

BOLLETTINO TECNICO
N. 3 1966 vol. XIX
LUGLIO - SETTEMBRE
Spediz. in abbonamento postale - Gruppo IV

FIAT GRANDI
MOTORI



CENTRO

Alcune precisazioni sulle vibrazioni assiali dell'albero a gomiti del motore Diesel

dott. ing. A. Guglielmotti - dott. ing. R. Maciotta pag. 73

STORICO

La Centrale diesel-elettrica da 12.000 kW di Trapani

geom. B. Chiapetto pag. 89

Esempi di comando a distanza e automazione delle turbine a gas

dott. ing. G. Giordano pag. 96

FIAT



In copertina: Sala motori Diesel della Centrale ENEL di Trapani. La Centrale è impostata su sei motori FIAT a 4 tempi, tipo B 3016 ESS, a 12 cilindri di 300 mm di diametro, della potenza unitaria di 3360 Cv.

Alcune precisazioni sulle vibrazioni assiali dell'albero a gomiti del motore Diesel

dott. ing. A. Guglielmotti

dott. ing. R. Maciotta

1) Premessa

Nel nostro Bollettino Tecnico n. 2 del 1959 è stato pubblicato un articolo dal titolo « Contributo allo studio delle vibrazioni assiali dell'albero a gomiti dei motori Diesel ». Da allora sono stati condotti su questo problema nuovi studi e sono stati effettuati soprattutto nuovi esperimenti, parte dei quali sono stati riassunti in una memoria presentata al Congresso CIMAC di Copenhagen. Ripoteremo nel presente articolo i nuovi risultati raggiunti, anche se già parzialmente pubblicati nei resoconti del CIMAC, in modo da integrare quanto abbiamo a suo tempo scritto sull'argomento e permettere una più agevole trattazione dei casi pratici.

Per maggiore comodità dei nostri lettori, riassumeremo brevemente i concetti fondamentali che stanno alla base del fenomeno.

Come è noto, il sistema costituito dall'albero a manovelle di un motore Diesel e dagli organi ad esso collegati (ad es. volano, linea d'assi, elica) è soggetto ad un tipo di vibrazioni, dette assiali, nel quale le varie masse costituenti il sistema oscillano in direzione longitudinale cioè nella direzione dell'asse motore stesso.

Queste vibrazioni sono eccitate dalle forze di carattere periodico agenti sul sistema (forze dei gas, forze d'inerzia, spinta dell'elica); qualora si verifichi risonanza tra la frequenza delle azioni eccitanti e la frequenza naturale del sistema, si possono manifestare effetti vistosi e può essere compromessa la sicurezza degli organi del sistema ed in particolare dell'albero a manovelle.

Questo fenomeno è già stato osservato e studiato da molto tempo, ma poiché lo stato tensionale che esso può indurre non è, di solito, di entità molto rilevante, la sua importanza risulta senz'altro più modesta di un'altra classe di vibrazioni e cioè le vibrazioni torsionali alla quale è stata prevalentemente rivolta l'attenzione di molti studiosi e ricercatori.

Gli scopi delle ricerche effettuate sulle vibrazioni assiali sono naturalmente i seguenti:

- mettere a punto un calcolo che permetta in fase di progetto di prevedere l'entità delle vibrazioni assiali;
- determinare le modifiche da apportare a un sistema vibrante per ridurre le sollecitazioni entro limiti accettabili.

È opportuno precisare fin da ora che i vari modi di vibrazione a cui può essere soggetto il sistema (torsionale, assiale, flessionale) non sono generalmente indipendenti fra di loro. Pertanto uno studio completo del problema implicherebbe la necessità di tener conto dell'accoppiamento dei diversi modi di vibrazione fra di loro. Riteniamo però che, salvo casi particolari, la notevole maggiore complicazione di calcolo che così si avrebbe non giustifichi la maggiore precisione dei risultati.

Il calcolo di verifica alle vibrazioni assiali consiste essenzialmente nella determinazione delle frequenze proprie più importanti del sistema e delle sollecitazioni indotte dalle diverse azioni eccitanti. In genere, il sistema reale viene assimilato ad un sistema equivalente meno complesso, suscettibile di essere trattato con mezzi matematici semplici (ved. fig. 1).

Il metodo di Holzer permette quindi di calcolare le frequenze proprie di vibrazioni. Dalla conoscenza delle azioni eccitanti e degli smorzamenti del sistema si può quindi risalire alle forze che sollecitano le singole parti del sistema in vibrazione.

Qualora le sollecitazioni provocate nel sistema dalle vibrazioni assiali siano eccessive, è stato trovato che l'applicazione di uno smorzatore ad attrito viscoso di costruzione semplice e ingombro limitato, è sufficiente a riportare il sistema in condizioni accettabili.

Nel seguito dell'articolo ci soffermeremo soprattutto sui punti che le nuove ricerche hanno permesso di chiarire rispetto a quanto è stato scritto nel primo articolo del 1959. Ripoteremo quindi una serie di rilievi eseguiti su un certo numero di navi provviste di motori FIAT. In appendice verrà inoltre chiarito il funzionamento dello smorzatore di vibrazioni e verrà fornito un metodo di calcolo per la determinazione delle sue caratteristiche ottime.

2) Calcolo delle frequenze di vibrazione assiale

L'applicazione del metodo di Holzer al calcolo delle frequenze di vibrazione assiale richiede la riduzione del sistema reale ad un sistema equivalente formato da un certo numero di masse concentrate, collegate fra di loro da organi elastici, privi di massa. Come già detto nel primo articolo, la valutazione delle masse dell'albero motore, del volano, del reggipista e della linea d'assi

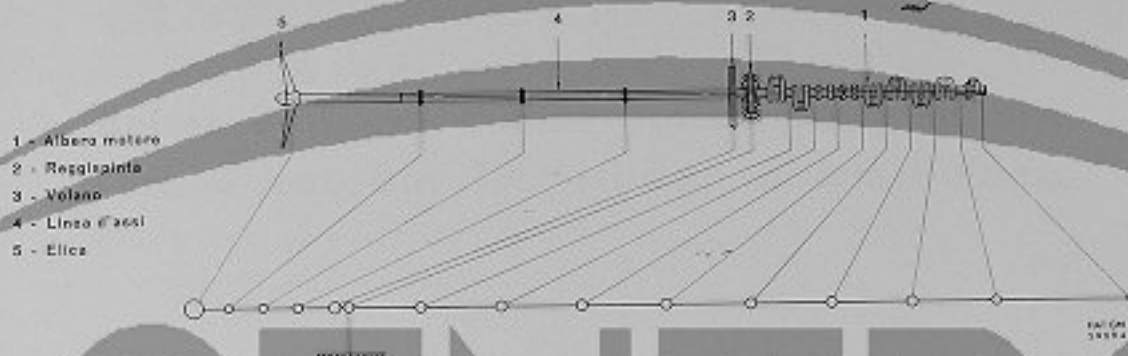


Fig. 1 - Impianto propulsivo: schema del sistema reale e del sistema equivalente

non presenta difficoltà, come pure il calcolo dell'elasticità dei tronchi della linea d'assi.

Gli altri elementi del sistema richiedono una considerazione maggiore, ma i risultati delle ultime ricerche effettuate hanno, in pratica, permesso di risolvere il problema, come appresso specificato.

A) Masse

L'elica può essere considerata come una massa concentrata pari alla massa dell'elica aumentata di una certa quantità di acqua messa in vibrazione. Nel caso in esame una massa totale pari al doppio di quella dell'elica ha permesso di ottenere una buona concordanza fra le frequenze e le linee elastiche calcolate e rilevate.

B) Elasticità

a) Sopperto reggispinta. Il sopperto reggispinta realizza un vincolo elastico in corrispondenza di un determinato punto del sistema vibrante.

Data la complessità della sua struttura è praticamente impossibile calcolare teoricamente la sua elasticità e pertanto abbiamo preferito, nei casi che ci interessavano, misurare direttamente la deformazione del reggispinta soggetto ad un carico noto. Per necessità pratiche le misure di cui sopra sono state eseguite con motore fermo. Durante il funzionamento però fra il disco reggispinta e i relativi pattini si forma un velo fluido, la cui elasticità potrebbe avere qualche influenza sulle frequenze e sulle linee elastiche del sistema. Tale influenza è però trascurabile agli effetti pratici, come si può constatare data la buona concordanza trovata fra frequenze e linee elastiche rilevate e calcolate.

Naturalmente il sopperto reggispinta è in grado di realizzare un vincolo elastico soltanto quando la spinta esercitata dall'elica mantiene premuto il disco reggispinta contro i relativi pattini.

In caso contrario, il gioco esistente fra il disco reggispinta e i relativi pattini annulla o limita l'influenza del reggispinta sulle vibrazioni assiali. Tale comportamento venne controllato mediante prove eseguite sul motore al banco di prova; la spinta dell'elica venne

simulata mediante un martinetto idraulico applicato all'estremità libera del freno dinamometrico.

In realtà il sistema così realizzato non riproduceva esattamente il sistema reale, in quanto mancava la massa dell'elica e della linea d'assi e l'elasticità di quest'ultima; inoltre il martinetto idraulico equivale ad un vincolo elastico, almeno parziale, in corrispondenza di un'estremità del sistema. Ad ogni modo i risultati ottenuti, riportati in (fig. 2), dimostrano chiaramente l'influenza del reggispinta sulle ampiezze e sulla frequenza di vibrazione del sistema.

In un caso di un apparato propulsivo marino (vedi fig. 22) è stato constatato che la spinta dell'elica era insufficiente a mantenere il contatto fra l'albero a gomiti e il supporto reggispinta.

La vibrazione non si è quindi potuta manifestare in pieno e le ampiezze rilevate sono risultate sensibilmente inferiori a quelle calcolate.

b) Albero a gomiti. La riduzione delle masse dell'albero a gomiti non presenta alcuna difficoltà; a tale scopo è sufficiente concentrare il peso dell'intero gomito, ad esempio, in corrispondenza dei perni di banco.

Si noti che le altre masse del manovellismo (biella, ecc.) non partecipano alle vibrazioni assiali, in quanto collegate all'albero motore mediante un accoppiamento scorrevole assiale e ben lubrificato.

La valutazione dell'elasticità assiale dell'albero motore risulta invece piuttosto difficile, data la forma complessa dei gomiti e data la presenza di un certo numero di vincoli (cuscinetti di banco) i quali sono in grado di manifestare la loro efficacia soltanto dopo che le deformazioni dell'albero (spostamenti e rotazioni) hanno annullato i giochi fra perni e cuscinetti.

Per il calcolo della deformazione assiale dei gomiti sono state a suo tempo proposte due formule da Dorey [1] e da Draminsky e Warning [2].

In realtà, nei casi da noi trattati, tali formule si sono dimostrate poco adatte e pertanto si è preferito ricorrere alla misura diretta della deformabilità dei gomiti applicando all'estremità dell'albero a gomiti un carico noto e misurando le relative deformazioni.

Il confronto fra le deformabilità calcolate secondo Dorey e secondo Draminsky e Warning e quelle rilevate è riportato nelle figure 3 (3a e 3g). Come si può osservare dai grafici riportati in tali figure è necessario tenere conto in ogni caso del calettamento dei gomiti adiacenti a quello considerato. Si noti che la formula di Dorey riproduce con sufficiente precisione la variazione della rigidità dei gomiti in funzione dell'angolo di calettamento delle manovelle adiacenti. È probabile quindi che una opportuna modifica di tale formula possa portare a dei buoni risultati.

Da parte degli autori del presente articolo viene proposta la seguente formula:

$$e = \left(\frac{64 R^3 l}{\pi E D^4} + \frac{7,2 R (R - 0,44 D)^3}{E b h^3} \right) c$$

in cui è:

e = elasticità assiale del gomito

R = raggio di manovella

l = lunghezza del perno di manovella misurato secondo le indicazioni della figura 4

b = larghezza del braccio di manovella misurata all'altezza del centro del perno di manovella

h = spessore del braccio di manovella misurato come indicato nella figura 4

D = diametro del perno di manovella

E = modulo di elasticità del materiale dell'albero

c = coefficiente sperimentale riportato nella figura 4.

La formula precedente ha fornito una buona concordanza fra i valori calcolati e quelli misurati, almeno per i tipi di alberi presi in esame.

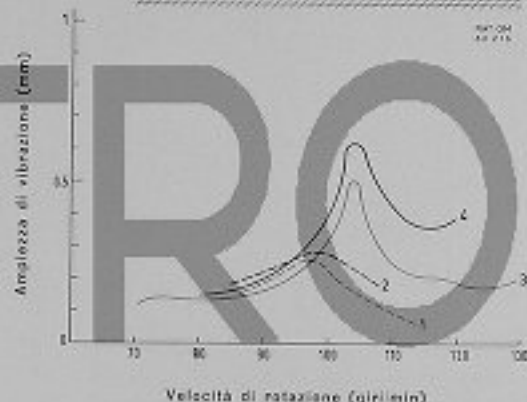
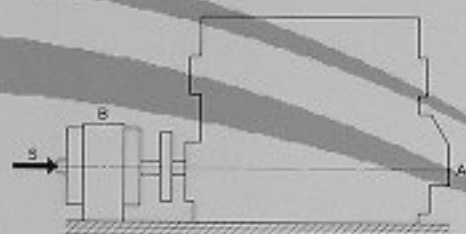
3) Calcolo delle ampiezze di vibrazione e delle sollecitazioni corrispondenti

Le cause più importanti che possono innescare le vibrazioni assiali sono essenzialmente:

- le componenti armoniche della spinta dell'elica;
- le componenti armoniche delle forze radiali trasmesse dalla biella al perno di manovella;
- le vibrazioni torsionali.

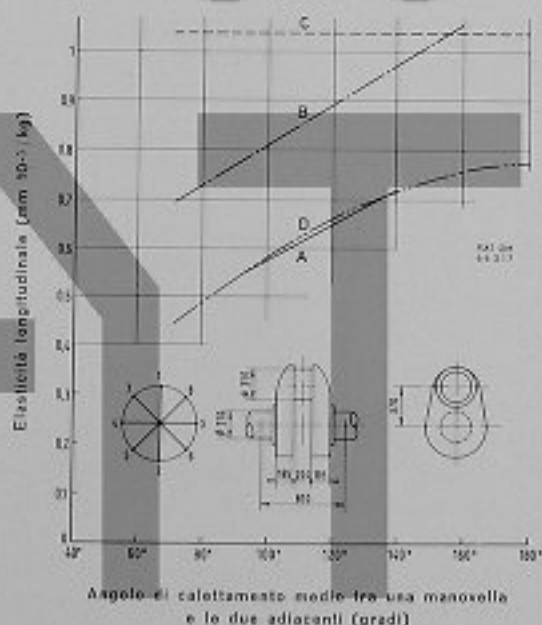
Sulle componenti armoniche della spinta dell'elica esiste una certa documentazione sulla letteratura tecnica in base alla quale si può valutare, almeno in prima approssimazione, l'ordine di grandezza delle forze che possono mettere in vibrazione il sistema. Naturalmente tali valori sono soltanto indicativi e per un esame più approfondito essi dovranno essere valutati di volta in volta, possibilmente in base ad esperienze su modelli.

Ad ogni modo in nessuno dei numerosi casi da noi esaminati, le vibrazioni assiali del sistema erano attribuibili alle azioni eccitanti dell'elica.



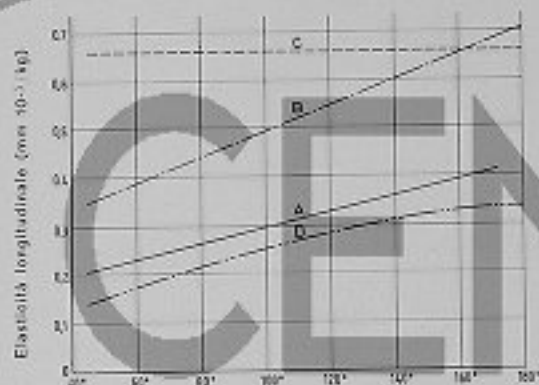
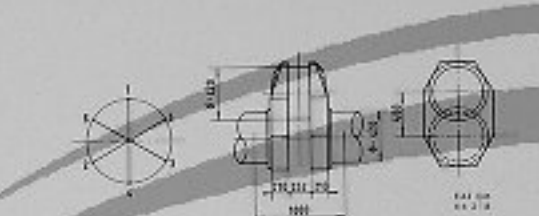
- A - Punto di misura
B - Freno idraulico
S - Spinta ottenuta con manometro idraulico
- 1 - A vuoto - S = 0
2 - A carico - S = 0
3 - A vuoto - S = 31 t
4 - A carico - S = 31 t

Fig. 2 - Motore FIAT tipo C 750 S n. 4292 - Ampiezze di vibrazioni rilevate con reggilapinta attivo ed inattivo



- A - Valori rilevati
B - Valori calcolati con la formula di Dorey
C - Valori calcolati con la formula di Draminsky e Warning
D - Valori calcolati con la formula proposta dagli autori

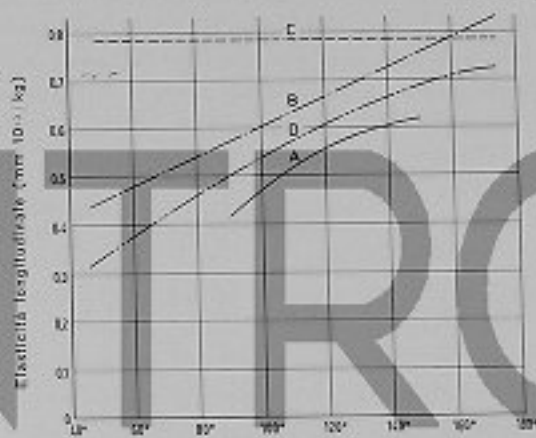
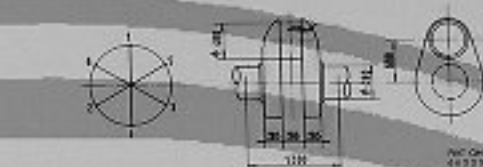
Fig. 3a - Motore FIAT tipo M 548 A - Elasticità assiale dei gomiti in $\text{mm} \cdot 10^{-3} / \text{kg}$ in funzione dell'angolo di calettamento (espresso in gradi) tra una manovella e le due adiacenti



Angolo di calettamento medio tra una manovella e le due adiacenti (gradi)

- A - Valori rilevati
 B - Valori calcolati con la formula di Dorey
 C - Valori calcolati con la formula di Draminsky e Warning
 D - Valori calcolati con la formula proposta dagli autori

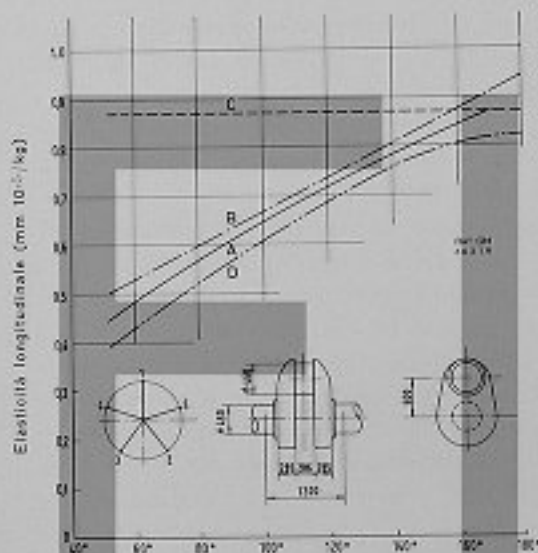
Fig. 3b - Motore FIAT tipo C 606 S - Elasticità assiale dei gomiti in $\text{mm } 10^{-3}/\text{kg}$ in funzione dell'angolo di calettamento (espresso in gradi) tra una manovella e le due adiacenti



Angolo di calettamento medio tra una manovella e le due adiacenti (gradi)

- A - Valori rilevati
 B - Valori calcolati con la formula di Dorey
 C - Valori calcolati con la formula di Draminsky e Warning
 D - Valori calcolati con la formula proposta dagli autori

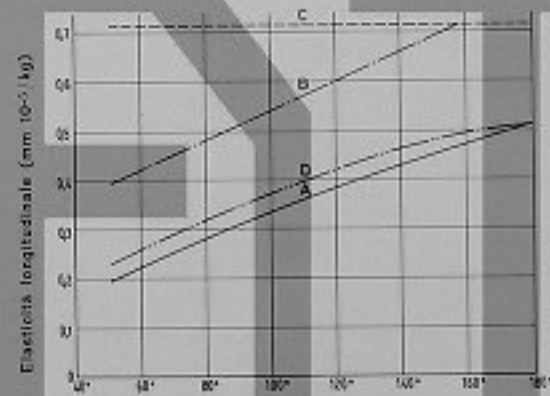
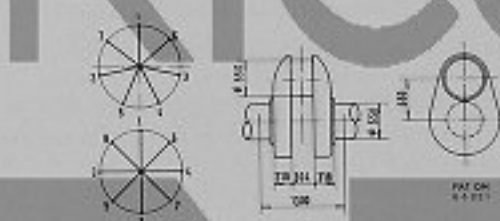
Fig. 3d - Motore FIAT tipo C 686 S - Elasticità assiale dei gomiti in $\text{mm } 10^{-3}/\text{kg}$ in funzione dell'angolo di calettamento (espresso in gradi) tra una manovella e le due adiacenti



Angolo di calettamento medio tra una manovella e le due adiacenti (gradi)

- A - Valori rilevati
 B - Valori calcolati con formula di Dorey
 C - Valori calcolati con la formula di Draminsky e Warning
 D - Valori calcolati con la formula proposta dagli autori

Fig. 3c - Motore FIAT tipo C 685 S - Elasticità assiale dei gomiti in $\text{mm } 10^{-3}/\text{kg}$ in funzione dell'angolo di calettamento (espresso in gradi) tra una manovella e le due adiacenti



Angolo di calettamento medio tra una manovella e le due adiacenti (gradi)

- A - Valori rilevati
 B - Valori calcolati con la formula di Dorey
 C - Valori calcolati con la formula di Draminsky e Warning
 D - Valori calcolati con la formula proposta dagli autori

Fig. 3e - Motore FIAT tipo C 757 e C 758 S - Elasticità assiale dei gomiti in $\text{mm } 10^{-3}/\text{kg}$ in funzione dell'angolo di calettamento (espresso in gradi) tra una manovella e le due adiacenti

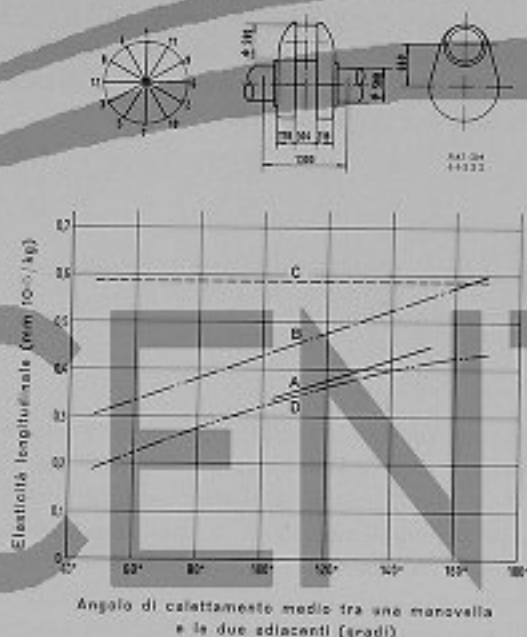


Fig. 31 - Motore FIAT tipo 7512 S - Elasticità assiale dei gomiti in $\text{mm } 10^{-3}/\text{kg}$ in funzione dell'angolo di calettamento (espresso in gradi) tra una manovella e le due adiacenti

