni e delle caratteristiche del materiale, lo stampaggio di precisione di queste palette, tenuto anche conto delle tolleranze ristrette prescritte a disegno, è una operazione difficile e delicata, che richiede la messa a punto di procedimenti tecnologici complessi e necessita di speciali attrezzature.

Malgrado queste considerevoli difficoltà, i nostri stabilimenti di Lucinara hanno iniziato una produzione di serie delle palette delle nostre turbine, con caratteristiche del tutto soddisfacenti.

Per avere un'idea dell'ampia gamma di dimensioni delle palette impiegate nelle nostre turbine, nella fig. 23 sono state messe a confronto la palette del 1° stadio della TG 500 e la palette del 5° stadio della turbina di B.P. della TG 3000. Quest'ultima ha un'altezza totale di oltre 500 mm e un peso di 10,4 kg.

Le palette del compressore hanno la radice a « coda di rondine », per il fissaggio nelle apposite scanalature assiali ricavate nei dischi.

La radice delle palette della turbina è invece del tipo a « pino » e trova sede nelle corrispondenti scanalature assiali ricavate nei dischi.

Sia le palette del compressore, che quelle della turbina possono essere smontate e sostituite singolarmente, senza dover smontare le restanti palette o rimuovere il rotore.

3) Ausiliari principali.

Nelle pagine precedenti abbiamo descritto le principali caratteristiche costruttive e di funzionamento della turbina a gas propriamente detta, cioè del gruppo compressore-combustore-turbina. Questo gruppo, per funzionare, ha però bisogno di un certo numero di macchine e dispositivi accessori, generalmente indicati con il nome di « macchinari ausiliari ».

Il numero e le caratteristiche di questi « ausiliari » possono variare sensibilmente a seconda del tipo di impiego a cui la turbina è destinata, del tipo di combustibile adoperato, della località d'installazione e di altre varie esigenze.

I principali macchinari e dispositivi ausiliari sono:

- gruppo di avviamento;
- pompa olio principale;
- pompe olio di riserva, con serbatoio e refrigerante;
- dispositivi di regolazione e di sicurezza;
- quadri degli strumenti e dei comandi.

A questi ausiliari bisogna ancora aggiungere quegli accessori che, pur non facendo parte integrante della turbina, sono anch'essi indispensabili per il suo funzionamento, e cioè i dispositivi di:

- alimentazione del combustibile;
- compressione dell'aria per i dispositivi di avviamento e di regolazione e, in alcuni casi, anche per la polverizzazione del combustibile liquido;
- circolazione dell'acqua di raffreddamento dell'olio;

- convogliamento dell'aria all'aspirazione;
- scarico dei gas combusti all'esterno.

La fig. 24 rappresenta la turbina TG 500 accoppiata, mediante il riduttore, ad un alternatore da 6400 kW e corredata del gruppo di circolazione dell'olio.

a) **Gruppo di avviamento.** - Questo gruppo serve ad « avviare » la turbina, cioè ad accelerarla dalla velocità di rotazione di alcuni giri/min, impressa dal motore, alla velocità di autosostentamento, pari a circa il 50% della velocità di « sincronismo » (cioè, ad esempio, nel caso della TG 500, fino a circa 2900 giri/min della turbina).

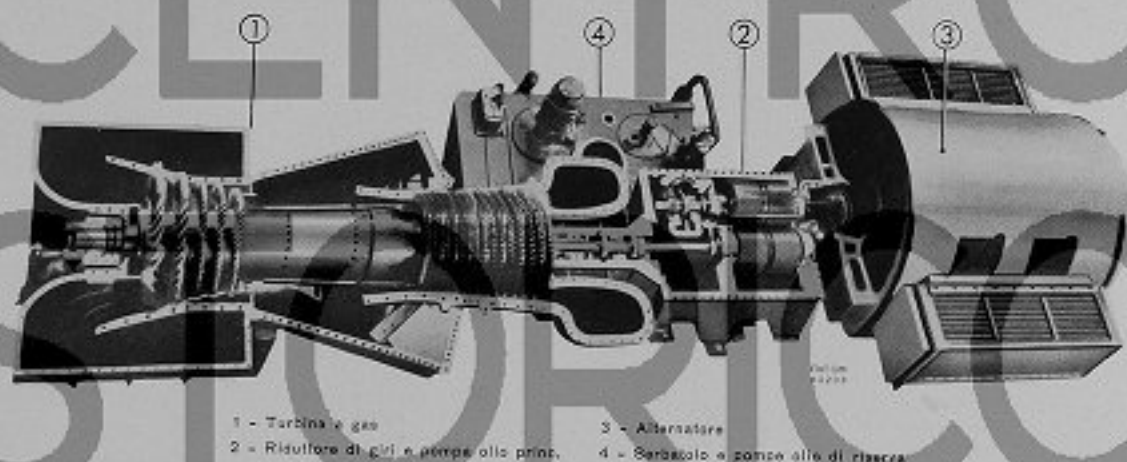


Fig. 24 - Gruppo turboalternatore da 6400 kW con turbina a gas FIAT tipo TG 500.

Durante l'avviamento il motore di lancio è accoppiato alla turbina per mezzo di un giunto a frizione ad azionamento pneumatico, questo giunto si disinnesta non appena l'unità ha raggiunto la velocità di autosostentamento; la manovra di innesto e disinnesto del giunto è completamente automatica.

Il motore di avviamento può essere di tipo elettrico, di tipo Diesel o anche una turbina a vapore o ad espansione di gas. Esso deve fornire una caratteristica di coppia, in funzione dei giri, adatta ad accelerare il turbogruppo nel tempo previsto (*).

b) **Riduttore e pompa olio principale.** - Il riduttore è necessario in tutti gli impianti in cui la macchina utilizzatrice (generatore elettrico, pompa, compres-

(*) Per la TG 500 è stato adottato un motore asincrono trifase, a quattro poli, della potenza nominale di 250 Cv alla velocità massima di rotazione di 1475 giri/min, munito di adeguati reostati di regolazione. La coppia massima fornita da questo motore è di 220 kgm, cioè quasi doppia della coppia corrispondente alle prestazioni nominali.

sore, ecc.) ha velocità di rotazione inferiore a quella della turbina.

