

FIAT

STABILIMENTO GRANDI MOTORI

N. 3

BOLLETTINO TECNICO

1954



Dalla prora della M/n VETTOR PISANI (Soc. SIDARMA).

Il torslografo elettrico Fiat Grandi Motori

Dott. Ing. Giorgio Antonucci

Pag. 69

Considerazioni sulle calderine a gas di scarico dei motori
Diesel

Dott. Ing. Giorgio Ciliberto

Pag. 85

Notiziario - Da Berlino

Pag. 99

- Dall'Argentina

Pag. 100

IL TORSIOGRAFO ELETTRICO FIAT GRANDI MOTORI

Vengono illustrate le caratteristiche del nuovo torsiografo elettrico FIAT Grandi Motori.

Dallo studio delle proprietà meccaniche di questo apparecchio, appartenente alla categoria degli strumenti a massa sismica, viene dedotta l'opportunità di una rete filtrante che, collegata ai suoi morsetti di uscita, ne corregga adeguatamente la caratteristica di frequenza.

L'applicazione degli estensimetri elettrici a variazione di resistenza (strain-gages), che viene fatta sul suo sistema di rivelazione, ne rende l'impiego così semplice, sicuro e preciso da farlo preferire a qualsiasi altro apparecchio anche nei rilievi a bordo di navi.

INTRODUZIONE

Lo studio delle vibrazioni torsionali, cioè di un fenomeno caratteristico degli alberi delle macchine alternative, ebbe inizio una trentina di anni fa, non appena l'impiego dei motori a combustione nel campo automobilistico, aeronautico e navale incominciò a divenire esteso ed impegnativo.

Tali studi progredirono rapidamente sia per il grande interesse pratico loro connesso, sia perchè l'indagine teorica poté essere integrata da innumerevoli rilievi eseguiti con i torsiografi.

Tra questi apparecchi uno ebbe meritatamente fortuna e cioè il torsiografo di Geiger; esso apparve appunto verso il 1925 con una impostazione generale così felice che ancora oggi, a tanti anni di distanza, è rimasta praticamente immutata.

Il Geiger è un torsiografo a massa sismica, ad amplificazione meccanica, con pennino scrivente su striscia di carta che si svolge in modo continuo. È un apparecchio

semplice, robusto, abbastanza sensibile, pratico di impiego e, per giunta, atto a fornire un diagramma continuo, di ampiezza tale da essere immediatamente osservabile nel corso del rilievo.

Esso deve la sua diffusione appunto a queste due qualità e soprattutto all'ultima, che manca invece a quasi tutti gli altri tipi di torsiografo i quali, pur avendo qualche pregio particolare (per esempio maggior precisione alle frequenze elevate, minor ingombro ecc.) forniscono diagrammi discontinui oppure troppo piccoli, oppure a sviluppo fotografico e quindi privano lo sperimentatore del controllo continuo durante l'esecuzione.

Simile controllo, preziosissimo sempre, sia perchè permette di constatare, istante per istante, se il torsiogramma ed i relativi riferimenti sono tracciati o no, sia perchè consente allo sperimentatore di rilevare subito i punti di maggior interesse e di soffermarvisi sopra, diviene indispensabile nella maggior parte delle indagini torsionali

che riguardano gli impianti navali. Infatti in tali prove lo sperimentatore deve abrigarsi, il più delle volte, in una sola uscita e deve avere quindi la certezza che tutti i numerosi rilievi occorrenti siano regolari e completi.

Il torsiografo Geiger, ad onta delle sue belle qualità, era e, a maggior ragione, resta molto lontano dalla perfezione giacché oltre a certi errori che, come vedremo, sono propri di tutti i torsiografi a massa sismica, dà luogo a notevoli inesattezze dovute al dispositivo scrivente ed al non sostituibile dispositivo di comando a cinghia.

Il comando diretto all'apparecchio, che eliminerebbe questa seconda categoria di errori non solo è assai difficile da realizzare nella maggior parte dei casi (è possibile solo nelle stazioni di estremità degli alberi, se esse sono libere ed accessibili), ma anche quando è realizzabile dà luogo quasi sempre a risultati mediocri o cattivi perché anche il più piccolo errore di allineamento provoca delle vibrazioni nel torsiografo che falsano completamente le registrazioni.