- A - Valori rilevati
 B - Valori calcolati con la formula di Dorey
 C - Valori calcolati con la formula di Draminsky e Warning
 D - Valori calcolati con la formula proposta dagli autori

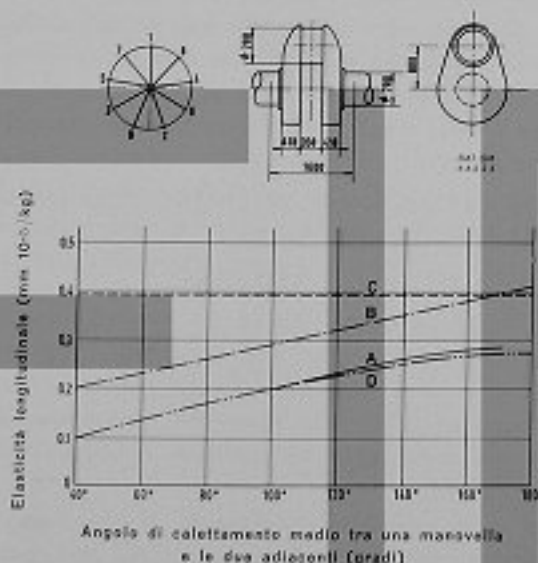


Fig. 3g - Motore FIAT tipo 909 S - Elasticità assiale dei gomiti in $\text{mm } 10^{-3}/\text{kg}$ in funzione dell'angolo di calettamento (espresso in gradi) tra una manovella e le due adiacenti

- A - Valori rilevati
 B - Valori calcolati con la formula di Dorey
 C - Valori calcolati con la formula di Draminsky e Warning
 D - Valori calcolati con la formula proposta dagli autori

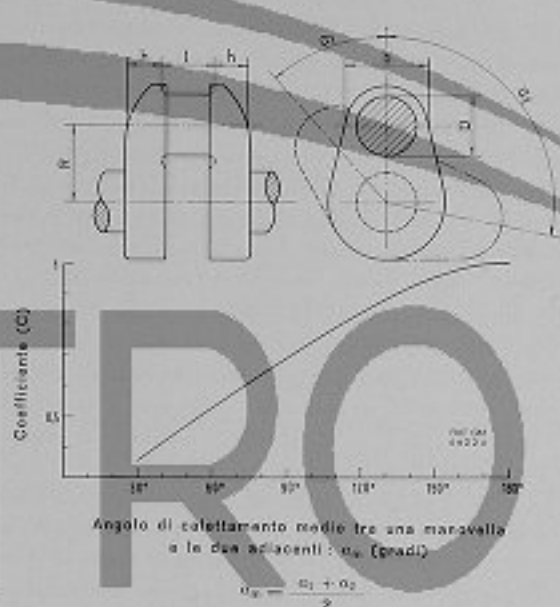


Fig. 4 - Schema di un gomito di albero motore e coefficiente c per il calcolo dell'elasticità assiale

Le forze che la biella trasmette all'albero motore, dirette secondo i bracci di manovella, inducono nei gomiti dell'albero motore uno stato di deformazione che ammette anche delle componenti assiali. Tali forze sono pertanto in grado di fare vibrare assialmente il sistema considerato e ad esse sono soprattutto dovute le vibrazioni assiali da noi recentemente osservate.

Date le condizioni di vincolo dell'albero motore, una deformazione torsionale dei gomiti dà luogo anche ad una corrispondente deformazione assiale. Una vibrazione torsionale è pertanto spesso accompagnata, come effetto secondario, da una vibrazione assiale della stessa frequenza, con l'aspetto di una pseudo-risonanza. Questo fatto venne osservato, già da tempo, da Dorey [1] e da Draminsky e Warning [2] e recentemente ha formato l'oggetto specifico di un interessante ed esauriente studio di Van Dort e Visser [3] i quali hanno mostrato che le vibrazioni torsionali e assiali sono legate vicendevolmente (vibrazioni accoppiate) e anzi, a rigore, costituiscono due aspetti di un solo fenomeno. Il grado di accoppiamento è peraltro assai tenue per cui, nella grande generalità dei casi, l'uno o l'altro dei due aspetti è nettamente preponderante sul rimanente e, comunque, senza pratico sacrificio dell'approssimazione, i due tipi di vibrazione possono essere studiati separatamente.

L'effetto secondario assiale di una vibrazione torsionale è tanto più forte quanto più le due frequenze torsionale e assiale (separatamente calcolate) sono prossime.

In base alla nostra esperienza su tale argomento possiamo aggiungere le seguenti precisazioni:

— Solo le critiche torsionali di una certa intensità si traducono in movimenti assiali apprezzabili (ved. ad

esempio figg. 13, 16, 18, 23); le corrispondenti azioni assiali non sono però pericolose ed in ogni modo non costituiscono un problema pratico in quanto le andature critiche debbono già essere evitate per la vibrazione torsionale.

— Lo smorzatore di vibrazioni assiali (ved. articolo del 1959) risulta molto efficace nei confronti delle vibrazioni assiali, mentre ha scarsa efficacia sui movimenti assiali indotti dalle vibrazioni torsionali.

— È stato affermato che la coincidenza fra frequenza torsionale e frequenza assiale può essere estremamente pericolosa; in uno dei nostri impianti sui quali sono stati recentemente effettuati i rilievi di vibrazioni assiali si è appunto manifestata questa coincidenza (ved. fig. 19).

Le vibrazioni assiali misurate non sono risultate però di entità particolarmente elevata: giova riflettere a questo riguardo che, se la vibrazione complessa (torsionale + assiale) può essere eccitata contemporaneamente dalle forze tangenziali e dalle forze radiali trasmesse dalle bielle all'albero a gomiti, non è detto che tali eccitazioni siano in fase fra loro e quindi si sommino; viceversa le azioni smorzanti dovute al moto torsionale e assiale sono automaticamente in fase quindi si sommano. In conclusione, il caso della coincidenza fra frequenza torsionale e assiale non sembra costituire un evento particolarmente temibile.

— Come già segnalato da Dorey una vibrazione torsionale può eccitare anche una vibrazione assiale con frequenza doppia della vibrazione torsionale.

Questo fatto che, come osservato da Van Dorst e Visser, deve essere attribuito alla non perfetta linearità del sistema elastico (causata soprattutto dai giochi dei perni nei cuscinetti) è stato recentemente riscontrato su un motore tipo C757 a sette cilindri e su un motore C759 S a nove cilindri; i risultati dei rilievi sono riportati nel Cap. IV (figg. 10 e 14); le ampiezze di vibrazione assiale sono risultate però molto ridotte in entrambi i casi.

Per poter eseguire il calcolo delle ampiezze reali di vibrazioni e quindi delle corrispondenti forze che insistono sui diversi organi del sistema è necessario conoscere sia le cause eccitanti (relativamente facili da determinare se la vibrazione è dovuta alle componenti armoniche delle forze che la biella trasmette all'albero motore) sia le cause smorzanti che agiscono sul sistema. Queste ultime sono dovute essenzialmente all'attrito dell'elica nell'acqua, all'isteresi elastica dei materiali e all'attrito esterno del sistema.

Uno studio sistematico di queste cause smorzanti non ci risulta sia stato finora eseguito. Dai rilievi effettuati su un certo numero di impianti abbiamo potuto constatare che la capacità di smorzamento (ζ) del sistema

in risonanza risulta mediamente compresa fra 0,6 e 0,3. Riportiamo di seguito una formula per il calcolo delle capacità di smorzamento, che ha dato dei risultati abbastanza precisi nei casi finora trattati:

$$\zeta = \frac{0,1 P_a + 0,55 (P_m + P_e)}{P_a + P_m + P_e}$$

in cui è:

ζ = capacità globale di smorzamento del sistema

P_a = peso della linea d'assi

P_m = peso dell'albero motore

P_e = peso dell'elica.

Si tratta naturalmente di una formula empirica che deve quindi essere usata con una certa cautela. Riteniamo che ulteriori misure di vibrazioni assiali permetteranno di migliorare la formula usata o di passare ad un'altra formula che sia più aderente al fenomeno reale.

Nel caso di vibrazioni assiali provocate dalle forze (radiali) trasmesse dalle bielle ai perni di manovella, che è il caso più frequente in pratica, è necessario, per poter eseguire il calcolo delle ampiezze di vibrazioni, conoscere lo spostamento radiale del perno di manovella per effetto di una determinata deformazione assiale. A tale scopo sono state eseguite direttamente delle misure su un certo numero di alberi motori, montati nei relativi basamenti. Nella fig. 5 è stato appunto riportato il valore medio del coefficiente di spostamento radiale (definito come rapporto fra la deformazione radiale e quella assiale) in funzione dell'angolo di calettamento delle manovelle adiacenti, per i diversi casi esaminati. Malgrado la notevole dispersione dei risultati delle misure, dispersione dovuta probabilmente, oltre che alla difficoltà di esecuzione, alla diversità dei giochi fra perni di banco e relativi cuscinetti, si è notato che il coefficiente di spostamento radiale:

- diminuisce leggermente all'aumentare dell'angolo di sfasamento dei gomiti adiacenti;
- difficilmente supera il valore unitario.

Nei calcoli abbiamo quindi assunto un coefficiente di spostamento radiale costante e uguale ad 1; questo corrisponde ad una valutazione leggermente in eccesso delle vibrazioni dovute alle armoniche fondamentali, le uniche che danno luogo ad ampiezze di vibrazione di qualche rilievo.

Una volta conosciute le ampiezze di vibrazione in risonanza e quindi l'entità delle forze di inerzia che agiscono sulle diverse parti del sistema, è necessario controllare che esse non inducano sollecitazioni eccessive in qualche organo. Abbiamo potuto constatare che l'organo di gran lunga più sollecitato è l'albero motore e che le sollecitazioni sono dovute essenzialmente alla flessione dei bracci e dei perni di manovella.

Valgono a questo proposito le conclusioni già raggiunte nell'appendice V dell'articolo riportato nel nostro Bollettino

(ζ) Si definisce come capacità di smorzamento il rapporto tra la energia dissipata per ciclo e l'energia elastica massima del sistema vibrante.

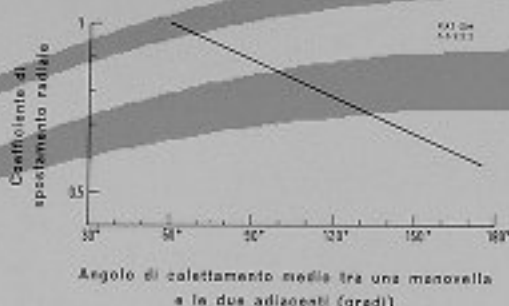


Fig. 5 - Coefficiente di spostamento radiale

Tecnico n° 2 del 1959. Aggiungeremo soltanto che le ulteriori misure effettuate ci hanno permesso di tracciare la curva di figura 6 che rappresenta il rapporto, a parità di forza assiale applicata, fra la sollecitazione di un gomito di un albero motore e la sollecitazione di un gomito isolato in funzione dell'angolo di calettamento medio fra il gomito considerato e i due adiacenti.

Per ridurre eventuali, eccessive vibrazioni assiali, è stato impiegato in alcuni impianti provvisti di nostri motori, uno smorzatore ad attrito viscoso, descritto nel nostro precedente articolo già citato. Tale smorzatore ha dimostrato di possedere un'efficacia veramente considerevole, che si mantiene praticamente inalterata nel tempo.

Esso consiste essenzialmente di uno stantuffo collegato all'estremità prodiera dell'albero a gomiti, che ha la possibilità di muoversi assialmente in un cilindro pieno di olio. Rispetto a quanto già detto nel nostro precedente articolo, aggiungiamo che particolare cura deve essere posta in ogni caso nell'ancoraggio del cilindro alla struttura fissa del motore. Infatti se tale ancoraggio risultasse troppo elastico, l'efficacia dello smorzatore potrebbe essere considerevolmente ridotta, come si può osservare dalla figura 7. Su tale figura sono state riportate, per un determinato impianto e in funzione del coefficiente di smorzamento dello smorzatore, le ampiezze di vibrazione del sistema e le oscillazioni della pressione dell'olio.

Per una data elasticità del collegamento tra il cilindro e la struttura fissa del motore, esiste un valore ottimo

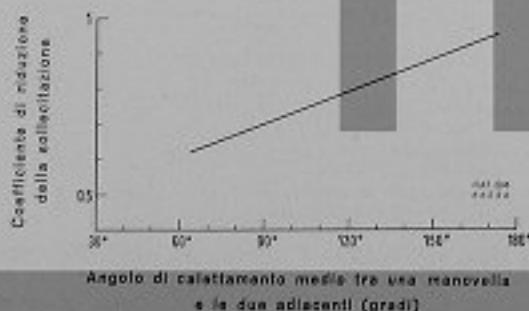


Fig. 6 - Coefficiente di riduzione della sollecitazione per effetto dell'incastro dei perni di banco

del coefficiente di smorzamento, in corrispondenza del quale si ottengono le minime ampiezze di vibrazione. Risulta altresì evidente dalla figura che all'aumentare della rigidità del collegamento fra il cilindro e la struttura fissa del motore diminuiscono i valori minimi delle ampiezze di vibrazione del sistema. Maggiori particolari sull'argomento sono riportati nell'appendice.

4) Rilievi di vibrazioni assiali eseguiti su un certo numero di impianti e controllo dell'accuratezza del calcolo di previsione.

Allo scopo di ottenere dei dati utili allo studio delle vibrazioni assiali, sono stati eseguiti, negli anni scorsi, numerosi rilievi su impianti di bordo con motori diversi. Riportiamo qui di seguito i risultati dei rilievi più significativi che si riferiscono a 14 installazioni (figg. da 8 a 23).

In ciascuno dei grafici che seguono sono indicati:

- 1) le caratteristiche essenziali di ciascun impianto;
- 2) le ampiezze di vibrazioni misurate per mezzo di oscillografo;
- 3) le sollecitazioni corrispondenti sull'albero motore;
- 4) la forma della linea elastica di vibrazione;
- 5) le ampiezze di vibrazione e le sollecitazioni dedotte col calcolo di previsione.

Motore FIAT 758 - 8 cilindri diametro 750 mm (fig. 8)

Sono stati eseguiti i rilievi delle ampiezze di vibrazione all'estremità prodiera dell'albero motore (linea continua) e sull'albero portaelica (linea a tratto e punto).

Si nota una critica assiale di 8° armonica di 1° grado a circa 102 giri/min. Si noti che trattandosi di un motore ad otto cilindri, l'8° armonica è fondamentale.

L'ampiezza di vibrazione in risonanza all'estremità libera dell'albero motore è di ca. $\pm 1,5$ mm (ved. scala di sinistra); sul portaelica le vibrazioni hanno ampiezza pari a ca. $1/3$ e sono in fase.

Le sollecitazioni corrispondenti a tali vibrazioni sono date, con riferimento alla linea continua, sulla scala di destra ed il loro valore massimo ammonta a: $\pm 1,5$ kg/mm².

La linea tratteggiata rappresenta le ampiezze e le sollecitazioni dedotte col calcolo; come si può constatare la concordanza è, in questo caso, molto soddisfacente.

Nella parte centrale del grafico è indicata la forma della linea elastica calcolata del sistema vibrante. I cerchietti riportati in prossimità di essa rappresentano le ampiezze relative rilevate nei due punti di misura.

La linea a tratto e due punti, nella parte inferiore della figura, mostra l'effetto dell'applicazione di uno smorzatore di vibrazioni assiali; esso rappresenta le ampiezze

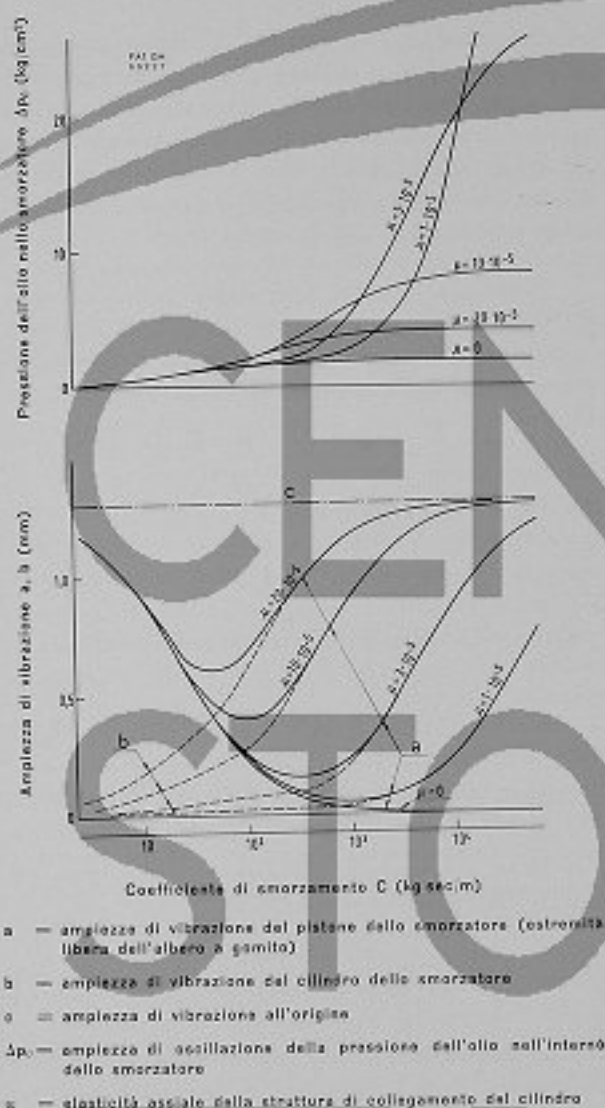


Fig. 7 - Caratteristiche di funzionamento di uno smorzatore (Motore FIAT tipo 688 S - N. 8773)

rilevate all'estremità libera dell'albero motore con smorzatore in funzione. Come si può notare tali ampiezze sono pari a circa $1/5$ di quelle esistenti senza smorzatore, anzi non è più possibile rilevare alcuna forma di risonanza.

Motore FIAT C 758 S n. 4321 (fig. 9)

La linea continua rappresenta le ampiezze rilevate all'estremità libera dell'albero motore; sono visibili una critica di 8° armonica di II grado a 129 giri/min, ed una seconda critica pure di 8° armonica ma di I grado a circa 90 giri/min. Si nota anche una 16° armonica di II grado a 64 giri/min.

Le linee a tratto e due punti e a tratto rappresentano le ampiezze di vibrazione calcolate rispettivamente per il I e il II grado.

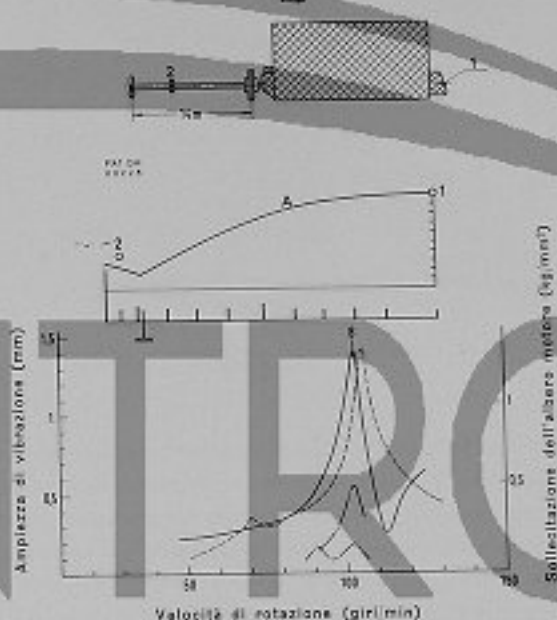


Fig. 8 - Motore FIAT tipo 758 (8 cilindri - diametro 750 mm - corsa 1320 mm - n. cilindri 8 - velocità di rotazione 123 giri/min - frequenza calcolata di 1° grado 840 p/min - frequenza rilevata di 1° grado 816 p/min).

Previsioni e rilievi di vibrazioni assiali

1 e 2 - Punti di misura e valori corrispondenti della linea elastica
A - Linea elastica (calcolata)
— Misurata in 1
--- Calcolata in 1
- - - Misurata in 2 (solo per scala di sinistra)
- · - · Misurata in 1 con smorzatore

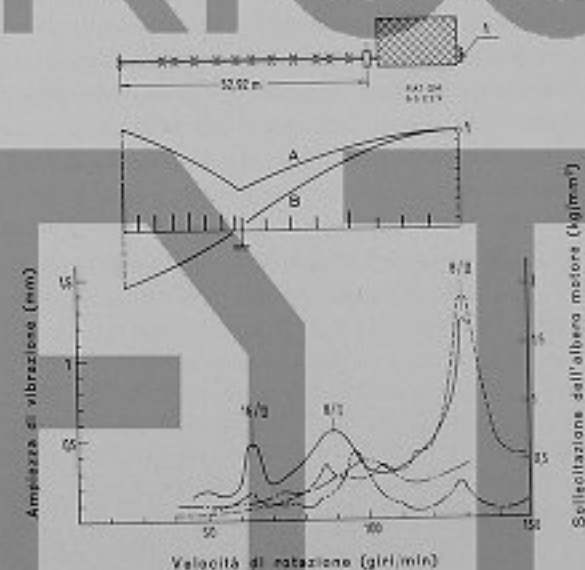


Fig. 9 - Motore FIAT tipo C 758 S - N. 4321 (diametro 750 mm - corsa 1320 mm - n. cilindri 8 - velocità di rotazione 125 giri/min - frequenza di 1° grado: calcolata 767 p/min, rilevata 720 p/min - frequenza di 2° grado: calcolata 1040 p/min, rilevata 1032 p/min).