Generalmente esso è costituito da una coppia di ingranaggi cilindrici, con adeguato rapporto di riduzione e dentatura a doppia elica, sistemati dentro una robusta cassa in lamiera saldata. In alcune turbine, l'estremità libera dell'albero lento è utilizzata per l'azionamento della pompa olio principale e di altri dispositivi. Ad esempio, sull'albero lento del riduttore della TG 500 sono calettati:

- il regolatore idraulico di velocità;
- l'arresto di sicurezza per sovravelocità;
- la corona dentata per l'ingranamento del viratore;
- la pompa olio principale.

Quest'ultima, di tipo centrifugo, serve per la circolazione dell'olio di lubrificazione e raffreddamento dei cuscinetti del turbogruppo e per l'alimentazione dei dispositivi di regolazione idraulica.

c) **Altri gruppi ausiliari.** - Il funzionamento degli altri ausiliari citati in precedenza, e cioè le pompe olio ed i dispositivi di regolazione e sicurezza, è intimamente legato alle caratteristiche dei circuiti dell'olio e della regolazione. La loro descrizione sarà perciò fatta nei paragrafi dedicati a questi argomenti.

4) Dispositivi di regolazione e di sicurezza.

Per regolazione si intende qui il complesso dei circuiti e dispositivi che consentono:

- l'avviamento e la successiva accelerazione del gruppo fino alla velocità di normale funzionamento;
- l'alimentazione con la quantità di combustibile necessaria per produrre la potenza richiesta alla velocità prestabilita;

- la variazione automatica di potenza e di velocità in funzione della coppia resistente, o a volontà dell'operatore;
- l'arresto da parte dell'operatore, o automatico, in caso di anormale funzionamento.

della regolazione delle turbine a gas a ciclo semplice, monoasse.

Per quel che riguarda le condizioni di funzionamento, queste turbine hanno due gradi di libertà e cioè due parametri variabili indipendentemente l'uno dall'altro: la

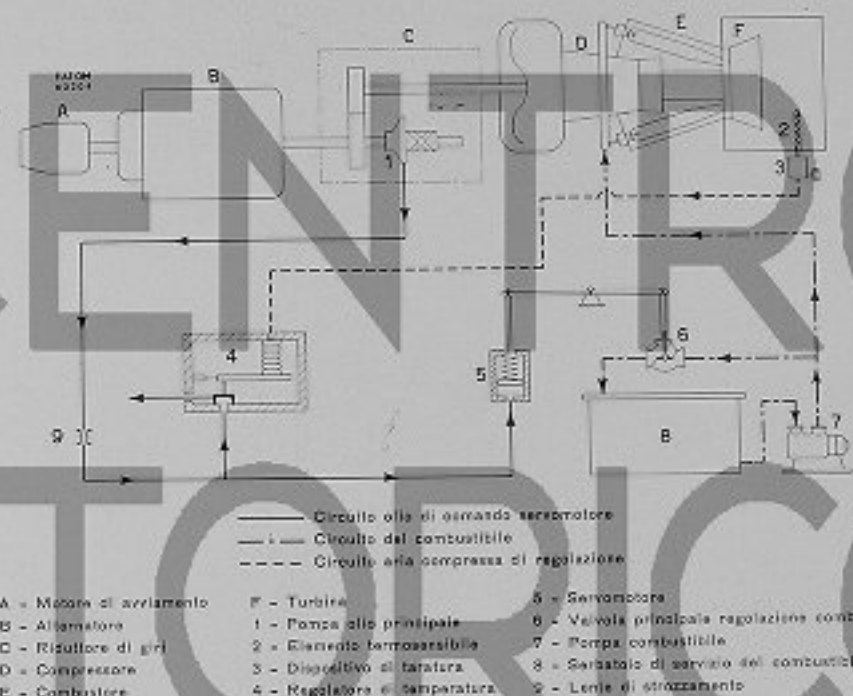


Fig. 25 - Turbina a gas a ciclo semplice, monoasse: schema del circuito di termoregolazione. Questo circuito ha lo scopo di far funzionare, in modo automatico, la turbina al valore di temperatura dei gas, all'ingresso turbina, fissato di volta in volta dall'operatore, qualunque siano i valori degli altri parametri che influiscono sulle prestazioni della macchina: velocità di rotazione, condizioni ambiente, condizioni di pulizia della macchina, ecc.

I dispositivi destinati a quest'ultima funzione sono anche chiamati dispositivi di sicurezza perchè, con l'intervento automatico, impediscono il funzionamento della turbina in condizioni di sovra-temperatura o di sovra-velocità e provocano la fermata della macchina nel caso in cui, per una qualsiasi ragione, dovessero verificarsi condizioni anormali di funzionamento.

Il funzionamento dei dispositivi di regolazione di una turbina a gas è alquanto complesso, poichè esso dipende dalle condizioni di esercizio cui la turbina può essere destinata, quali ad esempio: funzionamento a velocità costante e carico costante o variabile (gruppi elettrogeni); funzionamento a velocità e carico variabili (ad es. gruppi di azionamento di pompe e compressori).

Qui, per ragioni di chiarezza e di brevità, ci limiteremo ad esporre soltanto i principi generali su cui si basa la regolazione, senza scendere a particolari di dettaglio, e facendo riferimento al caso più semplice e cioè a quello

temperatura dei gas all'ingresso turbina e la velocità di rotazione.

Fissati per ogni regime di funzionamento i valori di queste due variabili, risultano automaticamente determinati gli altri parametri della macchina: portata d'aria, rapporto di compressione, potenza prodotta, rendimento, ecc.

Quindi la regolazione delle turbine a gas del tipo considerato si basa essenzialmente su due gruppi di dispositivi, relativi rispettivamente: alla regolazione della temperatura dei gas all'ingresso turbina (termo-regolazione) ed alla regolazione della velocità di rotazione (tachimetro-regolazione).