L'impiego di una cinghia di trasmissione elimina simili vibrazioni, ma per l'inevitabile esistenza dello scorrimento e della elasticità della cinghia, introduce degli altri errori, anch'essi di difficile valutazione. Infatti un cambiamento del materiale della cinghia, della sua lunghezza o della sua tensione possono far variare considerevolmente l'amplificazione del torsiografo che, in ogni caso, rimane sempre dipendente dalla frequenza e dall'ampiezza delle vibrazioni in esame.

Queste cause d'errore alterano il torsiogramma tanto nell'ampiezza quanto nelle fasi cosicché, se la forma d'onda delle vibrazioni è composta dalla sovrapposizione di oscillazioni di diversa frequenza, riesce praticamente impossibile correggere le letture eseguite anche disponendo di apposite curve di taratura.

La costruzione di un torsiografo altrettanto semplice e pratico del Geiger, ma assai più preciso e con un campo di applicazione più esteso, è stata per lungo tempo l'aspirazione di molti sperimentatori, noi compresi.

La maggior parte di essi ha rivolto la propria attenzione alla possibilità di sostituire ai leveraggi degli apparecchi puramente meccanici un sistema di amplificazione elettrico e, di conseguenza, ha assunto una importanza essenziale lo studio dell'elemento rivelatore o trasduttore elettromeccanico, atto a trasformare la vibrazione meccanica di torsione in una opportuna grandezza elettrica.

Le soluzioni sono state molteplici e quindi si sono avuti torsiografi con rivelatori a variazione di induttanza oppure di capacità, oppure di flusso magnetico o di altro tipo.

Anche da parte nostra sono state percorse a lungo queste vie e sono stati messi a punto alcuni apparecchi (fig. 1) che ci sono stati assai utili in ricerche di laboratorio nel campo delle frequenze elevate, caratteristiche dei motori molto veloci.

In tutti questi tipi di rivelatori abbiamo trovato tuttavia molto difficile impedire che l'elemento rivelatore rimanesse sensibile solamente alle vibrazioni di origine torsionale e non a quelle di altra natura che inevitabilmente sono presenti sull'albero di un motore.

Questi errori e disturbi divengono particolarmente gravi nel caso di motori veloci, nei quali l'ampiezza delle vibrazioni torsionali è relativamente moderata e le vibrazioni disturbatrici assumono invece valori notevoli: il nostro obiettivo principale è stato quindi quello di realizzare un elemento rivelatore il quale fosse sensibile solo alle vibrazioni torsionali.

Questa meta non sarebbe stata raggiunta con mezzi semplici se non avessimo potuto servirci della recente tecnica degli estensimetri a variazione di resistenza (strain-gages).

Nei paragrafi seguenti vedremo come sia stato possibile, applicando gli estensimetri, ottenere una ridottissima sensibilità del nostro torsiografo ad ogni vibrazione di tipo non torsionale e costruire un apparecchio che, mentre ha conservato tutti i vantaggi del Geiger, quali la semplicità di impiego e la scrittura diretta ad inchiostro su striscia di carta scorrente, possiede un campo di utilizzazione ed una precisione molto maggiore sia alle basse che alle alte frequenze.

Il nuovo torsiografo è basato, come principio dinamico, sullo stesso principio del Geiger, ossia è un torsiografo a massa sismica. La differenza sta nel fatto che, mentre nel Geiger il movimento relativo tra la massa volante rotante di moto uniforme e l'albero soggetto a movimento torsionale agisce su un sistema meccanico amplificatore e scrivente, nel nostro torsiografo questo movimento deforma solo una molla sulla quale sono incollati degli estensimetri a resistenza.

La tensione ai morsetti di uscita degli estensimetri, portata fuori dell'apparecchio mediante apposito collettore, viene opportunamente amplificata onde azionare in definitiva un oscillografo a pennino scrivente, la cui puntina traccia il torsiogramma su un rotolo continuo in modo molto più esatto e, volendo, in una scala assai più grande di quanto non avvenga per il Geiger.