Previsioni e rilievi di vibrazioni assiali

1 - Punto di misura
A - Linea elastica di 1° grado
B - Linea elastica di 2° grado
— Misurata senza smorzatore
--- Calcolata di 2° grado
- - - Misurata con smorzatore
- · - · Calcolata di 1° grado

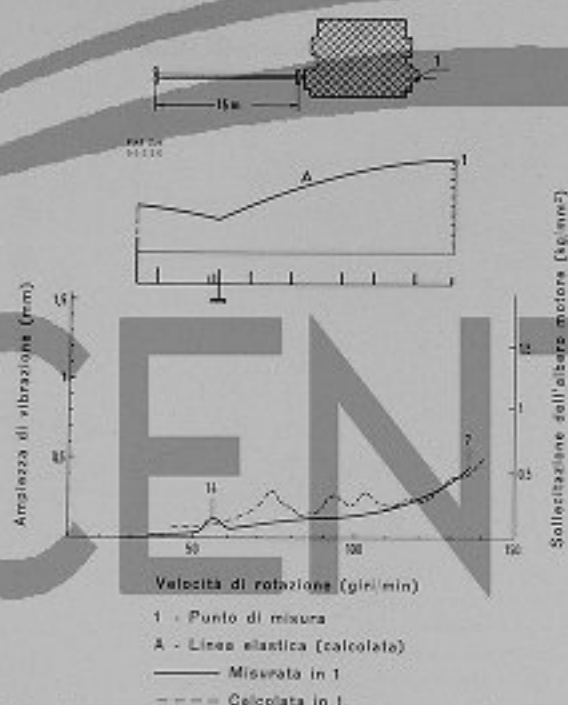


Fig. 10 - Motore FIAT tipo C 757 S - N. 4180 (diametro 750 mm - corsa 1320 mm - n. cilindri 7 - velocità di rotazione 125 giri/min - frequenza calcolata di 1° grado 1035 p/min - frequenza rilevata di 1° grado —).
Previsioni e rilievi di vibrazioni assiali

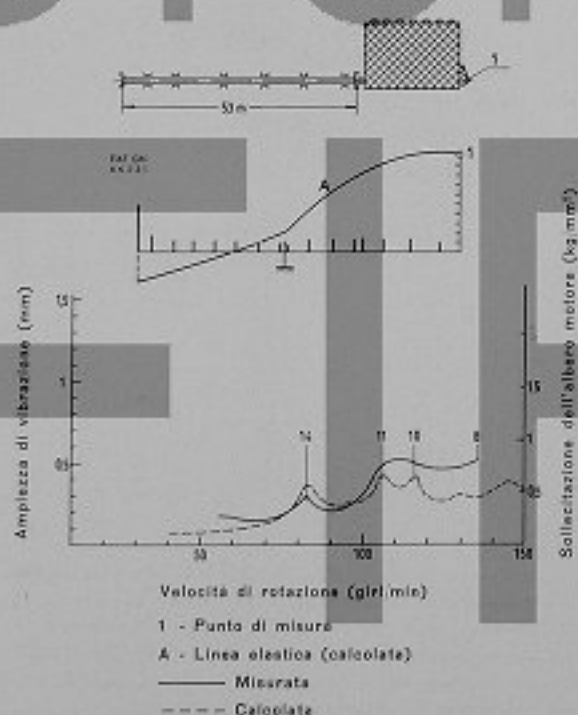


Fig. 11 - Motore FIAT tipo C 757 S - N. 4288 (diametro 750 mm - corsa 1320 mm - n. cilindri 7 - velocità di rotazione 125 giri/min - frequenza calcolata di 2° grado 1167 p/min - frequenza rilevata di 2° grado 1150 p/min).
Previsioni e rilievi di vibrazioni assiali

Nella parte centrale della figura sono indicate le linee elastiche di I e II grado. Come si può notare la linea elastica di I grado comporta ampiezze relative sull'elica assai più grandi che il II grado e quindi uno smorzamento assai più intenso. Questo spiega perché l'8° armonica di I grado risulti di ampiezza assai minore che la corrispondente di II grado.

La linea a tratto e punto rappresenta l'effetto dell'applicazione dello smorzatore. In questo caso lo smorzatore ha prodotto sia una riduzione di ampiezza, sia un innalzamento delle frequenze, con il risultato comunque di sgombrare il campo di funzionamento da critiche pericolose.

Motore FIAT C 757 S n. 4180 (fig. 10)

La linea continua rappresenta l'ampiezza di vibrazione all'estremità libera dell'albero motore. La linea tratteggiata rappresenta le ampiezze calcolate. Alla velocità di 57 giri/min si nota una critica di 14° armonica; non si tratta però di una critica assiale ma di vibrazioni indotte da una critica torsionale di 7° armonica. Si noti in questo caso che una vibrazione torsionale dà luogo a vibrazioni assiali di frequenza doppia.

A velocità maggiori si notano vibrazioni assiali di 7° armonica (fondamentale) la cui risonanza è però nettamente al di sopra della velocità normale, come conferma del resto il diagramma delle ampiezze calcolate.

Motore FIAT C 757 n. 4288 (fig. 11)

La linea continua e la linea tratteggiata rappresentano le ampiezze di vibrazione e le relative sollecitazioni rispettivamente rilevate e calcolate.

L'impianto in oggetto consiste di un motore sostanzialmente identico a quello della figura 10, ma a differenza di quest'ultimo con linea d'assi di notevole lunghezza (circa 53 m). Per questo motivo le frequenze di vibrazione si sono notevolmente abbassate ed entra in campo il II grado di vibrazione; il I grado di vibrazione (come previsto dal calcolo) è assai smorzato e non è stato rilevato. Nel campo di funzionamento è stata riscontrata una 14° armonica a 82 giri/min. A circa 110 giri/min è stato rilevato un battimento di armoniche diverse che, in base al confronto col calcolo dovrebbero essere presumibilmente la 10° e la 11°; a giri più elevati si nota una coda di 8° armonica.

Motori FIAT 759 n. 3611 e 3612 (fig. 12)

Le linee continue e quella a tratti e punti rappresentano le ampiezze di vibrazione rispettivamente all'estremità libera dell'albero motore e sulla linea d'assi in prossimità dell'elica. La linea a tratti rappresenta per confronto le ampiezze previste dal calcolo per il II grado di vibrazione.

Anche in questo caso l'unica armonica considerevole è la fondamentale e cioè, trattandosi di un motore a 9 cilindri, la 9°.

Nella parte centrale della figura sono indicati la linea elastica calcolata e i valori rilevati nei punti 1 e 2.

Motore FIAT C 759 S n. 4347 (fig. 13)

Sono state rilevate le ampiezze di vibrazione all'estremità libera dell'albero motore e sull'albero portaelica. Alla velocità di 43 giri/min si rileva una 9ª armonica dovuta a vibrazioni torsionali di uguale frequenza. A 86 giri/min si rileva una vibrazione di 9ª armonica (fondamentale) in risonanza con il primo modo di vibrazione.

Anche in questo caso la concordanza col calcolo di previsione, almeno per quanto riguarda le frequenze e la forma della linea elastica, può ritenersi soddisfacente.

Motore FIAT C 759 S n. 4320 (fig. 14)

Si tratta di un impianto molto simile a quello della figura 13. Alla velocità di 88 giri/min si rileva una 9ª armonica di 1 grado in sufficiente accordo con la previsione di calcolo quantunque di ampiezza sensibilmente più ridotta. Alla velocità di 39 giri/min si rileva però in questo caso una vibrazione di 18ª armonica che non corrisponde alla frequenza assiale. A questa velocità esiste per altro una vibrazione torsionale di 9ª armonica: è questo un secondo caso in cui è stato riscontrato che una vibrazione torsionale può indurre una vibrazione assiale di frequenza doppia.

Motore FIAT 7512 S n. 4218 (fig. 15)

Sono riportate le ampiezze di vibrazione all'estremità libera dell'albero motore e sull'albero portaelica. Si notano in questo caso una risonanza di 12ª armonica a 52 giri/min, una 9ª armonica a 70 giri/min e una 6ª armonica (semifondamentale) a 107 giri/min.

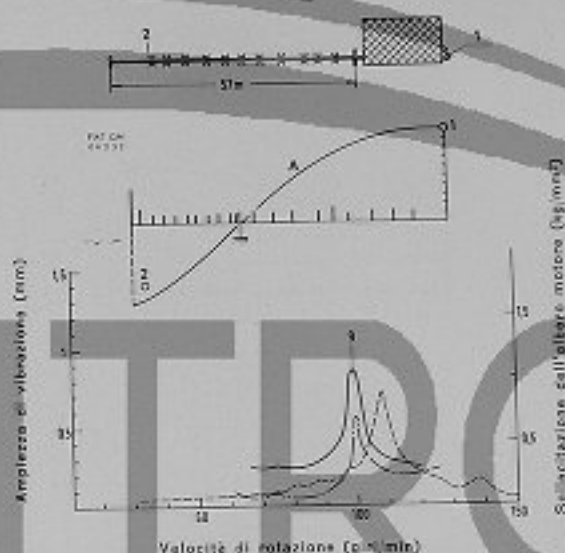
Il calcolo di previsione (linea tratteggiata) mostra un buon accordo col rilievo almeno per quanto riguarda l'armonica principale e la forma della linea elastica.

Motore FIAT 7512 S n. 4218 (fig. 16)

La figura mostra l'effetto dell'applicazione di uno smorzatore all'impianto precedente.

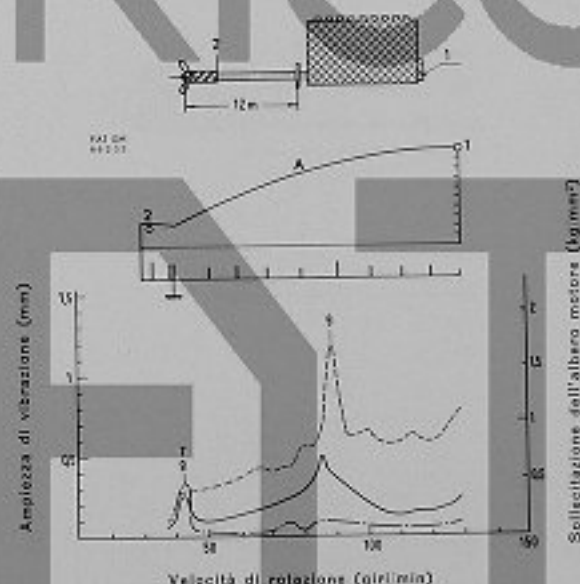
Allo scopo di realizzare il coefficiente di smorzamento che desse luogo alle minime ampiezze di vibrazione e nello stesso tempo a sollecitazioni non troppo elevate sulla struttura di sostegno dello smorzatore, lo stantuffo dello smorzatore venne dotato di un foro A di comunicazione tra le due camere, il cui diametro poteva venire variato da un minimo di zero a un massimo di 15 mm.

Vennero rilevate contemporaneamente le ampiezze di vibrazione alla estremità libera dell'albero motore (vedere diagramma nella parte inferiore della figura) e le oscillazioni di pressione dell'olio nell'interno dello smorzatore (vedere diagramma nella parte superiore).



1 e 2 - Punti di misura e valori corrispondenti della linea elastica
A - Linea elastica (calcolata)
— Misurata in 1
--- Calcolata in 1
- - - Misurata in 2 (solo per scala di sinistra)

Fig. 12 - Motori FIAT tipo 759 - N. 3611 e 3612 (diametro 750 mm - corsa 1320 mm - n. cilindri 9 - velocità di rotazione 120 giri/min - frequenza calcolata di 2º grado 964 p/min - frequenza rilevata di 2º grado 891 p/min).
Previsioni e rilievi di vibrazioni assiali



1 e 2 - Punti di misura e valori corrispondenti della linea elastica
A - Linea elastica (calcolata)
T - Vibrazioni indotte da vibrazioni torsionali
— Misurata in 1
--- Calcolata in 1
- - - Misurata in 2 (solo per scala di sinistra)

Fig. 13 - Motore FIAT tipo C 759 S - N. 4347 (diametro 750 mm - corsa 1320 mm - n. cilindri 9 - velocità di rotazione 125 giri/min - frequenza calcolata di 1º grado 795 p/min - frequenza rilevata di 1º grado 774 p/min).
Previsioni e rilievi di vibrazioni assiali

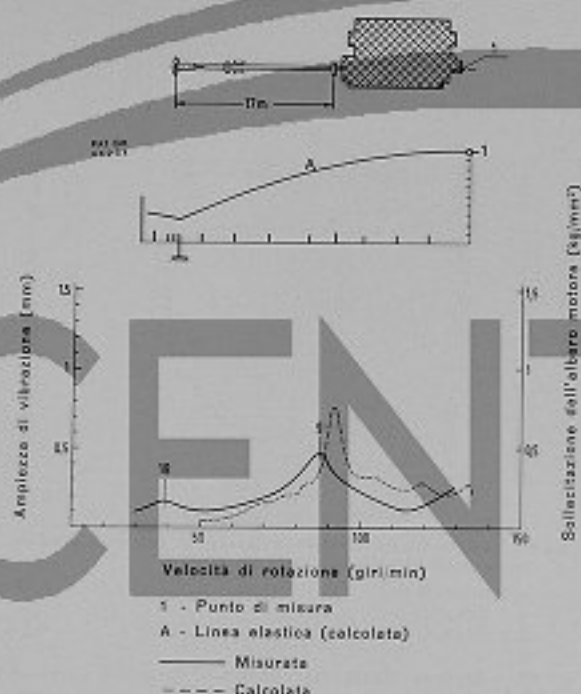


Fig. 14 - Motore FIAT tipo C 759 S - N. 4320 (diametro 750 mm - corsa 1320 mm - n. cilindri 9 - velocità di rotazione 125 giri/min - frequenza calcolata di 1° grado 830 p/min - frequenza rilevata di 1° grado 790 p/min).
Previsioni e rilievi di vibrazioni assiali

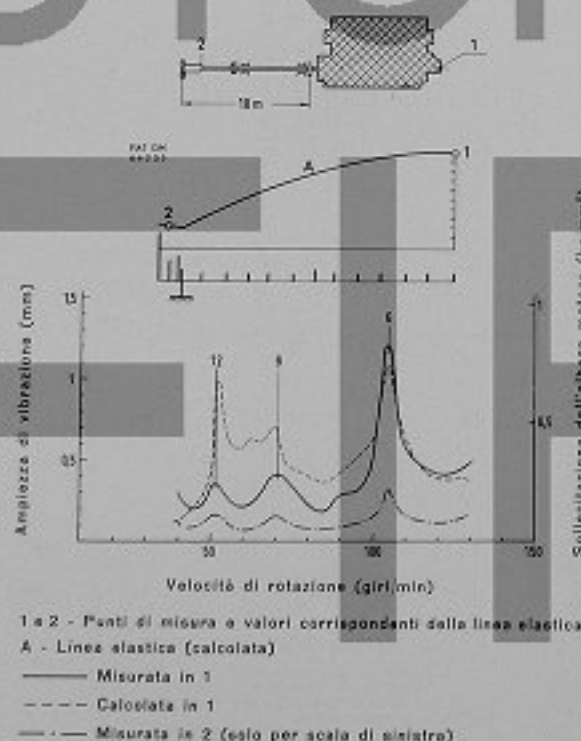


Fig. 15 - Motore FIAT tipo 7612 S - N. 4218 (diametro 750 mm - corsa 1320 mm - n. cilindri 12 - velocità di rotazione 130 giri/min - frequenza calcolata di 1° grado 632 p/min - frequenza rilevata di 1° grado 643 p/min).
Previsioni e rilievi di vibrazioni assiali senza smorzatore

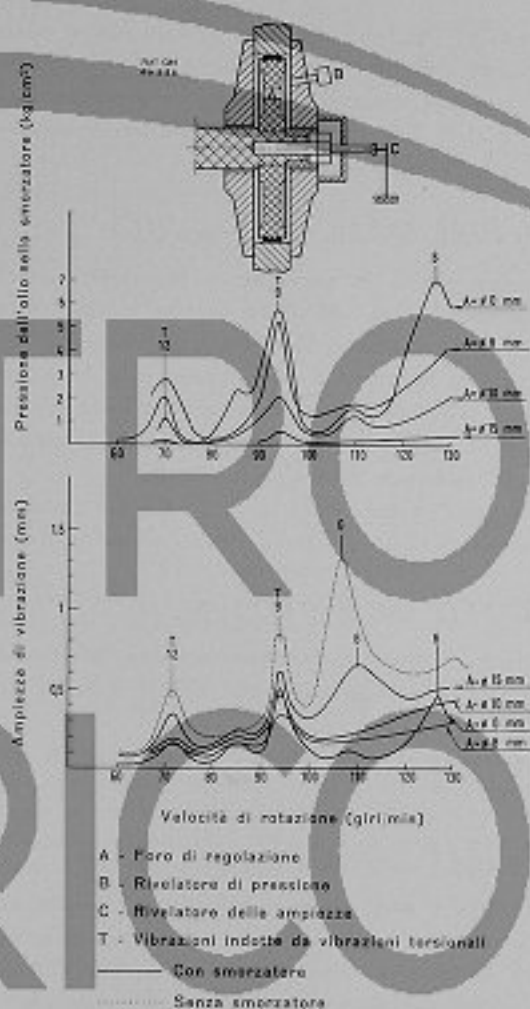


Fig. 16 - Motore FIAT tipo 7512 S - N. 4218
Rilievi di vibrazioni assiali con smorzatore

La figura mostra che al diminuire del diametro del foro da 15 a 10 mm e da 10 a 8 mm le ampiezze della 6ª armonica diminuiscono progressivamente. Passando da foro \varnothing 8 a foro chiuso si ha invece un aumento della ampiezza con uno spostamento della frequenza verso l'alto. Ciò conferma che esiste una registrazione ottima dello smorzatore agli effetti delle ampiezze.

Si notano inoltre delle vibrazioni assiali di 9ª e 12ª armonica, indotte dalla vibrazione torsionale, che non si spostano di frequenza e si riducono di ampiezza solo in misura assai più ridotta.

Per quanto riguarda le oscillazioni di pressione dell'olio, si nota che, come è logico attendersi, esse sono tanto più intense quanto più piccolo è il foro di comunicazione.

Poiché le pressioni dell'olio sono proporzionali alle forze e quindi alle sollecitazioni trasmesse dallo smorzatore alla struttura fissa del motore, è evidente la convenienza di mantenere quanto più basse possibile

tali pressioni. Per questo motivo è stata scelta come registrazione definitiva dello smorzatore quella col foro da 10 mm che assicura oscillazioni di pressione non superiore a $\pm 2 \text{ kg/cm}^2$ pur con un sufficiente smorzamento della 6ª armonica assiale.

Motore FIAT 688 S n. 3773 (fig. 17)

La figura mostra le ampiezze di vibrazione rilevate alla estremità libera dell'albero motore e sulla linea d'assi; si nota una forte 8ª armonica in risonanza con il 2º grado di vibrazioni a 125 giri/min e in buon accordo col valore di calcolo. In più si notano alle velocità di 93 e 113 giri/min delle vibrazioni rispettivamente di 12ª e 10ª armonica di origine torsionale.

Nella parte centrale della figura c'è il solito confronto tra la linea elastica calcolata e i valori rilevati in 1 e 2.

Motore FIAT 688 S n. 3773 (fig. 18)

La figura mostra, per lo stesso impianto, l'effetto dell'applicazione dello smorzatore con diversi diametri del foro di comunicazione.

In questo caso venne adottato un diametro di foro di 5 mm.

Motore FIAT LS 688 B n. 9403 (fig. 19)

L'impianto è assai simile al precedente e mostra una forte vibrazione assiale di 8ª armonica in risonanza alla velocità normale o forse appena al di sopra di essa. Sono inoltre presenti vibrazioni di 16ª armonica a 66 giri/min e vibrazioni di 12ª armonica a 89 giri/min, quest'ultima coincidente con una critica torsionale.

È interessante notare che, per questo impianto, le frequenze torsionali e assiali di 2º grado sono praticamente coincidenti (rispettivamente 1080 e 1064 per min). Questo spiega ad esempio l'entità della 12ª armonica superiore al previsto.

Anche questo impianto fu dotato di smorzatore che ridusse le ampiezze di vibrazione a limiti trascurabili.

Motore FIAT 688 - 8 cilindri, diametro 680 mm (fig. 20)

Si tratta di un motore analogo a quello degli impianti precedenti (figg. 17, 18 e 19) ma con linea d'assi corta.

Si nota in questo caso una vibrazione assiale sempre di 8ª armonica ma di 1º grado, a circa 108 giri/min.

Nello stesso impianto munito di smorzatore le ampiezze di vibrazione si sono ridotte a circa 1/5 del valore originale.

Motore FIAT A 528 T n. 3305 (fig. 21)

I rilievi mostrano la presenza di una 8ª armonica di ampiezza considerevole intorno alla velocità di 147 giri/min.