L'azione combinata dei dispositivi di tachimetro- e termo-regolazione rende possibile il funzionamento della turbina in tutto il campo di potenza-giri consentito, senza che in nessun caso la temperatura dei gas all'ingresso turbina superi il valore prefissato.

a) **Termo-regolazione.** - Il circuito di termo-regolazione ha lo scopo di far funzionare in modo automatico la turbomacchina al valore di temperatura dei gas all'ingresso turbina fissato di volta in volta dall'operatore, qualunque siano i valori degli altri parametri che influiscono sulle prestazioni della macchina (velocità di rotazione, condizioni ambiente, condizioni di pulizia della macchina, ecc.).

Nelle sue linee essenziali, detto circuito è costituito da un elemento termo-sensibile, tarato al valore fissato dall'operatore, che, attraverso opportuni servomotori, fa pervenire ai bruciatori la quantità di combustibile necessaria affinché la turbina funzioni al regime di temperatura prefissato, sviluppando la potenza corrispondente.

Per poter disporre di misure più precise, si preferisce sistemare l'elemento termosensibile all'uscita delle palettature della turbina, anziché al loro ingresso. Esso quindi, effettivamente, regola la quantità del combustibile ai bruciatori in funzione della temperatura dei gas all'uscita della turbina, anziché della temperatura dei gas all'ingresso, come sarebbe richiesto dalle caratteristiche del ciclo termico.

La cosa è possibile poiché sussiste una corrispondenza biunivoca e ben definita tra la temperatura dei gas all'ingresso e quella allo scarico turbina, corrispondenza che consente appunto di regolare la prima mediante dispositivi che agiscono sotto l'influenza della seconda (*).

Nelle sue linee generali, il circuito di termoregolazione è costituito dai seguenti dispositivi, richiamati anche nello schema di fig. 25:

- elemento termo-sensibile 2 sistemato sullo scarico dei gas della turbina, con dispositivo di taratura 3 a volontà dell'operatore: esso trasforma le variazioni di temperatura dei gas di scarico in variazioni di pressione nel circuito dell'aria compressa che va al termoregolatore 4;
- termoregolatore 4 di tipo idropneumatico: esso modula la pressione dell'olio di regolazione in uscita, in funzione delle variazioni di pressione dell'aria proveniente dall'elemento 2;
- valvola di regolazione 6 con servomotore idraulico 5: essa fa pervenire ai bruciatori una quantità di combustibile variabile in funzione delle variazioni di pressione dell'olio di comando del servomotore 5.

(*) Ad esempio, ad una temperatura dei gas all'ingresso della turbina di 730 °C, corrisponde una temperatura dei gas allo scarico di 390 °C. Quindi, per far funzionare la macchina alla temperatura costante di ingresso turbina di 730 °C, è sufficiente che il sistema di regolazione sia in grado di mantenere la temperatura dei gas di scarico al corrispondente valore di 390 °C.

La valvola 6 funziona per strozzamento della luce di riflusso: infatti variandone la sezione di passaggio varia la pressione ed, in proporzione, la portata del combustibile iniettato nella camera di combustione attraverso i fori, di sezione costante, degli iniettori. In tal modo, di tutto il combustibile messo in circolazione dalla pompa 7, funzionante a velocità costante, viene immessa nei bruciatori solo la quantità corrispondente alla potenza sviluppata dalla turbina, mentre la quantità eccedente ritorna al serbatoio di servizio 8.

Il dispositivo di termoregolazione consente, tra l'altro, di fare variare automaticamente la potenza prodotta dalla turbina in funzione delle variazioni della temperatura ambiente, rimanendo costante la temperatura dei gas all'ingresso turbina.

Si consideri, ad esempio, un turbogeneratore che sviluppi la potenza di 6400 kW con temperatura ambiente di 15 °C e con dispositivo di termoregolazione tarato per una temperatura dei gas all'uscita turbina di 390 °C.

Al diminuire della temperatura ambiente, la temperatura dei gas all'ingresso ed allo scarico della turbina tende leggermente a diminuire. Ciò provoca una variazione nella pressione dell'aria compressa del circuito di termoregolazione e quindi, mediante l'intervento del termoregolatore 4 e del servomotore 5, la variazione della corsa della valvola 6 nel senso di strozzare maggiormente la luce di riflusso verso il serbatoio. In conseguenza, pur rimanendo costante la velocità di rotazione e la portata della pompa 7, aumenta la quantità di combustibile immessa nei bruciatori. Ciò provoca un aumento della potenza prodotta dalla turbina fino al valore per il quale la temperatura dei gas di scarico della turbina non ha raggiunto nuovamente il valore stabilito di 390 °C.

Con analogo funzionamento, il termoregolatore provoca la riduzione della portata del combustibile ai bruciatori quando si verifica un aumento della temperatura ambiente.

Lo stesso dispositivo di termoregolazione agisce come dispositivo di allarme e di sicurezza, provocando anche la fermata della macchina, quando, per una qualsiasi ragione, la temperatura dei gas tenda a superare il valore massimo consentito. Su questa funzione torneremo più avanti.

b) **Tachi-regolazione.** - Il circuito di tachiregolazione ha lo scopo di far funzionare la turbina alla velocità di regime fissata dall'operatore e di riportare automaticamente la macchina a questa velocità, qualora una qualsiasi causa tenda a farla funzionare ad un regime diverso.

Nel suo schema essenziale (fig. 26), detto circuito consta dei seguenti elementi:

— girante di regolazione 2 nella quale l'olio, proveniente dalla pompa principale di circolazione, assume valori di pressione proporzionali al quadrato della velocità della turbina. Eventuali variazioni di detta velocità danno luogo a modulazioni della pressione dell'olio che dalla girante va al tachiregolatore;

e dello stesso servomotore inseriti nel circuito di termoregolazione e che quindi risultano contemporaneamente asserviti ai dispositivi di termo- e tachiregolazione.

Si consideri, ad esempio, un turbogasgeneratore con frequenza di 50 Hz, rotante alla velocità di sincronismo

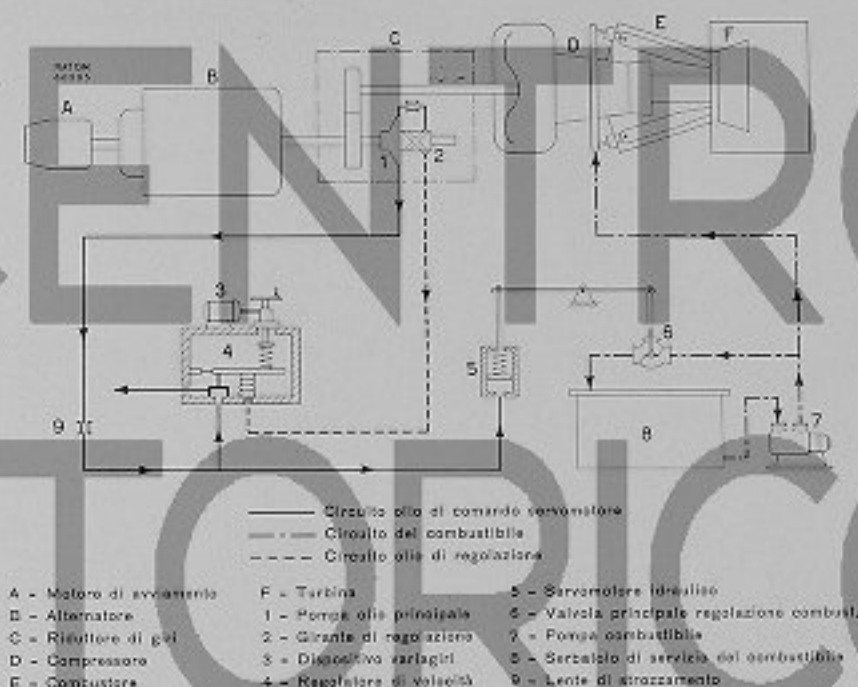


Fig. 26 - Turbina a gas a ciclo semplice, monoasse: schema del circuito di tachiregolazione. Questo circuito ha lo scopo di mantenere la turbina alla velocità di regime fissata dall'operatore e di riportare automaticamente la macchina a questa velocità, qualora una causa qualsiasi tenda a farla funzionare ad un regime diverso.

— tachiregolatore 4 che modula la pressione dell'olio di comando del servomotore in funzione delle variazioni di pressione dell'olio proveniente dalla girante 2;

— dispositivo variagiri 3, manovrato dall'operatore, il quale, agendo sulla barra del tachiregolatore ed attraverso il servomotore 5, fa in modo che la valvola di regolazione 6 si porti nella posizione richiesta per alimentare i bruciatori con la necessaria quantità di combustibile. Volendo cambiare l'andatura della turbina, l'operatore manovra il variagiri 3 per variare il grado di apertura della valvola 6, in modo che questa faccia pervenire ai bruciatori la quantità di combustibile richiesta dalle caratteristiche di funzionamento alla nuova andatura;

— valvola di regolazione 6 con servomotore idraulico 5 che fa pervenire ai bruciatori la quantità di combustibile corrispondente alla potenza sviluppata, facendo ritornare al serbatoio, attraverso la luce di riflusso, la quantità eccedente. Si tratta della stessa valvola

di 3000 giri/min ed inserito su una rete di capacità limitata.

Se il carico assorbito dalla rete diminuisce rapidamente, ad esempio per il distacco di un motore elettrico, il turbogasgeneratore, producendo una potenza maggiore di quella richiesta dalla rete, tende ad accelerare. Questo aumento di velocità, attraverso la girante 2 ed il tachiregolatore 4, provoca una variazione di pressione nell'olio di alimentazione al servomotore 5 e quindi lo spostamento dello stelo della valvola 6 nel senso di aumentare la sezione di riflusso del combustibile verso il serbatoio. La quantità di combustibile immessa nei bruciatori è minore ed in conseguenza diminuisce la potenza prodotta dalla turbina, che decelera fino a raggiungere il nuovo regime di velocità corrispondente allo statismo del regolatore.

Nel caso in cui si voglia riportare il turbogasgeneratore alla esatta velocità di sincronismo anche durante il funzionamento a carico ridotto, l'operatore dovrà agire sul

variarsi in modo da riportare, per mezzo di questo, la valvola di regolazione 6 al grado di apertura corrispondente alla posizione di equilibrio per le nuove condizioni di funzionamento.

In modo analogo, nel caso in cui la macchina tenda a decelerare, i dispositivi di tachiregolazione faranno pervenire ai bruciatori una quantità maggiore di combustibile, in modo da riportare la macchina alla sua velocità di regime.

c) *Altri dispositivi di regolazione.* - Oltre a quelli descritti, la macchina possiede altri dispositivi secondari di regolazione basati su analoghi principi di funzionamento; fra questi citiamo:

— *Valvola di regolazione all'avviamento:* durante la fase di avviamento, il circuito di regolazione del combustibile, alimentato da olio sotto pressione, non è in grado di funzionare, a causa della bassa velocità di rotazione della turbina e della conseguente troppo bassa pressione dell'olio nei circuiti di regolazione. Durante questa fase, quindi, la regolazione del combustibile è affidata ad una apposita valvola, azionata da aria compressa.

— *Limitatore di accelerazione:* impedisce le troppo rapide variazioni di portata del combustibile ai bruciatori, in modo da contenere entro limiti accettabili le accelerazioni durante i periodi di avviamento e di variazione di velocità.

— *Limitatore di minimo del combustibile:* serve ad impedire che la quantità di combustibile immessa nei bruciatori sia inferiore alla minima necessaria per mantenere l'accensione della fiamma.

d) *Circuiti generali di regolazione.* - I circuiti di regolazione rappresentati nelle figg. 25 e 26 sono semplici schemi di principio e si riferiscono alle turbine a gas a ciclo semplice, monoasse, funzionanti con combustibile liquido.