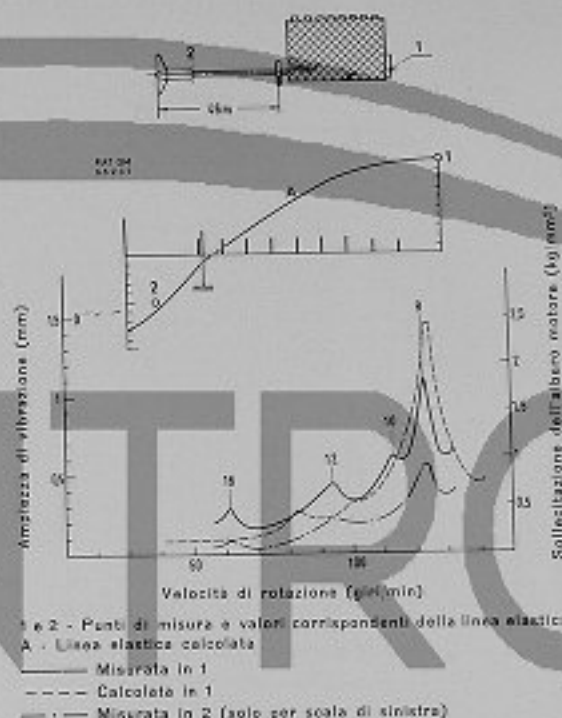


Fig. 17 - Motore FIAT tipo 688 S - N. 3773 (diametro 680 mm - corsa 1200 mm - n. cilindri 8 - velocità di rotazione 130 giri/min - frequenza calcolata di 2º grado 992 p/min - frequenza rilevata di 2º grado 964 p/min). Previsioni e rilievi di vibrazioni assiali senza smorzatore

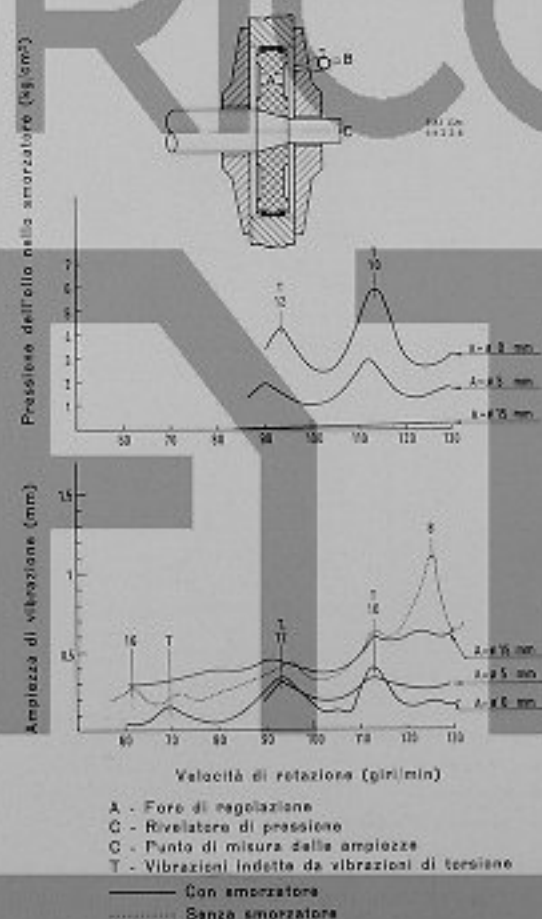
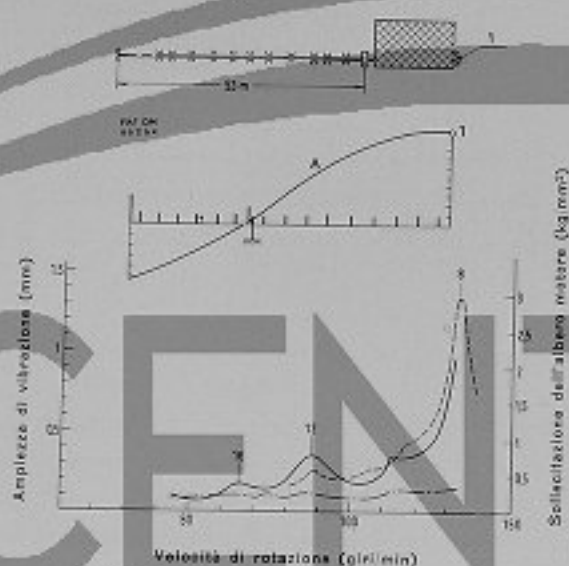
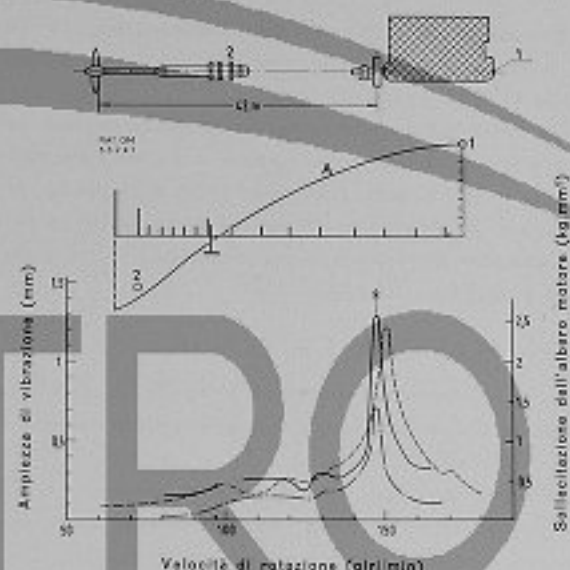


Fig. 18 - Motore FIAT tipo 688 S - N. 3773
Rilievi di vibrazioni assiali con smorzatore



1 - Punto di misura
A - Linea elastica (calcolata)
— Misurata senza smorzatore
- - - Misurata con smorzatore
- - - Calcolata

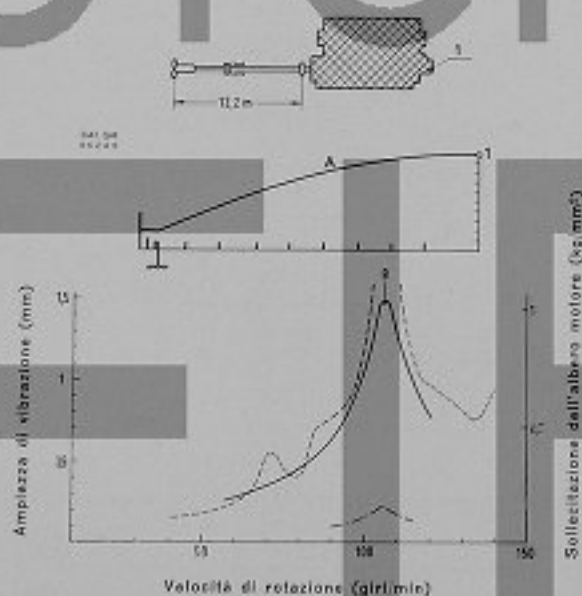
Fig. 19 - Motore FIAT tipo LS 688 S - N. 9403 (diametro 680 mm - corsa 1200 mm - n. cilindri 8 - velocità di rotazione 133 giri/min - frequenza calcolata di 2° grado 1066,5 p/min - frequenza rilevata di 2° grado 1064 p/min).
Previsioni e rilievi di vibrazioni assiali



1 e 2 - Punti di misura e valori corrispondenti della linea elastica
A - Linea elastica (calcolata)
— Misurata in 1
- - - Calcolata in 1
- - - Misurata in 2 (solo per scala di sinistra)

Fig. 21 - Motore FIAT tipo A 528 T - N. 3305 (diametro 520 mm - corsa 960 mm - n. cilindri 8 - velocità di rotazione 158 giri/min - frequenza calcolata di 2° grado 1198 p/min - frequenza rilevata di 2° grado 1175 p/min).
Previsioni e rilievi di vibrazioni assiali

La vibrazione corrisponde con una buona approssimazione al 2° modo di vibrazione calcolato sia per quanto riguarda la frequenza, sia per l'ampiezza dell'armonica fondamentale, sia per la forma della linea elastica.



1 - Punto di misura
A - Linea elastica (calcolata)
— Misurata senza smorzatore
- - - Misurata con smorzatore
- - - Calcolata (max = 2,4 mm)

Fig. 20 - Motore FIAT tipo 688 (8 cilindri - diametro 680 mm - corsa 1200 mm - n. cilindri 8 - velocità di rotazione 125 giri/min - frequenza calcolata di 1° grado 855 p/min - frequenza rilevata di 1° grado 848 p/min).
Previsioni e rilievi di vibrazioni assiali

Motore FIAT A 528 T n. 4275 (fig. 22)

Si tratta di un motore identico al precedente ma con linea d'assi corta (circa 15 m). Per questo motivo l'unico modo di vibrazione che interessa è il 1°, dato che il 2° ha frequenza molto alta. D'altra parte le vibrazioni di 1° grado comporterebbero per le ampiezze calcolate, delle reazioni elastiche sul reggispinta che sono superiori, fino alla velocità di circa 140 giri/min, alla spinta trasmessa dall'elica.

In tal caso il disco reggispinta si distacca dai patini e, come è noto, la vibrazione risulta impedita. La curva parabolica rappresenta, per ogni velocità del motore, la massima ampiezza di vibrazione consentita dalla condizione di aderenza del reggispinta. La linea delle ampiezze al di sopra di tale curva è stata segnata a tratti più leggeri poiché rappresenta una condizione instabile.

Il rilievo ha mostrato, in questo caso, una vibrazione di 8° armonica con massimo a 131 giri/min e corrispondente quindi con buona approssimazione alla frequenza di 1° grado calcolata.

Si può notare che l'ampiezza massima è di + 1 mm ed è pari al valore di ampiezza massima consentita per quella velocità.

La forma tozza della curva di risonanza rilevata dà la sensazione di una curva normale a cui sia stata mozzata la punta e pare confermare che le ampiezze di vibrazioni vengono limitate, da un certo valore in poi, dall'insorgere del fenomeno già citato, cioè distacco del disco reggispinta dei pattini.

Motore FIAT C 686 S n. 4330 (fig. 23)

È un esempio di situazione tranquilla. L'unica vera armonica assiale nel campo di funzionamento normale è la 12^a di modesta entità.

Si rileva però una vibrazione di 6^a armonica a 78 giri dovuta ad una intensa critica torsionale. Essa non preoccupa perché il campo di velocità è sbarrato.

APPENDICE

Considerazioni analitiche sul funzionamento degli smorzatori assiali.

Si espone un metodo di calcolo approssimato utile per valutare l'effetto degli smorzatori di vibrazioni assiali. Nota la ampiezza di vibrazione dell'albero motore senza smorzatore, il calcolo permette di valutare:

- l'ampiezza di vibrazione minima dell'albero motore con smorzatore in funzione;
- le pressioni dell'olio nello smorzatore;
- le forze applicate alla struttura fissa e le relative ampiezze di vibrazione

I ipotesi di calcolo e simboli usati

- 1) Si ammette trascurabile la massa dello smorzatore rispetto al sistema vibrante;
- 2) Si ammette che l'olio contenuto nello smorzatore sia incompressibile e, per ogni istante, in equilibrio di pressione in ciascuna camera dello smorzatore stesso;
- 3) Si ammette che lo smorzamento sia piccolo rispetto allo smorzamento critico del sistema vibrante e quindi la frequenza del sistema non muti.

Con riferimento allo schema della figura n. 24 chiameremo:

a_1 = Ampiezza di vibrazione dell'albero motore nel punto di applicazione dello smorzatore, in assenza dello smorzatore stesso

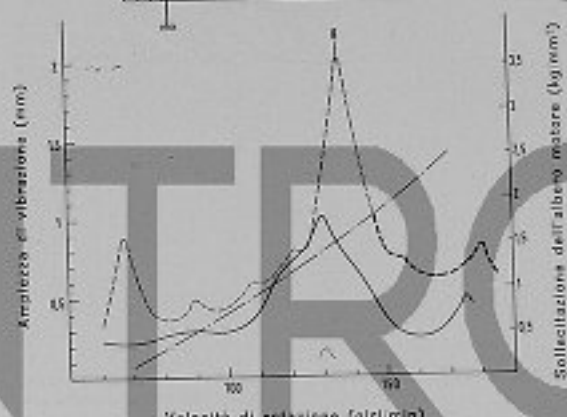
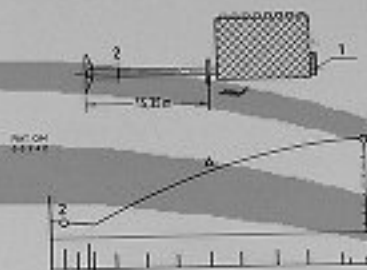
a = ampiezza di vibrazione con smorzatore attivo

A_p = area dello stantuffo dello smorzatore

b = ampiezza di vibrazione del cilindro dello smorzatore

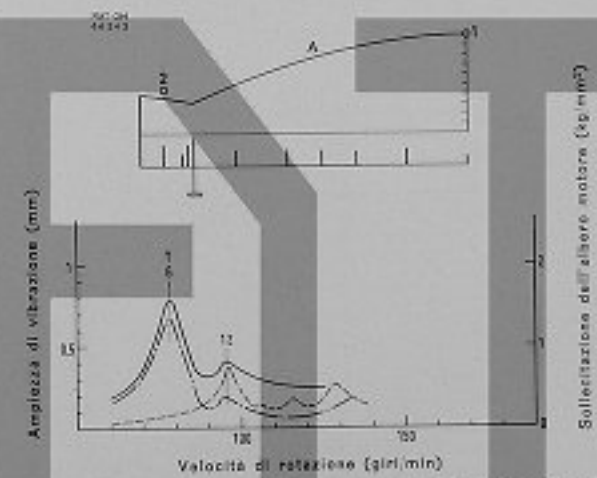
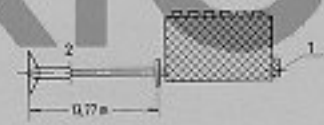
c = coefficiente di smorzamento dello smorzatore = $\frac{F}{V_1}$

$F = F_0 \cos(\omega t + \psi)$ = forza mutua tra stantuffo e cilindro



1 e 2 - Punti di misura e valori corrispondenti della linea elastica
 A - Linea elastica (calcolata)
 — Misurata in 1
 - - - - - Calcolata in 1
 — Misurata in 2 (solo per scala di sinistra)
 - - - - - Ampiezza max compatibile con la spinta dell'elica

Fig. 22 - Motore FIAT tipo A 528 T - N. 4275 (diametro 520 mm - corsa 960 mm - n. cilindri 8 - velocità di rotazione 160 giri/min - frequenza calcolata di 1° grado 1087 p/min - frequenza rilevata di 1° grado 1050 p/min).
Previsioni e rilievi di vibrazioni assiali



1 e 2 - Punti di misura e valori corrispondenti della linea elastica
 A - Linea elastica (calcolata)
 T - Vibrazioni indotte da vibrazioni torsionali
 — Misurata in 1
 - - - - - Calcolata in 1
 — Misurata in 2 (solo per scala di sinistra)

Fig. 23 - Motore FIAT tipo C 686 S - N. 4330 (diametro 680 mm - corsa 1200 mm - n. cilindri 6 - velocità di rotazione 128 giri/min - frequenza calcolata di 1° grado 1158 p/min - frequenza rilevata di 1° grado 1140 p/min).
Previsioni e rilievi di vibrazioni assiali

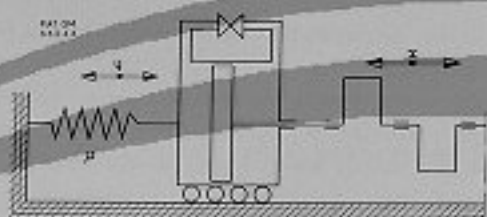


Fig. 24 - Schema di funzionamento di uno smorzatore assiale

L_d = lavoro dissipato, per ciclo, dal sistema vibrante, escluso lo smorzatore

L_e = lavoro per ciclo eseguito dalle forze eccitanti

L_{e_1} = lavoro delle forze eccitanti senza smorzatore

L_s = lavoro, per ciclo, dissipato dallo smorzatore

V_r = velocità relativa tra pistone e cilindro

x = spostamento istantaneo del pistone

y = spostamento istantaneo del cilindro

$\Delta p = \Delta p_0 \cos(\omega t + \psi)$ = pressione dell'olio nello smorzatore

μ = elasticità assiale della struttura di ancoraggio del cilindro dello smorzatore

ω = pulsazione della vibrazione.

Supponiamo:

$$x = a \sin \omega t$$

$$y = b \sin(\omega t + \varphi)$$

Risulta:

$$V_r = x' - y' = \omega(a - b \cos \varphi) \cos \omega t + b \omega \sin \varphi \cdot \sin \omega t = \quad (1)$$

$$= A \omega \cos(\omega t + \psi) \quad (2)$$

$$A = \sqrt{(a - b \cos \varphi)^2 + b^2 \sin^2 \varphi} \quad (3)$$

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{b \sin \varphi}{a - b \cos \varphi}$$

D'altra parte si ha:

$$V_r = \frac{F}{c} = \frac{y}{\mu c} = \frac{1}{\mu c} b \sin(\omega t + \varphi) = \quad (4)$$

$$= \frac{b}{\mu c} (\sin \varphi \cos \omega t + \cos \varphi \sin \omega t)$$

Uguagliando la (1) e la (4) si ottiene con qualche passaggio:

$$b \cos \varphi = \frac{\mu^2 c \mu \omega^2 a}{1 + \mu^2 c^2 \omega^2} \quad (5)$$

$$b \sin \varphi = \frac{\mu c \omega a}{1 + \mu^2 c^2 \omega^2} \quad (6)$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{1}{\omega \mu c} \quad (7)$$

Sostituendo la (5) e la (6) nella (3) si ottiene:

$$A = \frac{a}{\sqrt{1 + \mu^2 c^2 \omega^2}} \quad (8)$$

Tenendo conto della (2) e della (8) si può allora calcolare:

$$L_e = \int_0^{2\pi/\omega} F \cdot V_r \, dt = \int_0^{2\pi/\omega} c V_r^2 \, dt = \quad (9)$$

$$= \int_0^{2\pi/\omega} c A^2 \omega^2 \cos^2(\omega t + \psi) \, dt =$$

$$= \pi \omega A^2 c = \frac{\pi \cdot \omega c a^2}{1 + \mu^2 c^2 \omega^2}$$

Si può ammettere inoltre:

$$L_e = L_{e_1} \frac{a}{a_1} \quad (10)$$

$$L_d = L_{e_1} \left(\frac{a}{a_1}\right)^2 \quad (11)$$

Lo smorzatore dovrà dissipare il lavoro

$$L_s = L_e - L_d \quad (12)$$

dalla quale relazione sostituendo le (9) (10) e (11)

$$a = \frac{a_1}{1 + \frac{\pi c a_1^2 \omega}{L_{e_1} (1 + \mu^2 \omega^2 c^2)}} \quad (13)$$

Questa espressione ci permette di calcolare l'ampiezza di vibrazione a , nota l'ampiezza iniziale a_1 e le altre caratteristiche del sistema vibrante e dello smorzatore. Nota a , dalle (5) e (6), quadrando e sommando, si ottiene:

$$b = a \frac{\mu c \omega}{\sqrt{1 + \mu^2 c^2 \omega^2}} \quad (14)$$

L'oscillazione di pressione dell'olio è allora:

$$\Delta P_0 = \frac{F_0}{2 A_p} = \frac{b}{2 \mu A_p} \quad (15)$$

Si può controllare facilmente che l'espressione (13) considerata funzione di c , presenta un minimo per il valore di c :

$$c_{opt} = \frac{1}{\mu \omega}$$

e che tale minimo vale:

$$a_{min} = a_1 \frac{1}{1 + \frac{\pi a_1^2}{2 \mu L_{e_1}}} \quad (16)$$

In corrispondenza di c_{opt} si ha dalla (7)

$$(\operatorname{tg} \varphi)_{opt} = \frac{1}{\omega \mu c_{opt}} = 1$$

e cioè, in condizioni di registrazione per la minima ampiezza lo sfasamento φ , tra stantuffo e cilindro dello smorzatore è di 45° .

L'ampiezza di vibrazione a tende invece al valore originario a_1 quando c tende a zero oppure a infinito.

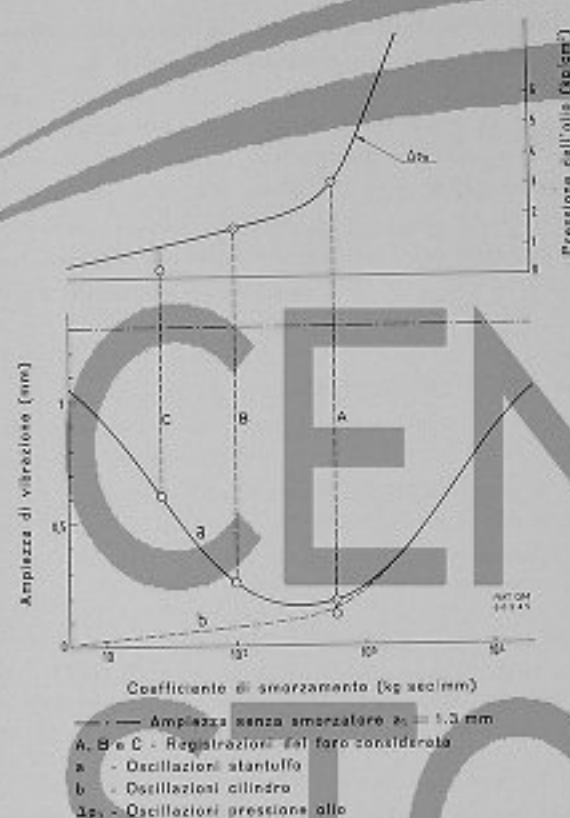


Fig. 25 - Motore FIAT tipo 688 S n. 3773 - Funzionamento dello smorzatore assiale con diverse registrazioni

(In effetti, quando c tende a infinito, cade una delle ipotesi di partenza e si manifesta un aumento di frequenza del sistema).

Conviene, in ogni caso, munire gli smorzatori di una registrazione per regolare l'area della sezione di passaggio fra l'una e l'altra camera; in tal modo riesce agevole variare il coefficiente di smorzamento entro limiti assai ampi e ricercare per tentativi la soluzione migliore.

Giova notare che l'efficacia massima dello smorzatore, come si è detto nel primo capitolo, è legata all'elasticità del supporto dello smorzatore. Dalla (16), infatti, si vede chiaramente che, quanto minore è μ , cioè quanto più rigida è la struttura del supporto, tanto più ridotta è l'ampiezza minima ottenibile.

Esempio di applicazione

A titolo di esempio, le espressioni di a , b e Δp calcolate con le (13), (14) e (15) sono state riportate nel diagramma di figura 25 relativamente alle vibrazioni di 8ª armonica rilevate sul motore FIAT 688 S n. 3773 già preso in considerazione (vedi figure 17 e 18).

L'elasticità della struttura di ancoraggio, dedotta da rilievi sperimentali, è stata assunta pari a $3 \cdot 10^{-3}$ mm/kg.

Il lavoro eccitante per ciclo venne calcolato pari a 11,7 kgm/ciclo.

In aggiunta a quanto sopra detto, si può notare che la curva b (oscillazioni cilindro), com'è intuibile, coincide praticamente con la curva a (oscillazioni stantuffo) per alti valori dello smorzamento c e tende a zero al tendere di c a zero.

L'oscillazione di pressione dell'olio Δp , in funzione di c ha, naturalmente, un andamento simile a quello della linea b .

Nel caso del motore in questione vennero provate tre registrazioni dello smorzatore che diedero luogo alle seguenti caratteristiche di funzionamento:

Registrazione	Ø foro by-pass mm	Ampiezza vibrazione stantuffo a mm	Ampiezza vibrazione cilindro b mm	Oscillazione pressione olio Δp_0 kg/cm ²
A	0	0,17	0,1	3
B	5	0,25	—	1,7
C	15	0,6	—	0,25

Come si può vedere dal diagramma di fig. 25 per i valori di c rispettivamente di 30, 100 e 600 kgsec/mm si ottengono valori di a , b e Δp , che sono in sufficiente accordo con i valori rilevati con le registrazioni A, B e C. Si osserva che la registrazione A è approssimativamente quella ottima agli effetti delle ampiezze. Con foro di by-pass chiuso, la comunicazione fra le due camere dello smorzatore era assicurata esclusivamente dal gioco esistente fra stantuffo e cilindro. La registrazione A dava luogo però a sensibili oscillazioni di pressione dell'olio e a vibrazioni della struttura fissa, soprattutto in corrispondenza delle critiche torsionali.

La registrazione C appare evidentemente troppo poco smorzante; si comprende quindi che venne definitivamente adottata la registrazione B che realizza ampiezze di vibrazione un poco superiore al minimo, ma dà luogo a minori sollecitazioni e a vibrazioni della struttura fissa del tutto inapprezzabili.

BIBLIOGRAFIA

- [1] DOREY, S. F., *Strength of marine shafting* NECI Trans., Vol. 55, p. 203 (1938-39).
- [2] DRAMINSKY, P. e WARNING, T., *Vibrations axiales des arbres à manivelles*, Bull. Techn. Veitas, Vol. 22, p. 13 (Supplemento al fascicolo di maggio 1940).
- [3] VAN DORT and VISSER "Crankshaft coupled free torsional-axial vibrations of a ship's propulsion system ...", Studiecentrum T.N.O. voor scheepsbouw en navigatie, Report N. 39 M Settembre 1963.

La Centrale diesel-elettrica da 12.000 kW di Trapani

geom. B. Chiapetto

Sta svolgendo ormai da oltre due anni regolare esercizio la Centrale diesel-elettrica dell'ENEL a Trapani, equipaggiata con 6 gruppi, da 2000 kW ciascuno, azionati da motori FIAT a 4 tempi di tipo mediamente leggero, funzionanti alla velocità di 500 giri/min.