I circuiti reali sono più complessi di quanto non possa apparire dagli schemi di principio, giacché comprendono, oltre ai dispositivi principali di cui si è fatto cenno, altri dispositivi minori che, in unione ai primi, costituiscono un complesso atto a garantire una regolazione pronta, sicura, sensibile e, in una parola, del tutto soddisfacente, alle varie condizioni di funzionamento delle turbine.

e) *Dispositivi di sicurezza.* - Il sistema di regolazione delle turbine a gas è integrato da diversi dispositivi di allarme e sicurezza che intervengono automaticamente riducendo, o addirittura interrompendo, il flusso del combustibile ai bruciatori, in modo da fermare l'unità, nel caso in cui la macchina tenda, per una qualsiasi

causa, a funzionare in condizioni di sovravelocità o di sovratemperatura, o si verificano difetti od avarie negli organi o dispositivi più importanti.

La presenza di questi dispositivi garantisce condizioni di funzionamento particolarmente sicure, anche indipendentemente dalla perizia o dall'attenzione del personale addetto alla condotta, in modo che questo può essere ridotto ad una sola persona.

Il grado particolarmente elevato di sicurezza ottenibile nella condotta delle turbine a gas, con l'impiego di detti dispositivi di sicurezza, consente di avviare e far funzionare queste macchine con sistemi di telecomando, via radio o via filo, anche a distanza di qualche centinaio di chilometri dal posto di installazione. Questa possibilità, già collaudata dall'esperienza di funzionamento di diversi impianti, riduce sensibilmente i costi di esercizio, specialmente in zone desertiche o in genere lontane dai centri industriali, dove la presenza di tecnici qualificati aumenterebbe sensibilmente i costi di gestione dell'impianto.

Con riferimento alla fig. 27, i principali dispositivi di sicurezza possono essere schematizzati e classificati nel modo seguente:

— *Arresto per sovravelocità:* si tratta di una massa 1, rotante con l'albero del riduttore, mantenuta in posizione di riposo da una molla, in tutto il campo di velocità di normale funzionamento. Quando la turbina raggiunge una velocità superiore del 10% alla massima consentita, il corpo rotante, proiettato all'esterno della sua traiettoria di riposo, apre una luce che fa abbassare immediatamente la pressione dell'olio di comando della valvola 3 di arresto turbina. Questa mette immediatamente in comunicazione il circuito di mandata del combustibile dalla pompa ai bruciatori, con il circuito di riflusso del combustibile al serbatoio, provocando la fermata della turbina.

— *Arresto per insufficiente pressione dei fluidi:* quando la pressione dei fluidi circolanti nella macchina tende a scendere al di sotto del limite minimo consentito, i pressointerruttori inseriti nelle tubazioni relative intervengono sulla valvola a solenoide 4 la quale, scaricando la pressione dell'olio di regolazione, provoca l'apertura della valvola 3 ed in conseguenza, come già detto, la fermata della turbina. Il dispositivo di arresto per insufficiente pressione è inserito nei circuiti: combustibile, olio di lubrificazione e raffreddamento dei cuscinetti, aria di azionamento del giunto del motore di avviamento.

— *Arresto per sovratemperatura:* una serie di termocoppie 5, ognuna inserita in un tubo di fiamma, in-

dicano in modo continuo, sul registratore elettronico a penna scrivente 9, la temperatura dei gas combusti in prossimità dell'ingresso alle palette. Esse inoltre provocano la fermata della turbina nel caso in cui detta temperatura, anche in un solo tubo di fiamma, tenda a superare il limite massimo fissato o scenda al di sotto di 250°C (caso di spegnimento della fiamma). (1)

Il termostato 2 di comando del termoregolatore 4 (vedere fig. 25) funziona anch'esso come dispositivo di arresto della macchina, nel caso in cui la temperatura dei gas di scarico superi il livello di sicurezza prestabilito. Si tratta quindi di un dispositivo funzionante in parallelo ai termointerruttori 9 e 10 (fig. 27) e destinato ad intervenire nel caso, del tutto eccezionale, in cui i pre-

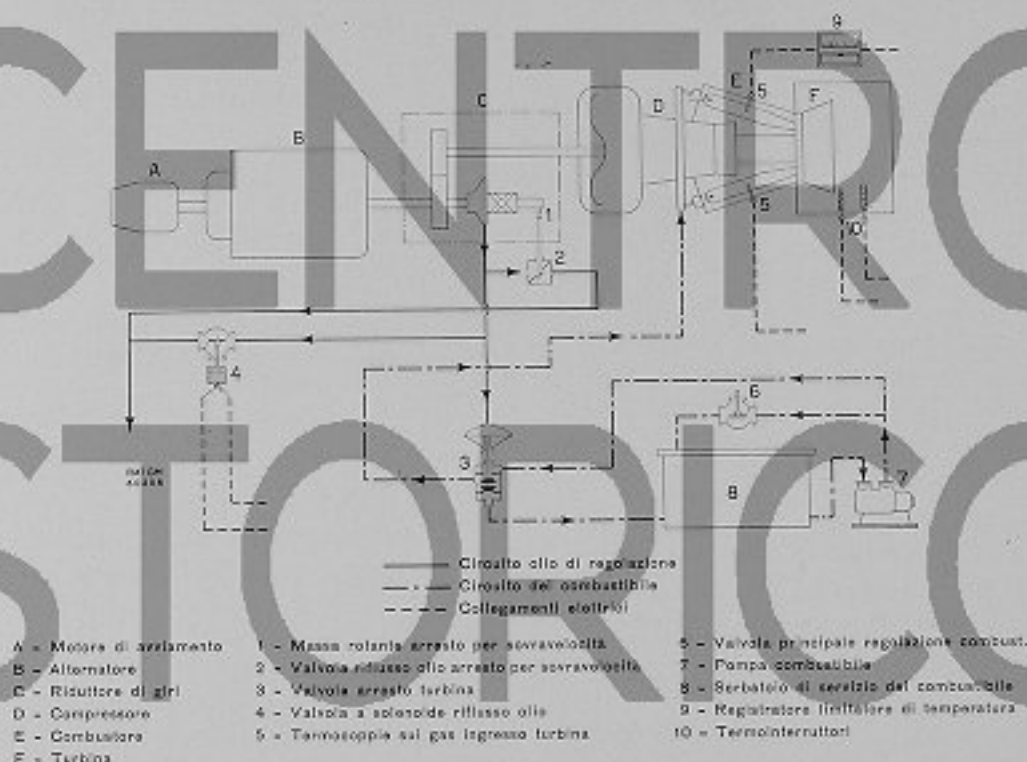


Fig. 27 - Turbina a gas a ciclo semplice, monasse: schema dei dispositivi di sicurezza. Questi dispositivi intervengono automaticamente, in modo da fermare l'unità, nel caso in cui la macchina tenda, per una qualsiasi causa, a funzionare in condizioni di sovravelocità o di sovratemperatura, o si verificano difetti ed avarie negli organi o dispositivi più importanti.

Per ottenere ciò, le termocoppie attraverso i termointerruttori inseriti nel registratore 9, comandano la valvola a solenoide 4 la quale, agendo sulla valvola di arresto 3 nel modo anzidetto, provoca la fermata della macchina.

Quando la temperatura dei gas di scarico tende a superare il valore massimo stabilito in funzione del carico che la macchina deve sviluppare, un termointerruttore 10 a bulbo di mercurio inserito nel collettore dei gas di scarico della turbina, mette in funzione la valvola a solenoide 4 che provoca, sempre attraverso la valvola 3, la fermata della macchina.

(1) Il dispositivo di fermata per bassa temperatura nei tubi di fiamma può entrare in funzione solo dopo che è avvenuta la accensione nella turbina.

cedenti dispositivi di sicurezza non intervenissero tempestivamente.

— *Arresto di emergenza*: la turbina è munita anche di due pulsanti di arresto di emergenza che, azionati a mano, provocano l'arresto dell'unità agendo sulla valvola 3. Essi sono sistemati: uno sul corpo del riduttore, l'altro sul quadro di comando del turbogruppo.

i) *Dispositivi di allarme*. - Nel caso in cui si verificassero inconvenienti od anomalie di funzionamento nel turbogruppo o negli accessori principali, entra in funzione un circuito di allarme, al quale sono collegati gli organi e gli accessori più importanti dell'installazione.

Questo circuito fa suonare un campanello di allarme e provoca l'accensione di una luce su un quadro, con

l'indicazione dell'anomalia che ha provocato l'intervento del dispositivo (es. insufficiente pressione o eccessiva temperatura dell'olio di lubrificazione, insufficiente pressione di iniezione del combustibile o dell'aria di polverizzazione, ecc.).

Come abbiamo visto, per le anomalie più gravi, contemporaneamente al dispositivo di allarme ottico-acustico, entrano in funzione anche i dispositivi di arresto del turbogruppo.

— *elettropompa olio ausiliaria 2*: serve a far circolare l'olio nel circuito di lubrificazione e di regolazione durante la fase di avviamento del gruppo, fino ad una velocità pari a $\sim 90\%$ di quella di regime; al di sotto di questa velocità, la pompa olio principale non dà infatti una prevalenza sufficiente. Durante il funzionamento a regime della turbina, la pompa olio ausiliaria è ferma, ma è in grado di entrare automaticamente in funzione qualora, per una qualsiasi causa,

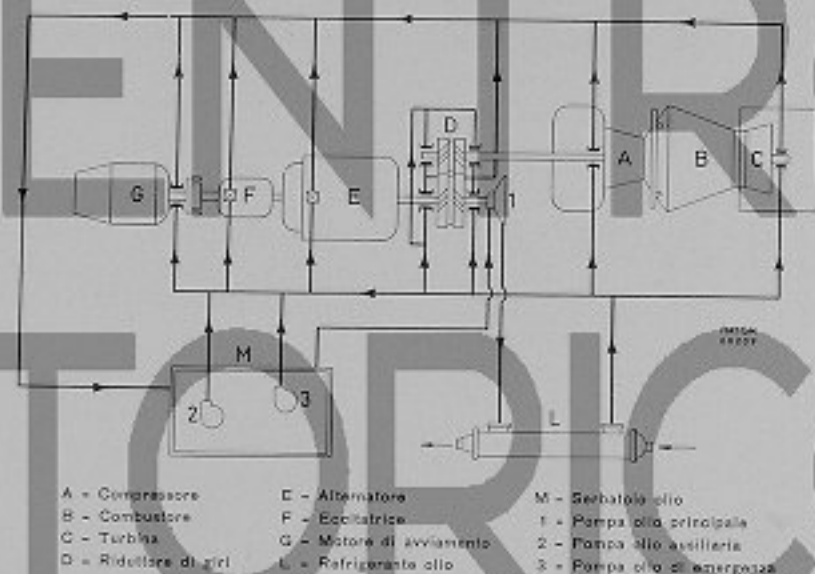


Fig. 28 - Turbina a gas a ciclo semplice, monoasse: schema del circuito di lubrificazione.

5) I circuiti dei fluidi di servizio.

a) *Circuito dell'olio di lubrificazione*. - Gli organi del turbogeneratore lubrificati e raffreddati a circolazione d'olio sotto pressione, sono i cuscinetti della turbina, del riduttore, dell'alternatore e del gruppo di avviamento, tutti collegati in un unico circuito, alimentato da una pompa centrifuga calettata sull'albero lento del riduttore (fig. 28).

Questa pompa fornisce l'olio alla pressione di ca. 6 kg/cm^2 , che è quella richiesta dai circuiti di regolazione del gruppo; per il circuito di lubrificazione dei cuscinetti, invece, la pressione viene poi ridotta a $1,1 \div 1,2 \text{ kg/cm}^2$.