Scopo di questo impianto è quello di sopprimere direttamente ai maggiori fabbisogni di energia elettrica determinatisi in questi ultimi tempi nella zona in relazione al programma di sviluppo industriale; esso costituisce inoltre una efficace riserva locale in caso di interruzione delle linee di trasporto collegate ai centri principali di produzione dell'isola e del continente.

La Centrale è stata studiata per marciare normalmente con 5 gruppi, per una potenza continuativa di 10.000 kW, in vista di tenere il sesto gruppo di riserva e disponibile per i lavori di manutenzione eseguiti a rotazione sulle varie unità.

In questi primi due anni di esercizio ciascun gruppo è stato tenuto mediamente in funzione per 10 ore al giorno al pieno carico di 2000 kW e ciò per 250 giorni all'anno. La produzione globale della Centrale è risultata pertanto di oltre 30.000.000 di kWh annui.

Caratteristica interessante di questa Centrale è che si tratta di uno dei primi casi di utilizzazione in servizio regolare ed intensivo di motori diesel a 4 tempi a stantuffo tuffante (diametro 300 mm), funzionanti normalmente con nafta di tipo pesante corrispondente al Medium Marine Fuel Oil (n° 5 ASTM).

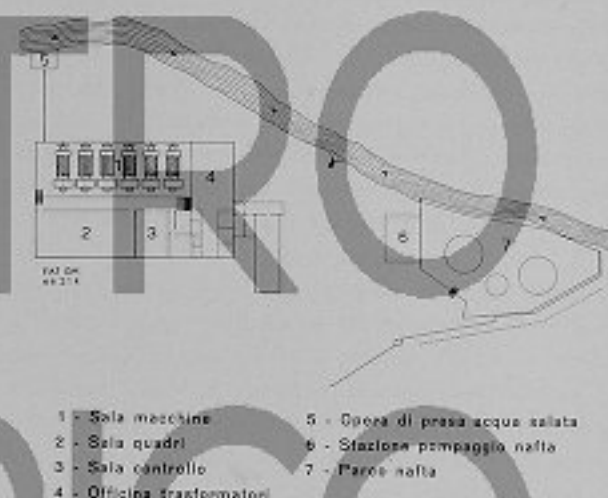
Il combustibile impiegato in questo primo periodo di esercizio presentava infatti mediamente le seguenti caratteristiche:

— viscosità a 100°F	600 Redwood
— densità a 20°C	0,930
— potere calorifico superiore	10.490 Cal/kg
— residuo Conradson	7,64 %
— asfalto duro	4,62 %
— zolfo	2,86 %

Grazie ai particolari accorgimenti adottati nei processi di depurazione e riscaldamento del combustibile e dell'olio lubrificante, il comportamento dei motori si è dimostrato anche in queste condizioni pienamente regolare, con esigenze di manutenzione che non si scostano praticamente da quelle dei motori dello stesso tipo funzionanti con nafta leggera.

Disposizione planimetrica generale della Centrale

Il complesso della Centrale sorge in prossimità del mare su un'area di circa 12.000 m² (fig. 1). Il corpo



- 1 - Sala macchine
- 2 - Sala quadri
- 3 - Sala controllo
- 4 - Officina trasformatori
- 5 - Opera di presa acqua salata
- 6 - Stazione pompaggio nafta
- 7 - Pansa nafta

Fig. 1 - Planimetria della Centrale

principale dell'edificio, che accoglie i gruppi generatori e gran parte dei loro ausiliari, è costituito da un padiglione, in struttura metallica e rivestimento di tipo leggero a pannelli isolanti, servito da un carro-ponte della portata di 12 tonni (fig. 2).

Il locale si estende su di una superficie di 900 m² (17 m x 53 m), 200 dei quali sono però adibiti a zona officina e deposito pezzi di ricambio.

Al corpo principale sono addossati alcuni locali minori, comprendenti le sale quadri elettrici e di controllo, le cabine alta tensione, gli uffici ed i servizi generali.

In un locale separato di circa 150 m², situato a 50 m dal locale gruppi generatori, a ridosso dei serbatoi di stoccaggio del combustibile, sono raggruppati gli impianti di depurazione e travaso combustibile e olio lubrificante, con i relativi serbatoi di servizio (fig. 3).

Il rifornimento di combustibile viene effettuato attraverso una apposita condotta della lunghezza di 1200 m che collega direttamente i serbatoi di stoccaggio della Centrale con il molo di attracco delle cisterne nel porto di Trapani.

Sistemazione locale macchine

I 6 gruppi motoalternatori sono sistemati affiancati su blocchi di ancoraggio indipendenti di cemento armato, poggiati su di una platea generale in cemento armato, sostenuta a sua volta da una fitta palificata in calcestruzzo.

Il ricorso a questo tipo di fondazione è stato reso necessario dalle caratteristiche del terreno (precedentemente occupato da una salina) costituito da struttura

sabbio-argillosa con notevoli infiltrazioni d'acqua derivanti dalla vicinanza del mare.

La distribuzione dei pesi su più gruppi leggeri ha peraltro consentito di mantenere in limiti ancora modesti tali opere di fondazione che, con altre soluzioni, avrebbero assunto ben maggiore consistenza.

Onde cautelarsi contro l'eventuale trasmissione all'edificio di noiosi effetti di vibrazione originati dal funzionamento dei diesel, l'appoggio dei blocchi di fondazione sulla sottostante platea è stato realizzato attraverso uno strato isolante costituito da feltro bitumato. Nell'eventualità che tale materiale isolante avesse con l'andar degli anni a deteriorarsi, è stata prevista la possibilità di una sua sostituzione, previo sollevamento del blocco e del gruppo sovrastante, da attuarsi mediante una batteria di martinetti, inseribili in appositi vani già ricavati nel calcestruzzo.

Il piano di servizio dei gruppi è costituito da un grigliato in ferro, ad elementi smontabili, situato ad un livello di poco inferiore all'asse dei gruppi stessi, a quota + m 4,10 rispetto al piano base della Centrale.

Su tale piano sono in particolare sistemati i quadretti di controllo dei singoli motori, nonché gli armadi tele-ruttori dei vari motori elettrici ausiliari.

Nel sottostante scantinato, nelle aree circostanti i blocchi di fondazione emergenti dal piano di base, sono sistemati i vari macchinari ausiliari, alcuni dei quali, strettamente inerenti al funzionamento dei singoli gruppi, direttamente fissati al relativo blocco.

Il predetto grigliato di servizio sopraelevato è limitato poco oltre l'estremità dell'eccitatrice, in modo da lasciar libero, tra il filo dei blocchi di fondazione e la parete del locale, un corridoio a giorno, utilizzato per il trasporto su carrello dei pezzi negli attigui locali quadri elettrici e trasformatori.

In posizione sopraelevata, addossate alla parete lato opposto ai servizi elettrici, sono poi sistemate 6 calderine di recupero a gas di scarico, una per gruppo, destinate a produrre il vapore occorrente ai vari servizi di Centrale.

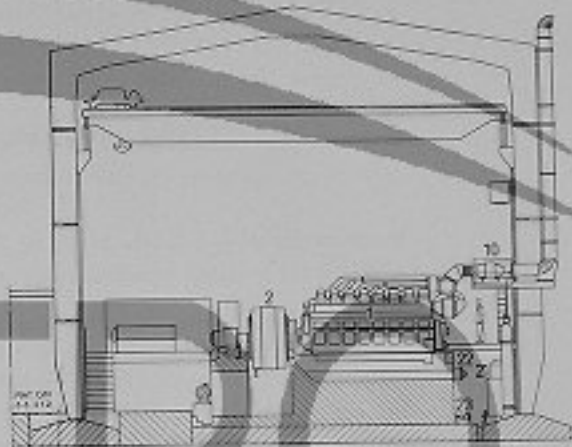
In corrispondenza di tali calderine sono disposte delle passerelle di ispezione, utilizzabili anche per il controllo delle attigue turbosoffianti di sovralimentazione dei motori e dei livelli di alcune sovrastanti casse acqua ed olio.

Gruppi generatori

Ciascun gruppo è costituito da:

— un motore diesel FIAT tipo B 3016 ESS (fig. 4), a 4 tempi, sovralimentato con interrefrigerazione dell'aria, costituito da 16 cilindri, disposti su due file a "V" di 45°, del diametro di 300 mm e corsa di 450 mm.

Al regime normale di 500 giri/min, la potenza garantita in servizio continuativo è di 3200 Cv, corrispondente ad una pressione media effettiva di 11,3 kg/cm².



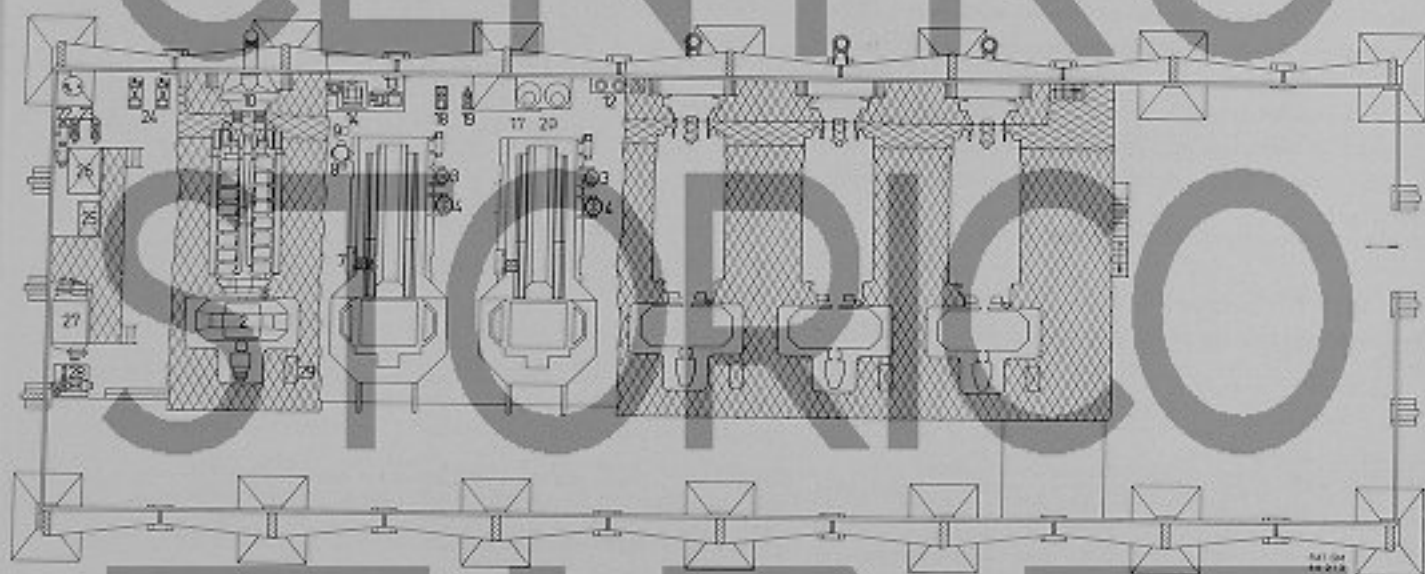
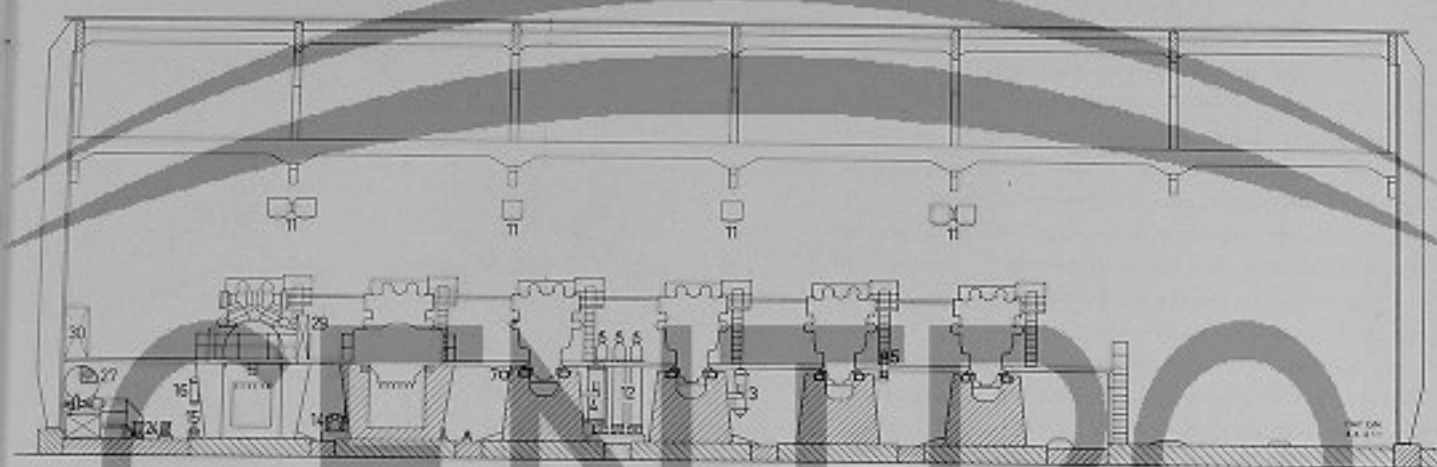
- 1 - Motori Diesel
- 2 - Alternatori
- 3 - Refrigeranti olio
- 4 - Refrigeranti acqua
- 5 - Filtri olio
- 6 - Filtri nafta
- 7 - Riscaldatori finali nafta a vapore
- 8 - Elettrodepuratori centrifughi per olio
- 9 - Riscaldatori a vapore per elettrodepuratori olio
- 10 - Calderine di recupero a gas di scarico
- 11 - Cassa di espansione acqua dolce
- 12 - Serbatoi aria avviamento
- 13 - Elettrocompressore
- 14 - Motocompressore
- 15 - Elettropompa acqua raffreddamento polverizzatori
- 16 - Refrigeranti acqua raffreddamento polverizzatori
- 17 - Cassa acqua raffreddamento polverizzatori
- 18 - Elettropompa travaso olio
- 19 - Elettropompa travaso spurghi nafta
- 20 - Cassa raccolta spurghi nafta
- 21 - Buono di vapore
- 22 - Condensatore di vapore
- 23 - Elettropompa alimentazione acqua calda
- 24 - Elettropompa circolazione acqua calda

— un generatore sincrono trifase, di costruzione delle Officine OCREN di Napoli, corrispondente ai seguenti dati di targa: 2500 kVA, cos ϕ 0,8, 10 kV, 50 Hz, 500 giri/min.

Si tratta di una macchina ad un solo supporto, con gruppo di eccitazione coassiale, di tipo autoventilato con circuito aria chiuso su due refrigeranti addossati a fianco della carcassa, raffreddati con circolazione d'acqua.

L'accoppiamento tra diesel e generatore è realizzato rigidamente con estremità flangiate, tra le quali è inserito un volano con corona dentata periferica, su cui ingrana il rocchetto del viratore a comando elettrico.

La regolazione e la ripartizione del carico tra i vari gruppi è ottenuta mediante regolatori di tipo Woodward



25 - Serbatoio osservazione condense

26 - Pozzo caldo

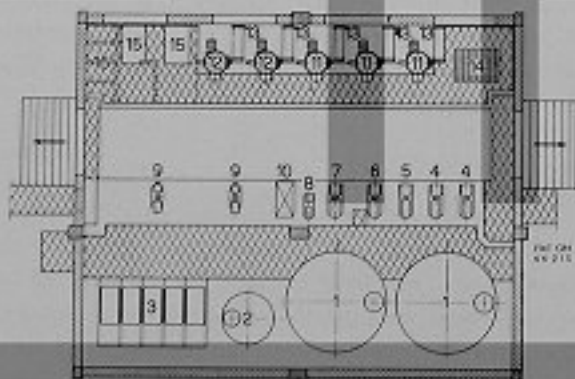
27 - Evaporatore-distillatore

28 - Elettropompa del vuoto per evaporatore distillatore

29 - Quadretti controllo motori Diesel

30 - Quadro Interruttori servizi esaltari

Fig. 2 - Sezioni trasversale longitudinale e pianta della Centrale diesel elettrica di Trapani con 6 gruppi generatori costituiti da motori FIAT tipo B 3016 ESS accoppiati con generatori sincroni trifase



1 - Serbatoi di servizio nafta pesante

2 - Serbatoio di servizio nafta leggera

3 - Serbatoio multiplo per olio

4 - Elettropompa alimentazione nafta pesante

5 - Elettropompa alimentazione nafta di riserva

6 - Elettropompa alimentazione nafta leggera

7 - Elettropompa travaso olio lubrificazione generale e raffreddamento

8 - Elettropompa travaso olio di riserva

9 - Elettropompe travaso nafta dai serbatoi di stoccaggio

10 - Quadro elettrico

11 - Elettrodepuratori nafta

12 - Elettrodepuratori olio

13 - Riscaldatore a vapore per elettrodepuratori

14 - Tavolo per pulizia tamburi depuratori

15 - Rigeneratori olio

16 - Vasca raccolta morchie depuratori con celle di decantazione

Fig. 3 - Locale impianti di depurazione e travaso combustibile e olio lubrificante

UG 32 « Dial Control ». Oltre agli appositi pomelli per la registrazione diretta dei vari parametri della regolazione, essi sono provvisti di motorino elettrico per il comando del variagiri dal locale quadri e di un dispositivo di arresto automatico in caso di insufficiente pressione dell'olio lubrificante all'ingresso del diesel.

Quest'ultimo dispositivo viene pure utilizzato per comandare l'arresto dai quadri, mediante l'eccitazione di una elettrovalvola inserita sulla derivazione olio che alimenta il dispositivo medesimo.

Su ciascun diesel è inoltre montato un regolatore di sicurezza a scatto, destinato, in caso di accidentale superamento di una data velocità limite prefissata, a provocare comunque lo spostamento a zero delle cremagliere delle pompe del combustibile.

Altri dispositivi di controllo automatico sono rappresentati dai sistemi termostatici per la regolazione della temperatura dell'acqua e del combustibile (quest'ultimo riscaldato all'ingresso del motore da uno scambiatore a vapore), nonché da una coppia di allarmi ottici ed acustici, destinati a segnalare accidentali sovratemperature dell'acqua o insufficienze di pressione sul circuito dell'olio lubrificante.

Servizi ausiliari

Raffreddamento (fig. 5 e 6)

È attuato secondo il consueto sistema a doppio circuito: primario aperto ad acqua di mare e secondario chiuso ad acqua dolce.

L'acqua di mare viene prelevata, mediante una apposita stazione di pompaggio, da un canale che si protende sino in vicinanza della Centrale; essa viene quindi distribuita in parallelo ai vari scambiatori acqua, olio e aria dei singoli gruppi ed ad alcune altre utenze centralizzate in sala macchine, per essere infine riconvogliata a mare con una condotta generale di scarico estendentesi per circa 400 m fin nelle acque del porto.

Particolare importante di questo impianto è l'utilizzazione del calore asportato dai circuiti chiusi acqua dolce dei singoli motori per la produzione di acqua distillata necessaria per i vari servizi della Centrale, che risulta pertanto completamente autonoma dalla rete di distribuzione cittadina.

L'impianto di distillazione è costituito da un evaporatore sottovuoto, di costruzione della ditta SCAM di Torino, proporzionato per una produzione di circa $2 \text{ m}^3/\text{h}$, ottenibile anche con soli 3 gruppi funzionanti al 70 % del carico normale.

La temperatura dell'acqua, all'uscita dai motori, è regolata dalla valvola termostatica attorno ai 60°C , e pertanto l'evaporatore viene fatto funzionare, mediante apposita pompa di estrazione, con un grado di vuoto di circa 80 mm di Hg.

L'eccesso di calore non utilizzato dall'impianto di

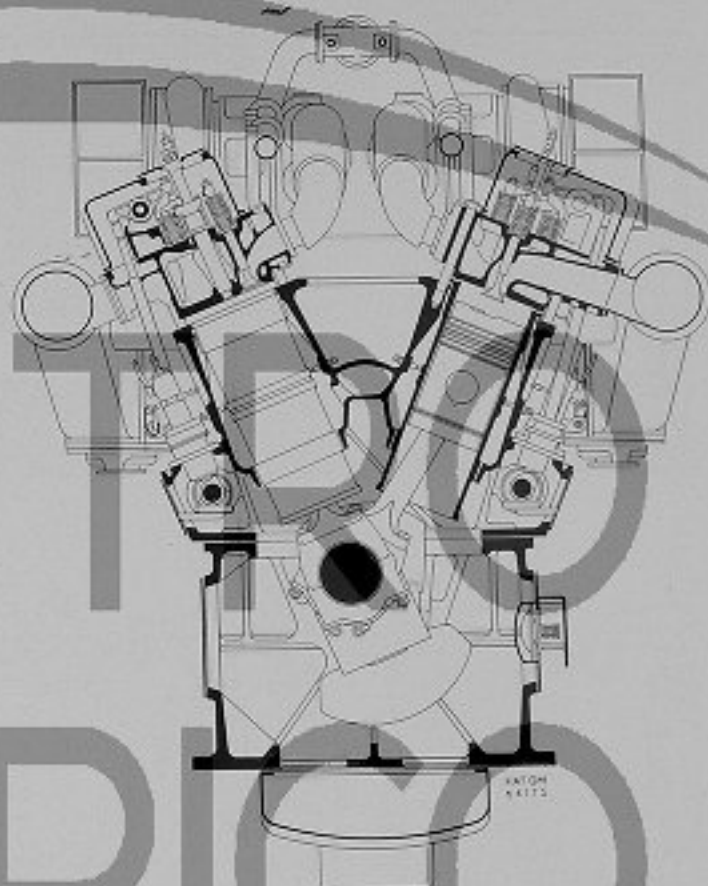


Fig. 4 - Sezione trasversale del motore B 3016 ESS

distillazione, viene smaltito nell'apposito scambiatore raffreddato ad acqua di mare, di cui è dotato ciascun gruppo. Pertanto ciascun circuito chiuso acqua dolce comprende in serie le intercapedini di raffreddamento cilindri interne al motore, il serpentino del distillatore, il refrigerante ad acqua di mare e la pompa di circolazione direttamente trascinata dal motore stesso, il tutto mantenuto costantemente sotto battente da una cassa di espansione disposta in posizione sopraelevata.