La pompa 1 aspira l'olio dal serbatoio M, lo manda al refrigerante L e di qui al circuito di alimentazione dei cuscinetti dai quali ritorna al serbatoio. Il fluido di raffreddamento dell'olio può essere acqua, oppure l'aria ambiente.

Nel serbatoio sono anche immerse due elettropompe centrifughe ad asse verticale e cioè:

la pressione di mandata della pompa principale tenda a scendere a un livello inferiore a un minimo stabilito. Essa funziona quindi da pompa di prelubrificazione e da pompa di riserva;

— *elettropompa olio di emergenza 3*: essa entra automaticamente in funzione qualora, per una qualsiasi causa, la pompa olio principale e la elettropompa ausiliaria non siano in grado di assicurare all'olio la prevalenza minima necessaria per la circolazione nei circuiti di lubrificazione. Per essere sicuri che essa possa entrare in funzione in qualsiasi evenienza, e cioè anche nel caso di mancanza di corrente nella rete di alimentazione a c.a., questa pompa è azionata da un motore elettrico a c.c., alimentato da una batteria di accumulatori.

b) *Circuito del combustibile liquido*. - Il circuito del combustibile, nei suoi organi principali, è compreso nel circuito di regolazione descritto al capitolo precedente.

Infatti esso è essenzialmente costituito da:

- *elettropompa combustibile* (particolare 7 delle figure 25, 26, 27), che deve fornire una pressione variabile da circa 3 kg/cm^2 (avviamento) a circa 45 kg/cm^2 (turbina funzionante a pieno carico);
- *dispositivi idraulico-pneumatici di regolazione* che hanno lo scopo di dosare la quantità del combustibile da introdurre nei bruciatori in funzione della potenza sviluppata dalla turbina.

Il circuito è completato da altri dispositivi ed accessori quali: riscaldatori e filtri del combustibile, pompe di travaso, ecc., di numero e caratteristiche variabili a seconda del tipo di combustibile impiegato.

rispetto alla pressione in esso esistente. Essa è derivata dalla mandata del compressore assiale, raffreddata nel piccolo refrigerante *P*, ulteriormente compressa fino alla pressione di $8,5 \div 9 \text{ kg/cm}^2$ nell'elettrocompressore rotativo *N* e quindi immessa nei bruciatori. La quantità richiesta è minima, e cioè di circa $0,1 \div 0,2\%$ della portata di aria aspirata dalla turbina.

Quest'aria serve a polverizzare integralmente il getto di combustibile liquido, in modo da ottenere una combustione del tutto soddisfacente.

d) Circuito dell'acqua di raffreddamento.

Nessun organo delle nostre turbine a gas è raffreddato

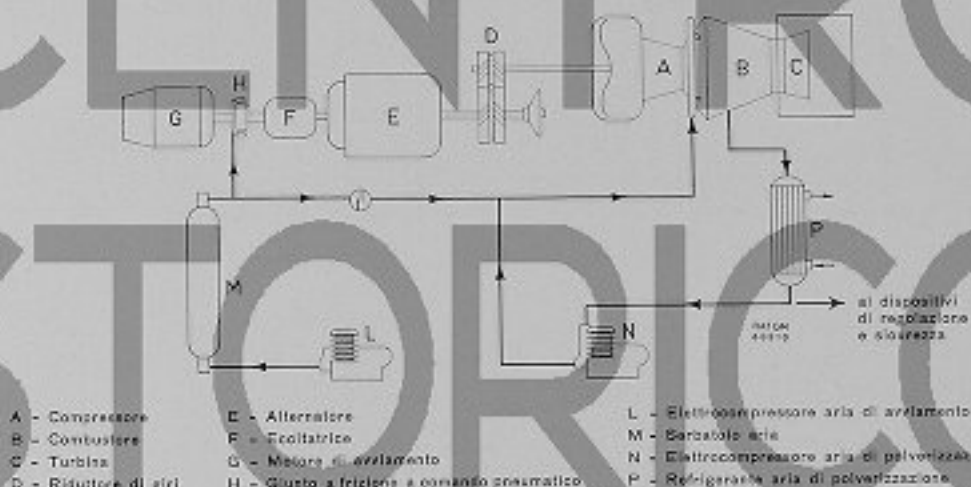


Fig. 29 - Turbina a gas a ciclo semplice, monoasse: schema del circuito aria compressa.

c) *Circuito dell'aria compressa.* - L'aria compressa (fig. 29) è impiegata per:

- l'innesto del giunto di trascinamento del motore di avviamento;
- il funzionamento di alcuni dispositivi di regolazione e di sicurezza;
- la polverizzazione dei combustibili liquidi.

L'aria di azionamento del giunto pneumatico *H*, alla pressione di circa 8 kg/cm^2 , è fornita da un serbatoio *M* caricato da un piccolo elettrocompressore *L*. Durante la fase di avviamento, l'aria fornita dal serbatoio serve anche per i dispositivi di regolazione e per la polverizzazione del combustibile liquido.

Quando il turbogruppo ha raggiunto la velocità di regime, i circuiti di regolazione sono alimentati da aria compressa derivata dalla mandata del compressore assiale.

L'aria di polverizzazione del combustibile è introdotta nel combustore ad una sovrappressione di $2,5 \div 3 \text{ kg/cm}^2$,

direttamente ad acqua. Questa è impiegata soltanto per refrigerare:

- l'olio che circola nei cuscinetti della turbina e dell'alternatore;
- l'aria di refrigerazione dell'alternatore (solo per i generatori raffreddati ad aria in circuito chiuso con refrigerazione ad acqua);
- l'aria prelevata dal compressore assiale, per la polverizzazione del combustibile liquido e il funzionamento di alcuni dispositivi di regolazione e sicurezza.

La quantità totale di acqua necessaria per i servizi della turbina è abbastanza modesta e cioè circa $4 \text{ dm}^3/\text{Cv}h$; ovviamente, questo valore risulta aumentato nel caso di un turbogruppo con alternatore raffreddato ad aria in circuito chiuso con refrigerazione ad acqua.

Per i gruppi installati in località prive di acqua, il raffreddamento dell'olio può essere fatto con l'aria ambiente mediante radiatori, riducendo quindi praticamente a zero la quantità di acqua richiesta dall'installazione.

6) Conclusione.

1°) L'attuale sviluppo delle turbine a gas per uso industriale è dovuto principalmente ai progressi che si sono ottenuti, in questi ultimi anni, nel campo della tecnologia dei materiali capaci di resistere ad intense sollecitazioni meccaniche ed a temperature elevate (specialmente per i dischi e le palette rotanti delle turbine), e ai miglioramenti che si sono realizzati nei rendimenti delle varie macchine componenti l'impianto, con particolare riguardo ai rendimenti del compressore e della turbina.

2°) La maggior parte delle moderne turbine a gas per uso industriale è costruita secondo cicli che, pur differendo alquanto tra di loro, hanno in comune la caratteristica fondamentale di essere del tipo *aperto, a pressione costante*, e cioè: il fluido di lavoro è costituito da aria che si rinnova ad ogni ciclo, la combustione avviene dentro lo stesso fluido di lavoro, la pressione dell'aria rimane costante durante l'introduzione di calore per mezzo del combustibile.

3°) Il *ciclo semplice* è adottato per quegli impianti, che in pratica sono la maggioranza, per i quali sono principalmente richiesti: notevole semplicità costruttiva, facilità di installazione e manutenzione, possibilità di comando a distanza, minimo consumo di acqua, e dove, viceversa, pur di avere costi di costruzione e di impianto ridotti, può essere accettato un rendimento non molto elevato.

La turbina a ciclo semplice può essere costruita in due varianti: *monosasse* e *bisasse*. La prima costituisce la soluzione ideale in tutti i casi in cui la macchina è destinata a funzionare a velocità costante o poco variabile, la seconda, invece, è più adatta per gli impianti destinati a funzionare a velocità notevolmente variabili.

4°) Il *ciclo complesso*, per le sue caratteristiche di maggior rendimento e di più elevata potenza specifica, e quindi di macchine di maggior potenza unitaria, trova applicazione, in genere, negli impianti di grande potenza.

5°) La quantità di calore che si disperde nell'atmosfera con i gas di scarico di una turbina a gas è ingente;

buona parte di questo calore può essere però recuperato, aumentando sensibilmente le prestazioni globali dell'impianto, mediante un sistema di recupero interno al ciclo (turbina con rigeneratore), oppure esterno (scambiatore termico a valle della turbina).

L'impiego di un *rigeneratore* aumenta il rendimento del ciclo di circa il 20%, ma comporta una non trascurabile riduzione della potenza e un sensibile aumento dei costi di costruzione e di impianto, a causa del grande peso ed ingombro dello scambiatore e delle relative tubazioni di collegamento.

La sistemazione di una *caldaja sullo scarico della turbina* consente di recuperare, con una installazione abbastanza semplice e quindi relativamente economica, notevoli quantità di calore, per la produzione di acqua calda o vapore a bassa pressione.

6°) Dal punto di vista costruttivo, le caratteristiche più salienti delle turbine a gas costruite dalla FIAT sono le seguenti:

- *costruzione « monoblocco »* e cioè con un unico corpo che comprende compressore, camera di combustione e turbina;
- *rotore unico* montato su due soli supporti, sistemati alle estremità della macchina e quindi in zone facilmente accessibili e relativamente fredde;
- *camera di combustione con combustori multipli* incorporati, per tutti i tipi a ciclo semplice, il che consente costruzioni molto compatte e dotate di una buona simmetria agli effetti delle deformazioni di origine termica e meccanica.

7°) I *dispositivi di regolazione e di protezione* delle turbine a gas hanno raggiunto, oggi, un grado di perfezionamento tale che il funzionamento di queste macchine risulta del tutto soddisfacente; quindi esse non richiedono per la loro condotta personale particolarmente esperto e consentono anche, qualora richiesto, il comando a distanza, mediante sistemi di trasmissione via radio o via filo.

Dott. Ing. NICOLÒ MANCUSO.

La FIAT al X° Salone Internazionale della Tecnica di Torino

Palazzo delle Esposizioni al Valentino

22 Settembre - 2 Ottobre 1960

La FIAT ha partecipato a questa manifestazione con un ampio stand, nel quale ha esposto le sue più recenti realizzazioni nel campo della trazione ferroviaria.

La Grandi Motori, che da molti anni si dedica alla produzione di motori ferroviari, ha presentato il motore 2312 SF - 12 cilindri, 4 tempi, sovralimentato, potenza nominale 1400 Cv a 1000 giri/min - destinato ad una nuova serie di 60 locomotive diesel-elettriche per le Ferrovie dello Stato, che entreranno prossimamente in servizio.

Una prima serie di 16 locomotive, azionate da motori dello stesso tipo, è già in esercizio, da oltre due anni, sulla rete ferroviaria statale dell'Italia Meridionale.



Lo stand FIAT al X° Salone della Tecnica; al centro, il gruppo termoelettrico, con motore FIAT 2312 SF, destinato alle locomotive D 341.

Il locale motore delle nuove locomotive diesel-elettriche D 341, in costruzione per le Ferrovie Italiane, sulle quali è installato il motore FIAT tipo 2312 SF, da 1400 Cv a 1000 giri/min.



ERRATA CORRIGE

BOLLETTINO TECNICO N. 2-1960 - pag. 53.

La tabellina delle condizioni di esecuzione prova deve essere così modificata:

Raggio del raccordo . . . (mm)	5	6
Raggio delle sfere . . . (mm)	4,75	5,5
Carico (kg)	500	1200
Giri di nullatura	120	120

Pubblicazione trimestrale - Direttore Responsabile: Dott. Ing. LUCIANO TRABUCCO

Registrato al Tribunale di Casale Monferrato in data 16 Marzo 1955 con il N. 49

Spedizione in abbonamento postale - Gruppo IV



Una turbina a gas FIAT tipo TG 500, da 6400-7600 kW, sul banco di prova.