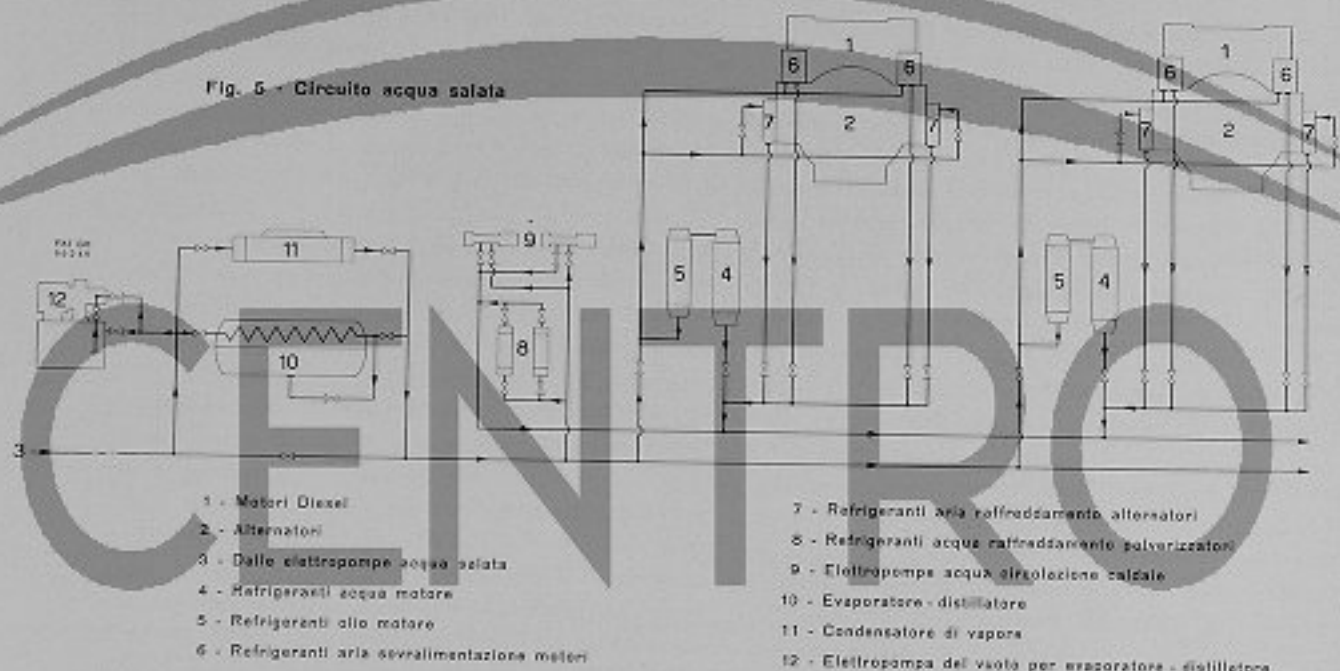
Un ulteriore circuito separato ad acqua dolce, comune ai 6 motori, provvede al raffreddamento dei polverizzatori. Si tratta di un circuito funzionante a pelo libero, con vasca di raccolta situata nello scantinato, e comprendente una coppia di pompe indipendenti e di refrigeranti attraversati da acqua di mare.

Lubrificazione (fig. 7)

Questi motori funzionano secondo il cosiddetto sistema a carter umido. La pompa, direttamente trascinata dal motore, aspira l'olio dalla coppa e lo trasmette ad un gruppo filtrante, comprendente un elemento autopulitore a funzionamento completamente automatico, una serie di cartucce a rete a maglia finissima ed alcune candele magnetiche.

Di qui l'olio, dopo aver circolato nello scambiatore

Fig. 5 - Circuito acqua salata



ad acqua di mare, perviene in pressione ai collettori di ingresso per essere distribuito ai vari organi interni del motore.

In considerazione del già citato normale impiego di combustibile di qualità piuttosto scadente, speciale attenzione è stata dedicata al problema della conservazione delle caratteristiche lubrificanti e detergenti dell'olio nel motore ed in particolare alla separazione dei depositi carboniosi provenienti dalle camere di combustione, che provocano il graduale inspessimento dell'olio, fino alla formazione di melme sul fondo della coppa.

A tale scopo, per ciascuna coppia di motori, è stato sistemato nello scantinato del locale macchine un depuratore centrifugo che viene mantenuto costantemente in funzione inserendolo alternativamente sulle due coppe. In tal modo il grado di inspessimento dell'olio si stabilizza ad un livello perfettamente compatibile con il regolare funzionamento del motore e le necessità di sostitu-

zione si dilazionano ad intervalli economicamente più che accettabili.

Per migliorare l'economia di esercizio è stato tuttavia installato nel locale serbatoi un sistema di rigenerazione dell'olio esausto, comprendente una ulteriore coppia di separatori centrifughi e due impianti filtranti di tipo microcapillare a setti porosi.

In tal modo l'olio, periodicamente scaricato dai motori, viene travasato in appositi serbatoi di recupero, quindi trattato e additivato per la riutilizzazione in occasione dei regolari rimbocchi nella coppa.

Con l'insieme di attrezzature sopra descritte, il consumo di olio della Centrale in questi due anni di esercizio è risultato di circa 1,3 g/kWh.

Combustibile (fig. 8)

Come già detto, questi gruppi funzionano normalmente con nafta di tipo pesante; tuttavia, per alcuni minuti

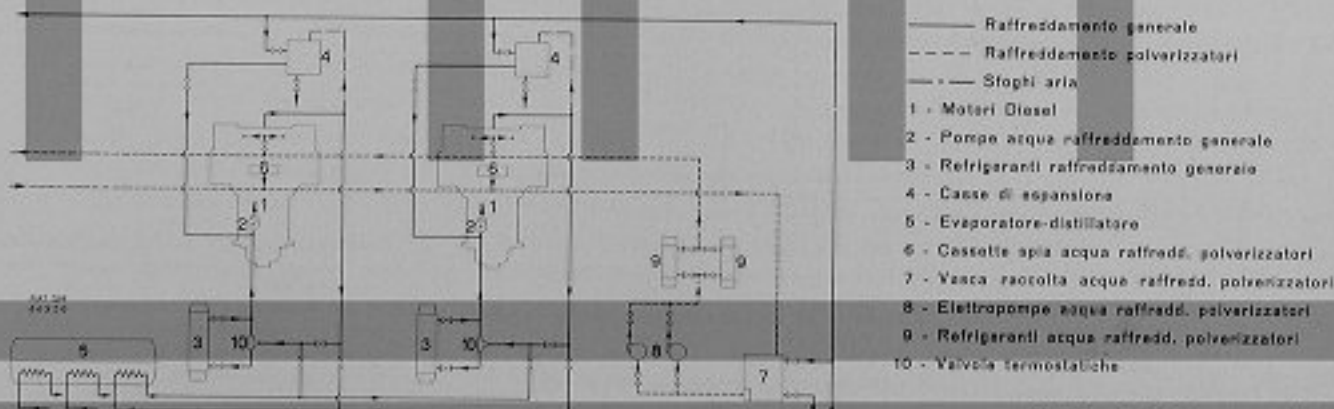
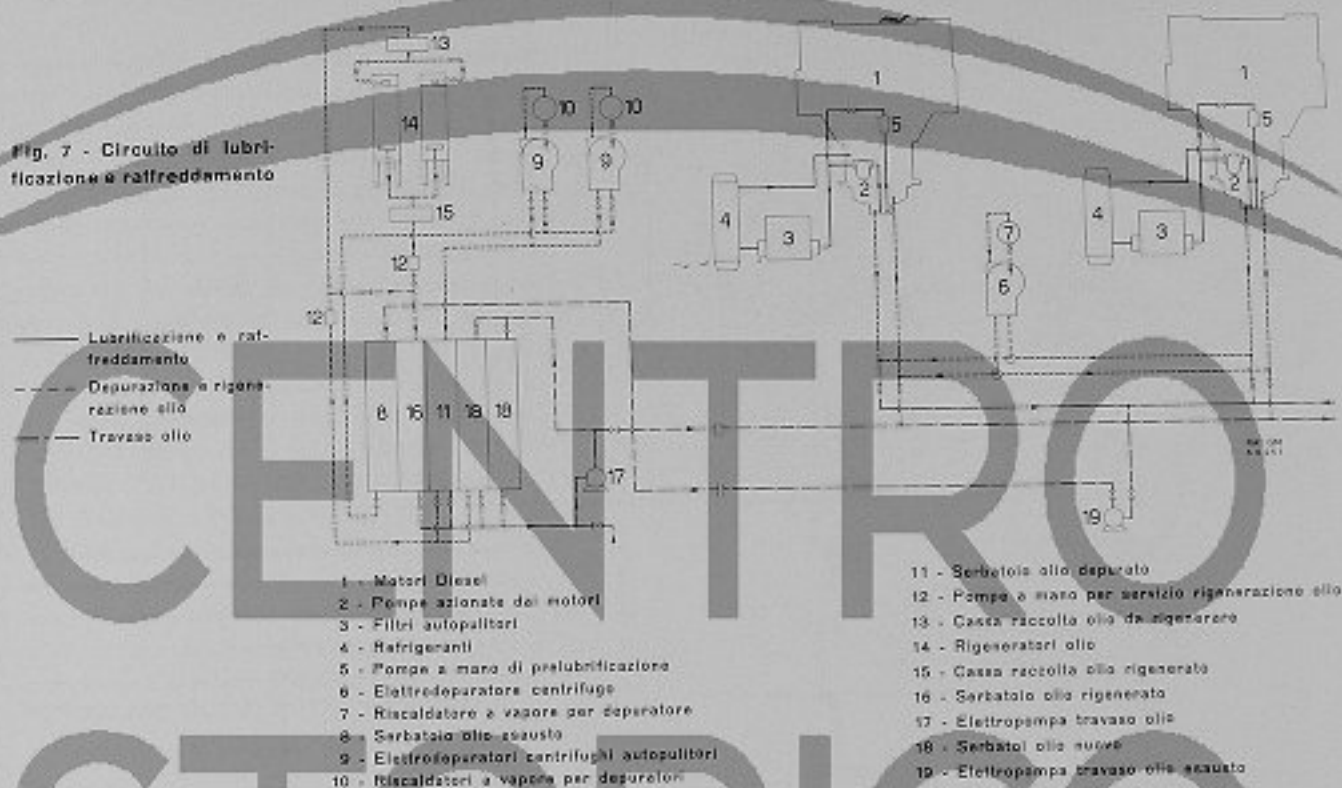


Fig. 6 - Circuito acqua dolce

Fig. 7 - Circuito di lubrificazione e raffreddamento



all'avviamento ed all'arresto, essi vengono alimentati con nafta leggera (diesel-oil) in modo da ripulire le tubazioni, specie quelle più piccole facenti capo ai polverizzatori, ed evitare quindi ogni pericolo di intasamento dovuto al solidificarsi della nafta densa fredda.

In Centrale esistono quindi due distinti circuiti nafta pesante e leggera, alimentati da corrispondenti pompe booster dal locale serbatoi, entrambi con derivazioni in corrispondenza dei singoli gruppi. Ciascun motore è pertanto dotato di un sistema di smistamento costituito

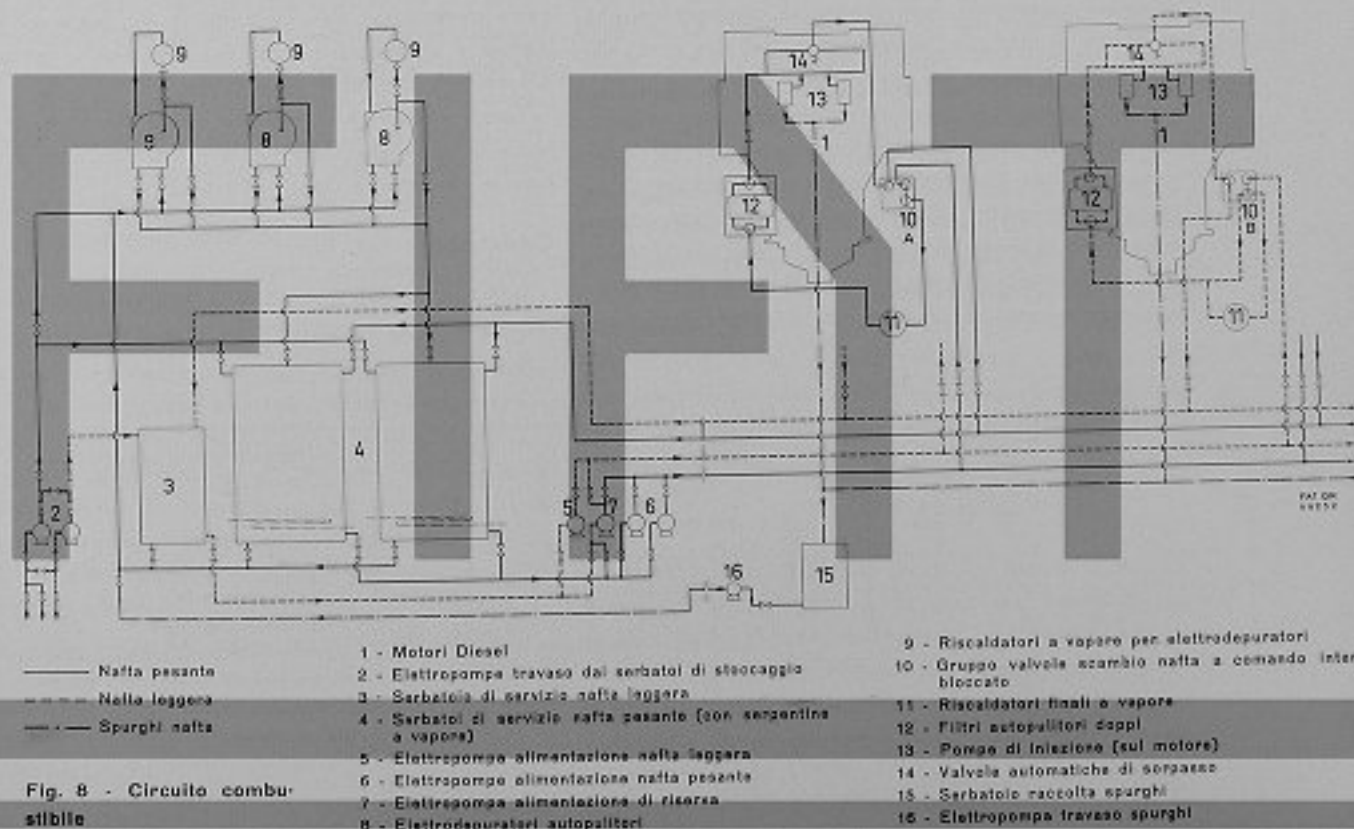


Fig. 8 - Circuito combustibile

da una terna di rubinetti a tre vie, con comando rinviato su una leva disposta in corrispondenza della manovra, azionando la quale il motorista determina istantaneamente il passaggio da un tipo di nafta all'altro senza interrompere la marcia (fig. 8 - A in assetto per funzionamento a nafta pesante - B per funzionamento a nafta leggera).

Il circuito nafta leggera si diparte da un serbatoio di 5 m³, capace di sopporre a lunghi periodi di esercizio della Centrale, e non presenta particolarità degne di rilievo.

La nafta pesante, prima di arrivare ai singoli motori, viene invece sottoposta a depurazione e ad una serie di riscaldamenti, mediante serpentine e scambiatori a vapore, fino a raggiungere un grado di viscosità adatto per la regolare polverizzazione dei cilindri.

Dai depositi di stoccaggio esterni essa viene travasata a due serbatoi di servizio, da 20 m³ ciascuno, dove viene depurata e riscaldata fin verso gli 80 °C, mediante una terna di separatori centrifughi, con relativi riscaldatori a vapore, della capacità di circa 2500 l/h ciascuno. Le pompe di alimentazione provvedono quindi a prelevare la nafta dai serbatoi di servizio e, attraverso tubolature riscaldate e coibentate, ad inviarla nel locale macchine, per distribuirla in pressione ai singoli motori, all'ingresso dei quali viene definitivamente riscaldata fino a circa 90 °C attraverso appositi scambiatori a vapore.

Cura particolare è stata posta al problema della eliminazione dalla Centrale dei liquidi e delle scorie scaricate dai depuratori. Tali scarichi vengono inviati ad una vasca di cemento, suddivisa in una serie di celle di decantazione in cascata, dalle quali si separano da un lato i prodotti oleosi recuperabili e dall'altro l'acqua impiegata nel processo di depurazione, che essendo stata riportata ad un soddisfacente grado di limpidezza può essere scaricata nel canale senza timori di inquinamento. Le morchie separate dal processo di depurazione si raccolgono sul fondo di una cella di decantazione e vengono di tanto in tanto asportate manualmente per l'allontanamento definitivo dalla Centrale.

Vapore

Le varie accennate operazioni di riscaldamento dell'olio e del combustibile (in buona parte abbinate ai processi di depurazione), vengono attuate con vapore a 4 ÷ 5 atc prodotto da una serie di 6 calderine di ricupero disposte sullo scarico dei singoli motori.

Le calderine, ciascuna della capacità di 120 m³/h, sono del tipo a tubi d'acqua alettati con funzionamento a circolazione forzata; esse sono pertanto collegate tutte in parallelo su di un unico duomo di vapore, alimentato a sua volta da un pozzo caldo in cui si raccolgono le condense provenienti dalle varie utenze.

La regolazione del sistema è realizzata attraverso il doppio controllo automatico della pressione e del livello acqua nell'interno del duomo; il controllo pressione è ottenuto mediante una valvola di sboro che provvede a deviare ad un condensatore, attraversato da acqua di mare, l'eccesso di vapore prodotto rispetto al fabbisogno momentaneo dei vari utenti; il controllo di livello è invece esercitato da un interruttore, che provvede ad inserire e staccare la pompa di alimentazione.

L'insieme dell'impianto è attivato da due coppie (una di servizio e l'altra di riserva) di pompe di alimentazione e di circolazione, sistemate nello scantinato del locale motori, nelle immediate vicinanze del pozzo caldo e del duomo vapore.

Il funzionamento dei vari utenti (riscaldatori finali nafta, riscaldatori dei depuratori, serpentine di riscaldamento nei serbatoi) è stato reso completamente automatico mediante l'adozione di valvole a controllo termostatico sull'ingresso e di scaricatori automatici di condensa sull'uscita.

Aria avviamento

Il servizio è espletato da un complesso di 3 bombole da 500 l a 30 atc, disposte verticalmente in posizione centrale nel locale macchine, che alimentano in parallelo i diversi motori.

Per la ricarica sono installati 2 compressori, ciascuno della portata di 28 m³/h di aria aspirata, azionati l'uno da motore elettrico e l'altro da un diesel.

Sistemi elettrici

I gruppi sono collegati su un sistema di sbarre a 10 kV, da cui si dipartono 6 elettrodotti in cavo collegati con la rete cittadina di Trapani. Da tali sbarre si derivano inoltre 2 trasformatori 10.000/380-220 V da 400 kVA per l'alimentazione dei vari servizi ausiliari della Centrale.

Alla Centrale è annessa anche una stazione di trasformazione, rappresentata da 3 trasformatori 10/20 kV, della potenza di 5000 kVA, per il parallelo alla rete a 20 kV. Dalle sbarre a 20 kV della Centrale, controllate da una unità di regolazione da 10.000 kVA, si derivano 6 elettrodotti in cavo per l'alimentazione di utenze in provincia di Trapani.

I predetti sistemi di sbarre e vari organi di interruzione e protezione sono realizzati con sistemi di quadri del cosiddetto tipo protetto.

È previsto in futuro l'allacciamento della Centrale con la rete generale a 70 kV mediante l'installazione di una coppia di nuovi trasformatori 70/20/10 kV da 30/15/15 MW.

Esempi di comando a distanza e automazione delle turbine a gas

dott. ing. C. Giordano

Le turbine a gas di tipo industriale sono prevalentemente impiegate per l'azionamento di alternatori nelle centrali termoelettriche e di compressori o pompe nei gasdotti, oleodotti e impianti chimici.

In tutti questi impianti, per ragioni di risparmio di personale o per la difficoltà — particolarmente grave nei paesi in via di sviluppo — di reperire ed addestrare il personale per la condotta, si manifestano esigenze sempre più pressanti di automazione delle operazioni necessarie per la loro condotta.

Si tende infatti a comandare l'avviamento, la marcia a carico e l'arresto dei gruppi turboalternatori dal centro di ripartizione dell'energia ed a controllare e comandare da un unico centro i gruppi turbocompressori o turbine a gas-pompe installati nelle varie stazioni di compressione o pompaggio intermedie dei gasdotti ed oleodotti.

Naturalmente, le esigenze di automazione dei gruppi comandati da turbine a gas variano da caso a caso. Dalle più semplici alle più complesse, possono essere così classificate:

- avviamento semiautomatico del gruppo con supervisione da parte dell'operatore, presa di carico e controllo durante la marcia a carico effettuati dall'operatore;
- avviamento automatico del gruppo, presa di carico e controllo durante la marcia a carico effettuati dall'operatore;
- avviamento, presa di carico e controllo durante la marcia a carico automatici. L'operatore è presente in Sala Controllo e può effettuare, dai quadri, le azioni di controllo e supervisione ritenute necessarie;
- avviamento, presa di carico e controllo durante la marcia a carico automatici. Nessun operatore è presente nella Centrale, che viene pertanto controllata a distanza mediante un sistema di telecomandi e telemisure.

Per realizzare tali funzioni, i sistemi di controllo e regolazione della turbina a gas e della macchina elettrica od operatrice ad essa accoppiata, devono avere le seguenti caratteristiche:

- per effettuare l'avviamento automatico, il sistema di controllo dell'avviamento dovrà essere di tipo sequenziale, dovrà cioè consentire l'effettuazione di ciascuna operazione soltanto se l'operazione precedente è stata completata;
- per la presa automatica del carico ed il suo controllo automatico, dovrà essere possibile fare pilotare il sistema di regolazione della turbina a gas dal valore della variabile da controllare (potenza erogata dall'alternatore, frequenza della rete, oppure pressione di mandata o portata del compressore o della pompa accoppiata alla turbina a gas);
- per il controllo a distanza dei gruppi, si richiede che il sistema di controllo e regolazione sia predisposto per ricevere ed emettere segnali elettrici rappresentanti i comandi, i controlli e le misure da trasmettere.

Nel disegno del sistema di regolazione delle turbine a gas di produzione FIAT sono state tenute presenti tutte le suddette esigenze.

I vari parametri di funzionamento del gruppo sono misurati da opportuni strumenti, che possono provocare l'apertura o la chiusura di contatti elettrici quando tali parametri raggiungono valori caratteristici oppure valori anomali.

Così, ad esempio, le pressioni dei fluidi ausiliari (olio di lubrificazione, acqua di raffreddamento, combustibile) e la velocità del gruppo (trasdotta in pressione di olio da una ventola tachimetrica) sono controllate da interruttori a pressione, le temperature dell'olio di lubrificazione e del metallo bianco dei cuscinetti e le temperature del fluido di lavoro vengono misurate (all'aspirazione

- 1 - Valvola di fermo turbina
 - 2 - Valvola di regolazione principale
 - 3 - Valvola di regolazione all'avviamento
 - 4 - Valvola di intercettazione
 - 5 - Servomotore
 - 6 - Regolatore
 - 7 - Dispositivo meccanico di sovravelocità
 - 8 - Valvola a solenoide di sovravelocità
 - 9 - Valvola a solenoide comando valvola di regolazione all'avviamento
 - 10 - Valvola a solenoide comando valvola d'intercettazione
 - 11 - Iniettori
 - 12 - Camera di combustione
- A - Olio di sovravelocità
B - Alimentazione gas a pressione costante
C - Olio di controllo
D - Variagiri
E - Limitazione di temperatura
F - Velocità turbina
G - Alimentazione olio

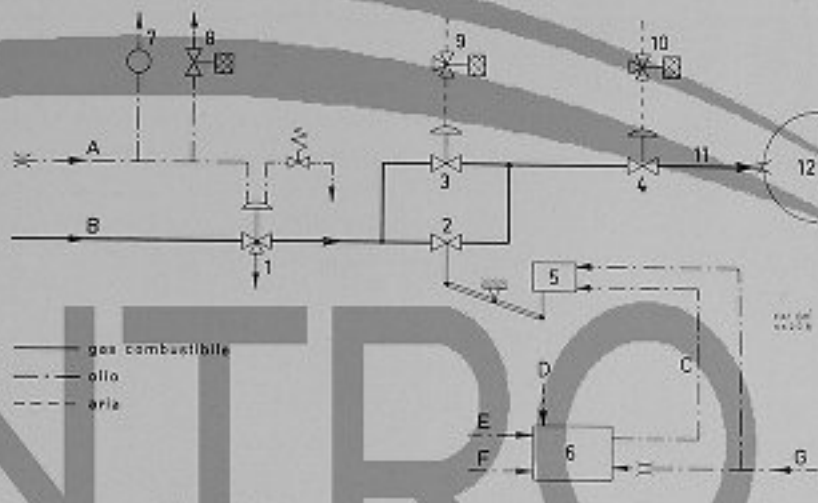


Fig. 1 - Schema di principio del sistema di regolazione di una turbina a gas monoalbero funzionante a combustibile gassoso

ed allo scarico del compressore, all'uscita dai combustori ed allo scarico della turbina) da termocoppie collegate a registratori di temperatura dotati di contatti ausiliari, ecc.

È quindi possibile ottenere delle sequenze operative per l'avviamento e l'arresto delle turbine a gas e dei loro ausiliari realizzando uno schema funzionale di comando e controllo comprendente i contatti elettrici necessari per effettuare le varie operazioni richieste ed i contatti elettrici relativi ai « consensi » occorrenti prima di effettuare tali operazioni.

La regolazione della potenza erogata dal gruppo turbina a gas-macchina operatrice viene effettuata variando la quantità di combustibile inviato alle camere di combustione. Ciò viene ottenuto (ved. figg. 1 e 2) mediante una valvola di strozzamento (valvola di regolazione principale) inserita sulla tubazione del combustibile. Questa valvola

è azionata da un servomotore idraulico pilotato dal regolatore della turbina a gas. La taratura del regolatore è stabilita dai valori che, istante per istante, assumono alcuni parametri caratteristici di funzionamento della turbina (velocità di rotazione, temperatura dei gas di scarico, ecc.) e dal carico di una molla oppure di un elemento manometrico sottoposto ad una pressione di aria (variagiri). La molla viene caricata da un motorino elettrico che agisce su un puntale, mentre la pressione di aria è stabilita da un riduttore di pressione comandato da un motorino elettrico.

In definitiva, le variazioni della potenza erogata dal gruppo possono essere ottenute agendo sul motorino elettrico del variagiri. È quindi possibile che queste azioni avvengano automaticamente in funzione delle variazioni della potenza richiesta dalla utilizzazione, facendo coman-

- 1 - Valvola di fermo turbina
 - 2 - Valvola di regolazione principale
 - 3 - Valvola di regolazione all'avviamento
 - 4 - Valvola d'intercettazione
 - 5 - Servomotore
 - 6 - Regolatore
 - 7 - Dispositivi meccanici di sovravelocità
 - 8 - Valvola a solenoide di sovravelocità
 - 9 - Valvola a solenoide comando valvola di regolazione all'avviamento
 - 10 - Valvola a solenoide comando valvola d'intercettazione
 - 11 - Iniettori
 - 12 - Camera di combustione
 - 13 - Dispositivi pneumatici di regolazione della pressione di mandata della stazione
- A - Olio di sovravelocità
B - Alimentazione gas a pressione costante
C - Olio di controllo
D - Variagiri avviamento
E - Velocità generatore di gas (controllo)
F - Velocità turbina di potenza (limite)
G - Alimentazione olio
H - Pressione mandata stazione
L - Set pressione mandata stazione
M - Variagiri del carico
N - Limitazione temperatura

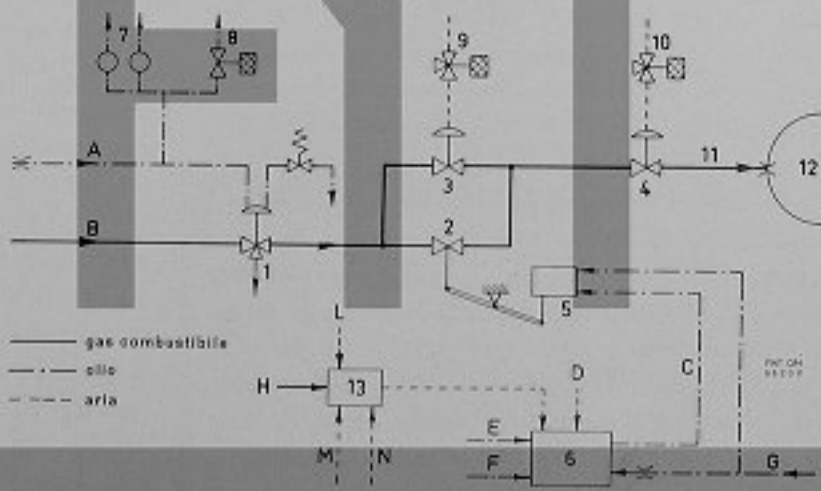


Fig. 2 - Schema di principio del sistema di regolazione di una turbina a gas bi-albero funzionante a combustibile gassoso

dare tale motorino dai dispositivi di controllo del carico. Questa soluzione viene adottata prevalentemente per i gruppi turboalternatori, mentre per i gruppi turbocompressori si preferisce impiegare un sistema di tipo pneumatico: i dispositivi di controllo del carico agiscono allora, tramite una catena di relays pneumatici, sulla pressione dell'aria inviata nell'elemento manometrico del regolatore. Questa soluzione verrà descritta dettagliatamente più avanti.

Da quanto si è esposto, appare evidente che il sistema di controllo e regolazione delle turbine a gas FIAT permette di effettuare il comando a distanza: la sequenza automatica di avviamento e quella di arresto vengono infatti iniziate a seguito della chiusura dei contatti elettrici e le variazioni del carico vengono effettuate mediante un motorino elettrico. Tali comandi possono venire impartiti a distanza mediante i noti sistemi di teletrasmissione dei segnali elettrici (via filo, via radio, ad onda portante, ecc.). Verranno inoltre teletrasmessi alcuni valori dei parametri caratteristici del gruppo (come ad esempio la potenza erogata, la velocità di rotazione, ecc.), opportunamente tradotti in grandezze elettriche, e le altre indicazioni relative al suo funzionamento di cui si ritiene utile disporre nel Centro di controllo a distanza.

Le caratteristiche, a cui si è brevemente accennato, del sistema di regolazione delle nostre turbine a gas hanno permesso di realizzare, quando richiestoci, alcuni impianti ad elevato stadio di automazione.

Vengono descritti due interessanti esempi, riferentisi l'uno alla Centrale elettrica di Hassi R' Mel nel Sahara e l'altro alle stazioni intermedie di compressione del gasdotto Santa Cruz - Buenos Aires in Argentina.

Centrale elettrica di Hassi R' Mel (*)

La Centrale di Hassi R' Mel della Società E.G.A. (Electricité et Gas d'Algérie) è costituita da due turbogeneratori da 6400 kW ciascuno, azionati da turbine a gas FIAT tipo TG 500 ed è installata nel deserto del Sahara, a 500 km a Sud di Algeri.

I due gruppi turbogeneratori sono sistemati all'aperto su una platea di cemento armato sopraelevata di circa 3 metri rispetto al piano terra. Gli ausiliari sono installati parte al disotto della platea e parte in un locale pressurizzato adiacente ai gruppi (ved. fig. 3 e fig. 4).

La Sala Quadri della Centrale, comprendente i quadri comando turbina e alternatore, i quadri teleruttori, ecc. ed i locali per il personale sono sistemati in un fabbric-

cato separato ad aria condizionata. Pertanto, tutte le operazioni necessarie per l'avviamento e la condotta del gruppo vengono fatte dalla Sala Quadri.

Il gruppo turbina a gas-alternatore viene avviato ed accelerato fino alla velocità di autosostentamento per mezzo di una turbina ad espansione di gas, alimentata dallo stesso gas naturale che viene impiegato come combustibile.

L'avviamento può essere, a scelta dell'operatore, automatico sino ad una velocità prossima alla velocità di sincronismo oppure semiautomatico sino alla velocità di sincronismo. L'inserzione dell'alternatore in parallelo sulla rete viene effettuata mediante dispositivi di sincronizzazione automatica.

La presa di carico viene invece effettuata dall'operatore.

Le operazioni che fanno parte della sequenza di avviamento automatico vengono brevemente descritte qui di seguito (ved. fig. 5).

La sequenza si inizia a seguito della chiusura temporanea di un contatto elettrico. Nella Centrale di Hassi R' Mel tale contatto viene chiuso dall'operatore, che agisce sul bottone di avviamento disposto sul quadro comando turbina.

Per l'inizio della sequenza di avviamento occorre che:

- gli interruttori di alimentazione dei circuiti ausiliari di controllo siano chiusi;
- i predispositori a tre posizioni per la prova degli ausiliari (Automatico - Off - Manuale) siano in posizione di « automatico »;
- il predispositore a più posizioni di manovra del gruppo sia in posizione di « accensione » oppure di « marcia a carico ».

Se le suddette predisposizioni sono state regolarmente effettuate, la chiusura temporanea del contatto elettrico di inizio avviamento provoca l'eccitazione di un relay che, a sua volta, effettua le seguenti operazioni:

- avviamento delle elettropompe olio ausiliaria e di emergenza (quest'ultima pompa viene avviata soltanto per controllare che entri regolarmente in funzione quando necessario; dopo pochi istanti si arresta automaticamente);
- avviamento dei motori elettrici dei ventilatori dei radiatori olio (questa operazione avviene soltanto se la temperatura dell'olio, controllata da termostati, è superiore ad un valore prefissato; in caso contrario è solamente predisposta ed avverrà automaticamente all'aumentare della temperatura dell'olio);
- avviamento dei motori elettrici dei filtri aria a bagno d'olio;

(*) Vedere la descrizione della Centrale nel Bollettino Tecnico N. 1-1965.

Fig. 3 - Centrale elettrica di Hassi R' Mel con due turbine a gas FIAT TG 500

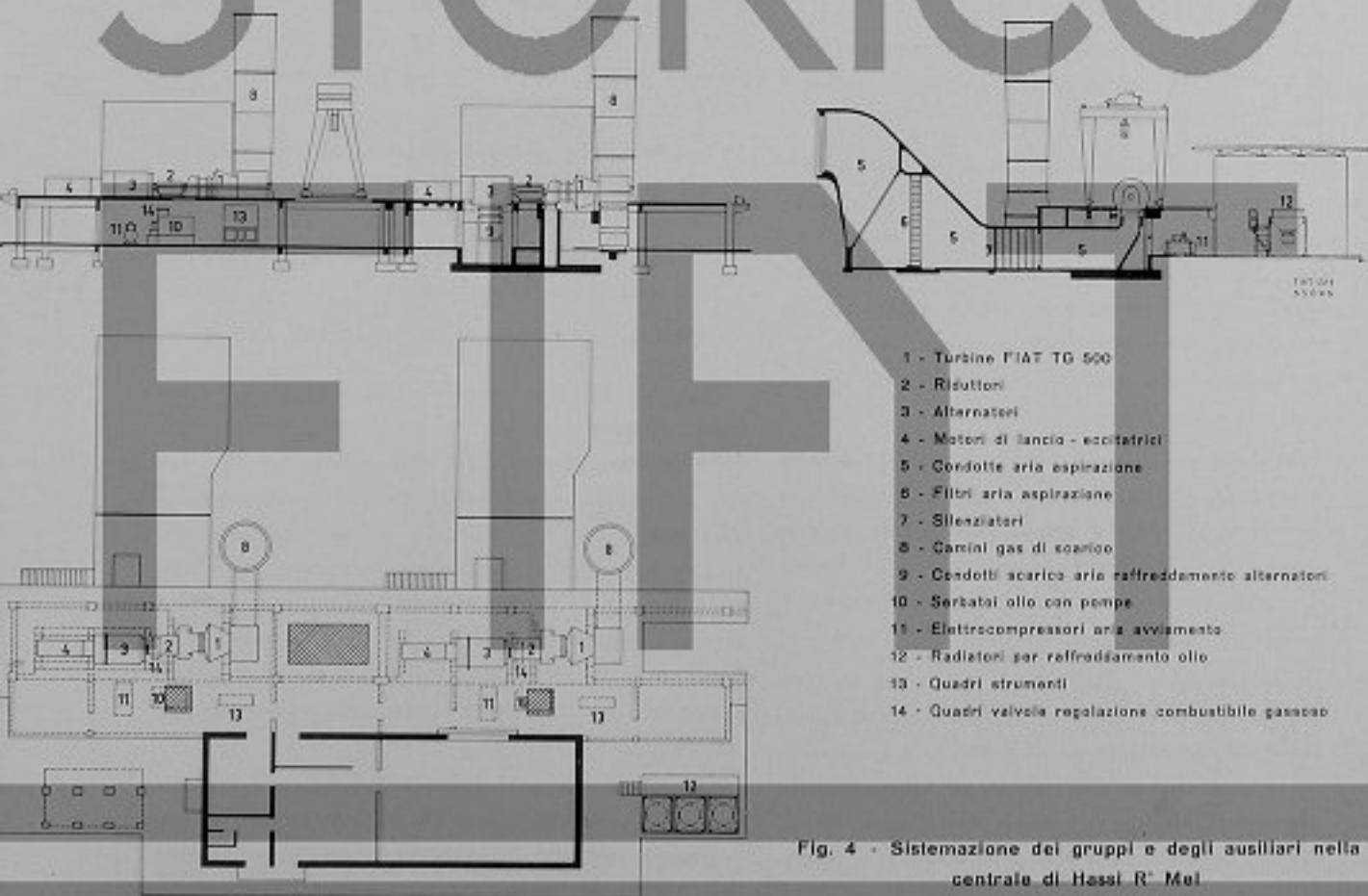


Fig. 4 - Sistemazione dei gruppi e degli ausiliari nella centrale di Hassi R' Mel

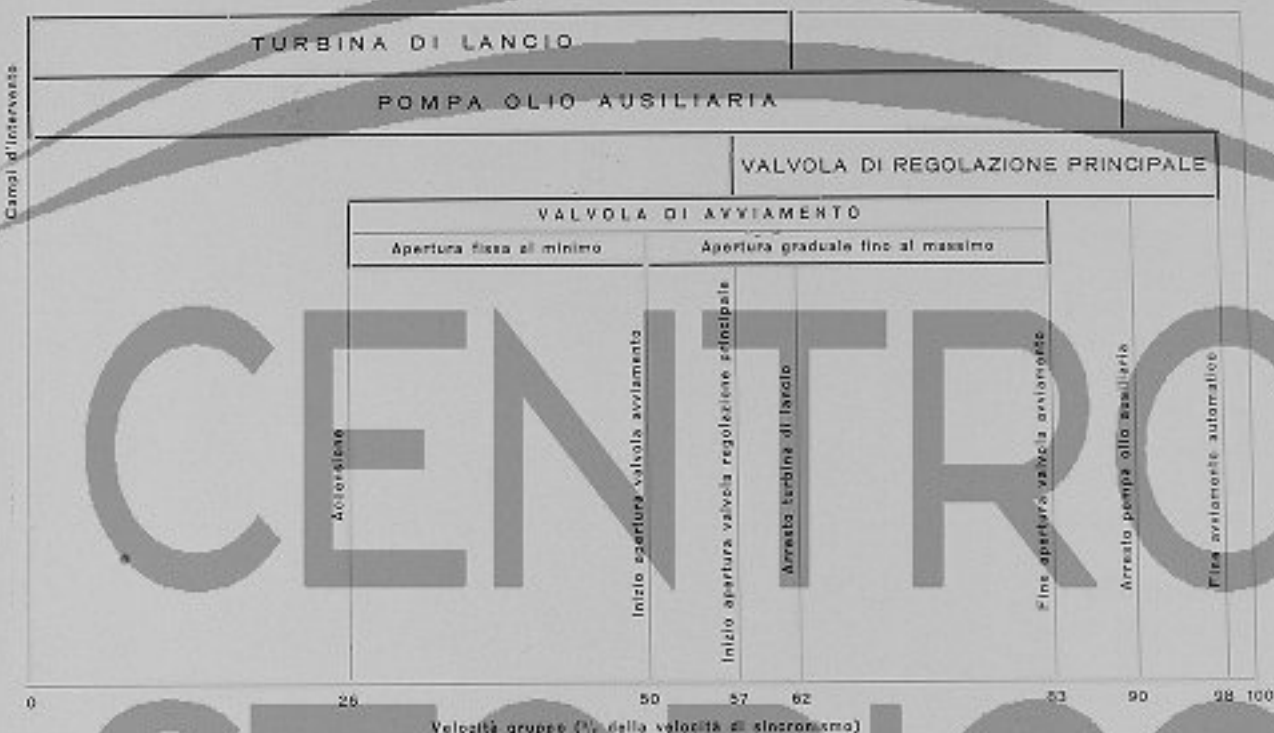


Fig. 5 - Fasi dell'avviamento automatico della turbina a gas TG 500 della Centrale di Hassi R' Mel

- alimentazione dei registratori di temperatura sul quadro di comando turbina;
- innesto del giunto pneumatico di collegamento della turbina di lancio e del viratore al gruppo turbina a gas - alternatore.

Se la pressione dell'olio di lubrificazione, fornito dalla pompa ausiliaria, è sufficiente e se il giunto pneumatico è regolarmente innestato, si avvia il motore elettrico del viratore, che mette in lenta rotazione il gruppo, al quale è collegato mediante il suddetto giunto pneumatico ed un giunto disinnestabile del tipo a « ruota libera ».

La sequenza di avviamento prosegue quindi con le seguenti operazioni:

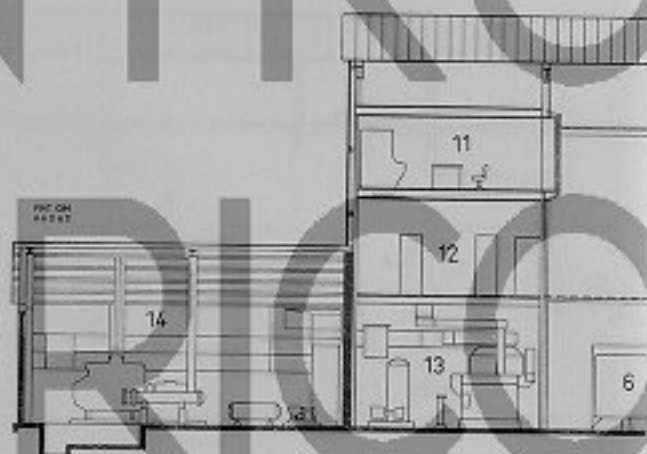
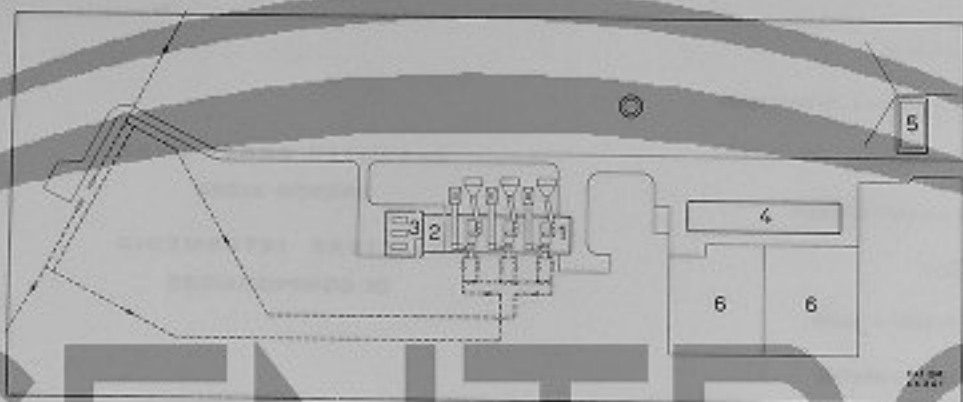
- ammissione del gas alla turbina di lancio, che accelera trascinando in rotazione il gruppo (non appena la velocità impressa al gruppo della turbina di lancio è superiore a quella che veniva impressa dal viratore, il relativo giunto si disinnesta e successivamente il motore del viratore si arresta).
- eccitazione di una elettrovalvola che mette in pressione il circuito dell'olio di sovravelocità (se questo circuito è in pressione, le condizioni di funzionamento del gruppo sono normali: infatti tutti i dispositivi che provocano l'arresto diseccitano la suddetta elettrovalvola, annullando la pressione dell'olio di sovravelocità).

Raggiunta la velocità di accensione (circa 26% della velocità di sincronismo), segnalata da un interruttore a pressione sensibile alla pressione di mandata del compressore assiale della turbina a gas, avvengono le operazioni di accensione:

- apertura della valvola pneumatica di intercettazione del gas combustibile (una seconda valvola di tipo idraulico, in serie alla precedente, si era aperta nell'istante in cui il circuito dell'olio di sovravelocità era stato messo in pressione);
- alimentazione elettrica delle candele di accensione.

Il gruppo turbina a gas-alternatore continua ad accelerare, trascinando dalla turbina di lancio e per effetto dell'espansione dei gas caldi nella turbina. Le temperature dei gas nei combustori, misurate da termocoppie, sono controllate e registrate da un registratore potenziometrico dotato di contatti elettrici ausiliari. Se l'accensione è avvenuta regolarmente, e cioè se le temperature di tutti i combustori sono superiori ad un valore prefissato, uno di tali contatti si chiude e consente che le operazioni di avviamento proseguano ed il gruppo acceleri.

Quando il gruppo di lancio ha raggiunto la velocità di autosostentamento (circa 60% della velocità di sincronismo), avvengono le operazioni di arresto e disinnesto della turbina di lancio:



1 - Turbine FIAT tipo TG 5 BR

2 - Filtri aria

3 - Condotti aspirazione

4-5 - Tubazioni dalle turbine ai
rigeneratori

6 - Condotti di scarico

7 - Rigeneratori e camini

8 - Compressori gas

9 - Quadri strumenti

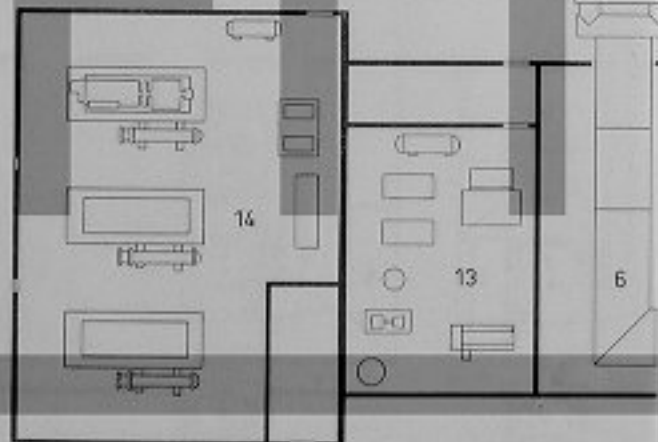
10 - Quadri valvole

11 - Sala controllo

12 - Sala quadri

13 - Sala ausiliari

14 - Sala motori ausiliari

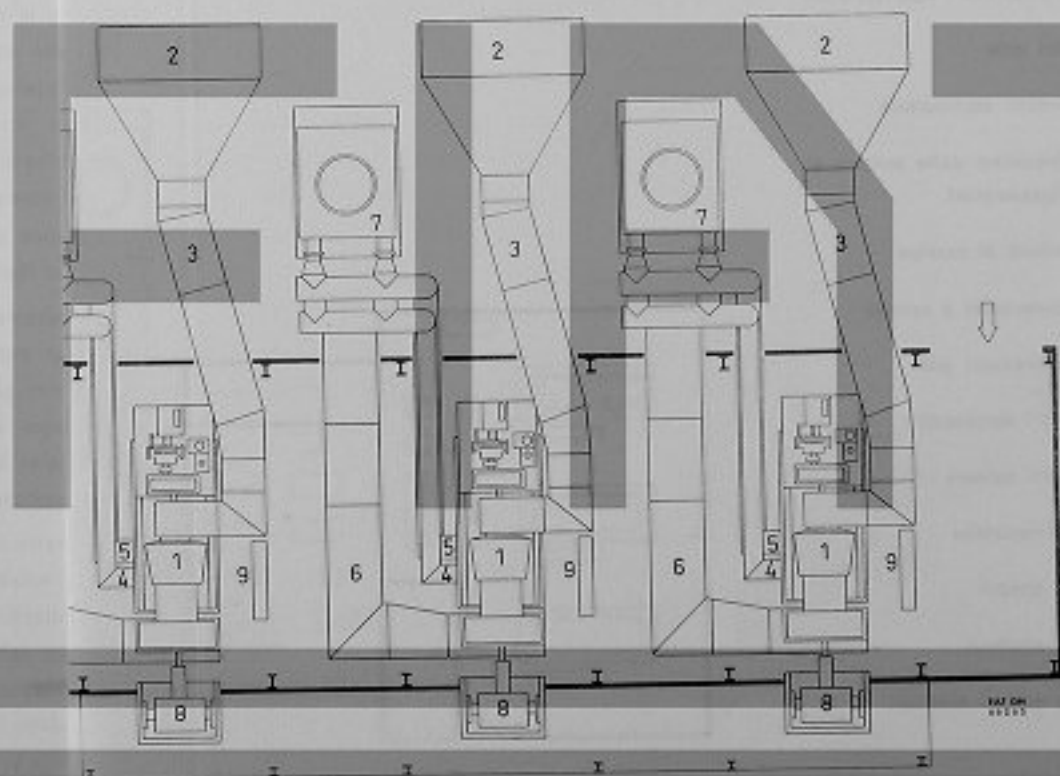
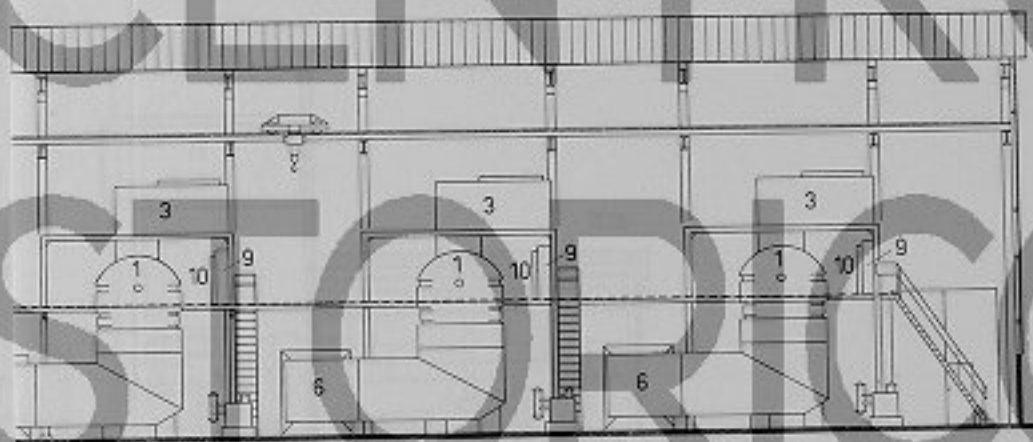


----- Gasdotto

- 1 - Sala turbine e compressori
- 2 - Sala controllo
- 3 - Sala motori ausiliari
- 4 - Officina
- 5 - Portineria e radio
- 6 - Depositi materiali

**GASDOTTO SANTA CRUZ
BUENOS AIRES**

**STAZIONE INTERMEDIA
DI COMPRESIONE**



- intercettazione del gas di alimentazione della turbina di lancio;
- disinnesto del giunto pneumatico di collegamento della turbina di lancio al gruppo.

Il gruppo accelera ancora, per il solo effetto dell'espansione dei gas caldi nella turbina. La portata del gas combustibile iniettato nei combustori è controllata dal regolatore della turbina, la cui taratura viene variata con continuità dai variagiri automatici; il motorino dei variagiri aumenta progressivamente il carico della rispettiva molla sul regolatore che, a sua volta, comanda il servomotore idraulico della valvola di regolazione del combustibile, provocandone la graduale apertura. Tale azione viene controllata dal registratore potenziometrico delle temperature dei gas nei combustori e dai suoi contatti ausiliari.

Durante l'accelerazione dalla velocità di autosostentamento alla velocità di fine avviamento, la pompa olio principale, comandata direttamente dalla turbina a gas, raggiunge la velocità alla quale la sua pressione di mandata è sufficiente per alimentare i circuiti olio di lubrificazione e regolazione. Un pressostato, tarato a tale pressione, arresta allora automaticamente l'elettropompa olio ausiliaria.

Quando il gruppo raggiunge una velocità prossima alla velocità di sincronismo, il motorino dei variagiri si arresta e può essere inserito sotto il controllo del dispositivo di parallelo automatico.

Effettuato il parallelo, l'operatore può caricare il gruppo agendo sull'interruttore del motorino variagiri.

Anche la sequenza di arresto è, nei gruppi della Centrale di Hassi R' Mel, automatizzata: l'arresto dell'unità può avvenire a seguito di una manovra manuale sul pulsante di arresto oppure per l'intervento automatico di una delle protezioni del gruppo. In entrambi i casi, avvengono automaticamente tutte le operazioni (che per brevità non si descrivono) necessarie per disinserire l'alternatore dalla rete, interrompere l'afflusso del combustibile nei bruciatori della turbina, arrestare alcuni motori elettrici degli ausiliari, ecc.

Quando la velocità del gruppo si è ridotta a pochi giri al minuto, il motore elettrico del viratore si avvia automaticamente ed il relativo giunto lo collega al gruppo. L'unità continua a ruotare a bassa velocità fino a quando le temperature sono inferiori a un valore prefissato. Quando questa condizione è raggiunta, automaticamente si arrestano i motori del viratore, della pompa olio ausiliaria e dei ventilatori dei radiatori olio, si disinnesta il giunto pneumatico e viene tolta l'alimentazione ai registratori di temperatura.

Stazioni intermedie di compressione del gasdotto Santa Cruz - Buenos Aires

Il gasdotto Santa Cruz - Buenos Aires collega i campi di produzione di gas naturale di Pico Truncado nella Patagonia del Sud alla Capitale argentina. Il gasdotto, lungo 1700 km, è costituito da una tubazione da 30" e convoglierà — quando verrà completamente sfruttata la potenzialità dei pozzi — una portata di circa 10 milioni di metri cubi al giorno di gas.

Alla stazione di testa del gasdotto, la pressione del gas, compresso da gruppi motocompressori alternativi, è di 85 atm.

Per compensare le perdite di carico lungo il gasdotto, sono state previste quattro stazioni intermedie di compressione con compressori centrifughi azionati da turbine a gas.

Due di tali stazioni sono equipaggiate ciascuna con tre turbine a gas FIAT tipo TG 5BR della potenza nominale di 7250 Cv e compressori centrifughi «Nuovo Pignone» tipo PCL 801.

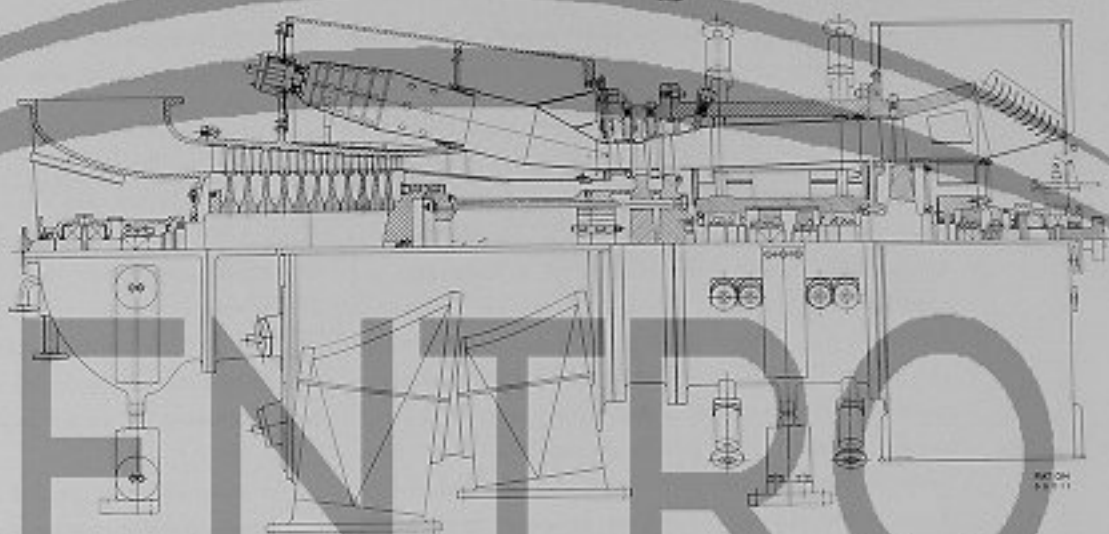
Sono state scelte turbine a gas del tipo bialbero (vedi figg. 6-7-8), allo scopo di coprire tutto il campo delle velocità di funzionamento dei compressori centrifughi nelle differenti condizioni di esercizio. Le turbine sono inoltre dotate di rigeneratori, allo scopo di aumentarne il rendimento mediante recupero di parte del calore contenuto nei gas di scarico che viene così trasferito all'aria compressa prima del suo ingresso nelle camere di combustione.

Analogamente a quanto realizzato nella Centrale di Hassi R' Mel, ciascun gruppo turbina a gas-compressore centrifugo viene avviato e accelerato fino alla velocità di autosostentamento per mezzo di una turbina a espansione di gas. La turbina di avviamento è alimentata da gas prelevato dal gasdotto a monte della stazione.

Si prevede di effettuare normalmente l'avviamento del gruppo secondo una sequenza automatica che comprende, oltre alle operazioni relative alla turbina a gas, anche un certo numero di operazioni relative sia al compressore sia alle valvole automatiche della stazione.

Per brevità, questa sequenza — che pur presenta alcune interessanti particolarità — non viene descritta. Il controllo del carico, che viene effettuato in maniera automatica, è stato studiato tenendo presenti le diverse caratteristiche di funzionamento dei gruppi turbine a gas-compressori al variare delle condizioni di esercizio del gasdotto (portata di gas e pressioni di arrivo e di mandata nelle stazioni intermedie). Considerazioni di economia e di esercizio consigliano, come è noto, di mantenere, al variare delle suddette condizioni, un livello

Fig. 6 - Sezione longitudinale della turbina a gas bialbero FIAT TG 5 BR



di pressioni il più alto possibile. Si è quindi stabilito di mantenere costante la pressione di mandata di ciascuna stazione. La pressione di arrivo è quindi funzione della sola portata del gas.

Ad esempio, due condizioni caratteristiche di funzionamento di una stazione sono le seguenti:

Condizioni caratteristiche di funzionamento		I ^a	II ^a
Portata di gas	m ³ /giorno	7,1 · 10 ⁶	10,3 · 10 ⁶
Pressione di arrivo del gas	ata	51	39
Pressione di mandata del gas	ata	61,3	61,3

La compressione del gas è realizzata collegando in serie due dei compressori installati nella stazione (il terzo è di riserva).

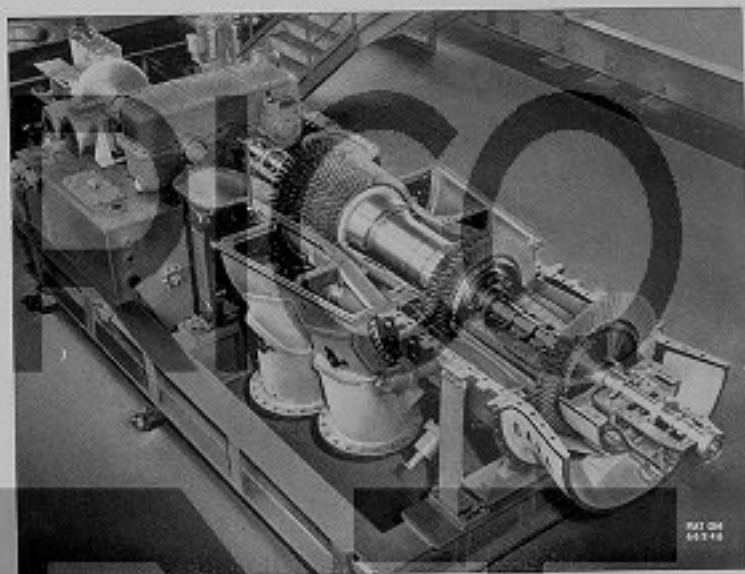


Fig. 7 - Turbina a gas FIAT TG 5 BR durante il montaggio, senza il corpo superiore

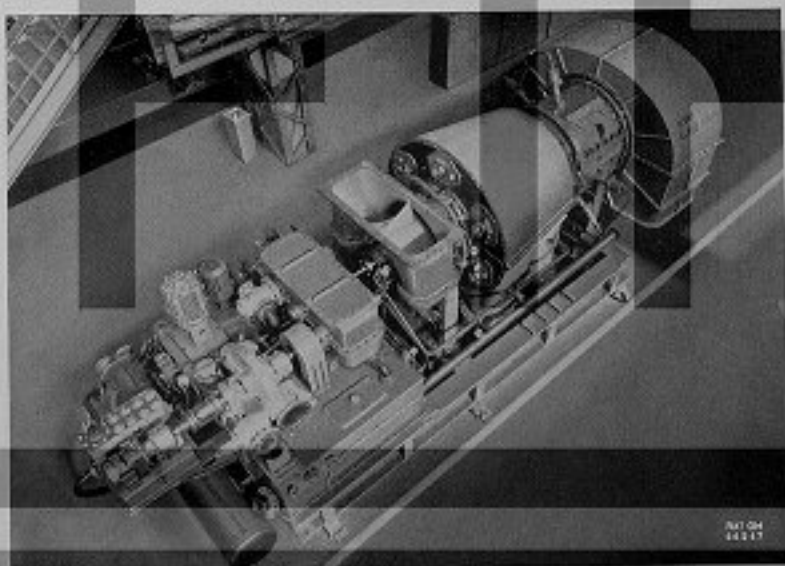


Fig. 8 - Turbina a gas FIAT TG 5 BR di tipo compatto montata su una sottobase che comprende ausiliari e tubazioni

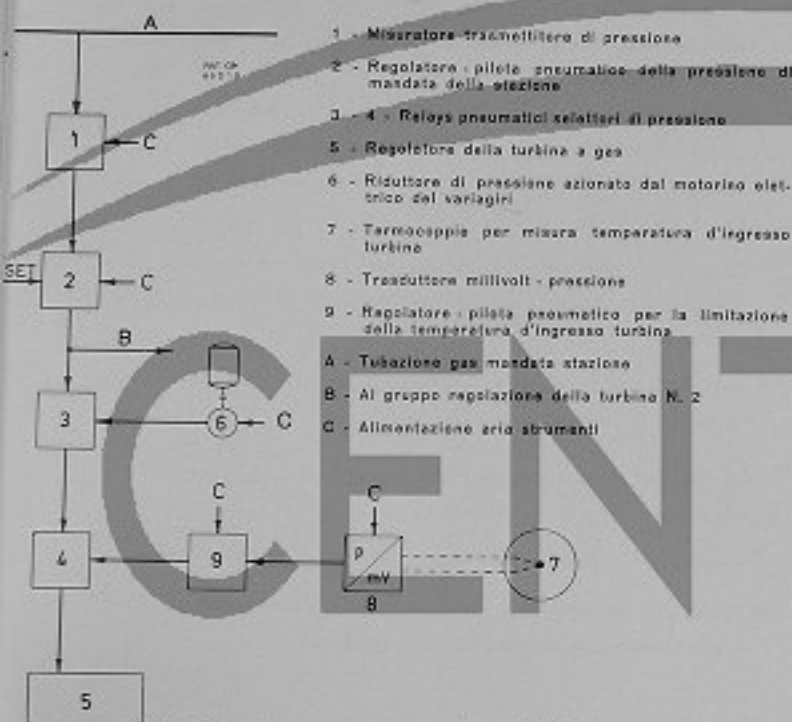


Fig. 9 - Schema di principio del sistema pneumatico di regolazione della pressione di mandata della stazione

La regolazione del carico viene pertanto effettuata inviando ai regolatori di entrambe le turbine a gas un « segnale » che è funzione della variabile da controllare (pressione di mandata del gas dalla stazione).

Ciò viene realizzato per mezzo del circuito pneumatico di cui alla fig. 9. Sulla tubazione di mandata della stazione è inserito un misuratore-trasmittitore della pressione gas (1). La pressione di uscita di questo strumento (che è una pressione di aria proporzionale alla pressione del gas) viene inviata ad un regolatore-pilota di tipo pneumatico (2).

Questo strumento paragona il valore della pressione di mandata della stazione con un valore prefissato e fornisce una pressione d'aria in uscita proporzionale allo scarto tra i due valori: se, ad esempio, la pressione di mandata della stazione diviene inferiore al valore desiderato, la pressione d'aria all'uscita dal regolatore pneumatico aumenta.

Tale pressione potrebbe essere inviata direttamente ai regolatori (5) di entrambe le turbine: i regolatori verrebbero quindi ad essere sensibili allo scarto tra la pressione di mandata della stazione richiesta e quella esistente. Evidentemente, sarebbe necessario inserire questa regolazione soltanto dopo avere avviato e portato a carico il gruppo.

Il sistema da noi impiegato evita di compiere questa

operazione: la pressione d'aria all'uscita dal regolatore-pilota è inviata ad un sistema di relay pneumatici selettivi di pressione disposti « in cascata ». Un primo relay pneumatico (3) la paragona con un'altra pressione di aria stabilita da un riduttore di pressione (6) comandato dal motorino elettrico del variagiri.

Il relay selettore di pressione fornisce una pressione di aria in uscita pari alla minore tra le due pressioni di aria al suo ingresso. Se, quindi, la pressione di aria stabilita dal riduttore motorizzato (6) azionato dal variagiri è inferiore a quella in uscita dal regolatore-pilota della pressione di mandata (2), il relay selettore di pressione (3) agisce nel senso di escludere la regolazione della pressione di mandata.

Un secondo relay selettore di pressione (4), posto « in cascata » al precedente, attua una analoga funzione limitando la temperatura di ingresso nella turbina. Sei termocouple (7) (una per ciascuno dei sei tubi di fiamma) misurano tale temperatura ed un trasduttore millivolt-pressione (8), collegato alle termocouple, fornisce una pressione di aria decrescente all'aumentare della media delle sei temperature.

Questa pressione è quindi inviata ad un regolatore-pilota (9) che, a sua volta, fornisce una pressione d'aria in uscita che decresce rapidamente quanto la temperatura supera un valore prefissato.

Il secondo relay selettore di pressione (4), in tal caso, esclude sia il sistema di regolazione della pressione di mandata che il segnale di pressione del variagiri.

La pressione di uscita dal relay selettore di pressione (4) è infine inviata al regolatore (5), ove va ad agire sull'elemento manometrico (soffietto) denominato « variagiri di marcia a carico ».

Quanto sopra descritto permette di comprendere facilmente come viene realizzata la sequenza automatica di presa di carico.

Al termine della sequenza automatica di avviamento (che è realizzata attraverso un variagiri pneumatico indipendente dal variagiri di marcia a carico), la chiusura temporanea di un contatto elettrico provoca l'alimentazione ad intermittenza del motorino elettrico del variagiri di marcia a carico. Questo, agendo sul relativo riduttore di pressione (6), ne fa aumentare progressivamente la pressione d'aria in uscita che, all'inizio della sequenza, era praticamente nulla. Poiché, in questa fase, la pressione del gas alla mandata della stazione è inferiore al valore nominale, la pressione di uscita dal regolatore-pilota è massima, per cui il relay selettore di pressione (3) esclude la relativa regolazione.

La pressione di aria stabilita dal variagiri è quindi inviata direttamente al regolatore, il quale comanda la



Fig. 10 - Quadro di comando di una turbina a gas tipo FIAT TG 5 BR

progressiva apertura della valvola di regolazione del combustibile e quindi l'aumento della quantità di combustibile inviato ai bruciatori e della potenza erogata dalla turbina a gas. Man mano che tale potenza aumenta, la pressione del gas alla mandata della stazione tende a raggiungere il valore richiesto. La pressione in uscita dal regolatore-pilota (2) tende quindi a diminuire fino a divenire, ad un certo punto, inferiore alla pressione fornita dal riduttore di pressione comandato dai variatori (6):

si inserisce così, automaticamente, la regolazione della pressione di mandata della stazione.

Le operazioni per la condotta dei gruppi, centralizzate nel quadro comando (ved. fig. 10), sono quindi ridotte al minimo indispensabile. Per mettere in servizio un gruppo è sufficiente:

- disporre il selettore di manovra nella posizione « predisposizione carico » e premere il pulsante di « avviamento »;
- terminata la sequenza automatica di avviamento, premere il pulsante di « carico ».

Analogamente, per arrestare uno dei gruppi in servizio, è sufficiente:

- premere il pulsante di « scarico »;
- terminata la sequenza automatica di riduzione del carico, premere il pulsante di « arresto ».

Conclusione

I due esempi che si sono esposti hanno mostrato che è possibile portare ad un elevato grado di automazione gli impianti con turbine a gas.

Un impianto automatizzato consente risparmio di personale, elimina gli errori di manovra da parte degli operatori, non necessita di una continua sorveglianza e, in definitiva, permette un esercizio più economico e sicuro.

FIAT



CENTRO STORICO FIAT

Pubblicazione trimestrale - Direttore responsabile: Dott. Ing. GIOVANNI GORIA
Registrato al Tribunale di Casale Monferrato in data 16 Marzo 1955 con il N. 49



CENTRO

La Centrale Diesel elettrica
da 12.000 kW di Trapani

STORICO



FIFTI