1) Considerazioni generali sulle caratteristiche dinamiche di un torsigrafo a massa sismica.

Come si è detto, il nostro torsigrafo è del tipo a massa sismica e perciò nel suo progetto abbiamo prima di tutto dovuto definire, dal punto di vista teorico, il comportamento dinamico di tale sistema.

appendice A) per le vibrazioni libere dimostra che, quando la massa M è allontanata dalle sue condizioni di equilibrio ed è successivamente lasciata libera, risulta animata da un moto oscillatorio la cui frequenza:

$$1) - f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}}$$

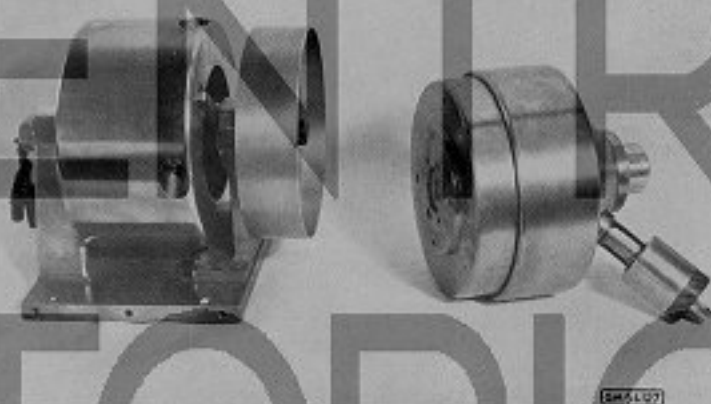


Fig. 1 - Torsigrafi elettrici Fiat Grandi Motori.

A sinistra: Torsigrafo a variazione di campo magnetico.

A destra: Torsigrafo a variazione di capacità.

Accenneremo qui, sia pure succintamente, a tale studio teorico, perché pensiamo che in definitiva sia questo il mezzo più semplice e convincente per stabilire quali siano i pregi ed i difetti del sistema e per intravedere le vie attraverso le quali è possibile eliminare o ridurre una parte dei suoi difetti.

Un torsigrafo a massa sismica (fig. 2) può essere schematicamente ridotto ad una massa volante, libera di ruotare su un albero P . Essa è trascinata in movimento, per mezzo di una molla a spirale, dallo stesso albero di cui si desidera rilevare il moto.

Tra massa e perno si manifestano inoltre delle forze dissipative che sono dovute all'inevitabile attrito dei cuscinetti su cui è montato il volano ed alla presenza di eventuali organi ammortizzatori appositamente introdotti nello strumento stesso. Supporremo nel seguito che tali forze siano di tipo viscoso e cioè proporzionali alla velocità del moto relativo tra massa ed albero, essendo R la costante di proporzionalità.

Il sistema dinamico risulta pertanto completamente definito nelle sue proprietà dai tre parametri: massa di momento di inerzia M , costante della molla K e resistenza d'attrito R .

La soluzione dell'equazione differenziale del moto (vedi

dipende unicamente dai parametri K e M e viene detta « frequenza naturale » del sistema.

Se si applica poi all'albero un moto sinusoidale di ampiezza θ_0 , costante e di frequenza f , l'equazione del

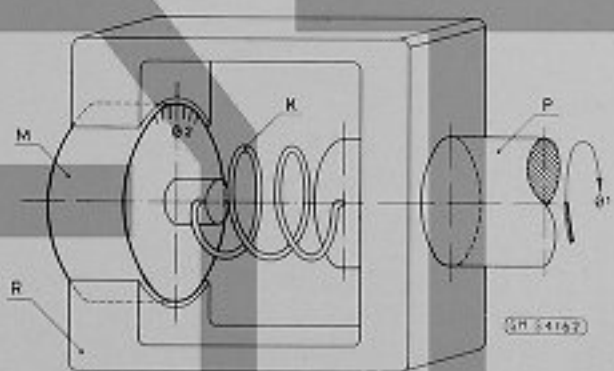


Fig. 2 - Schema meccanico equivalente del torsigrafo a massa sismica.

moto indica che anche la massa sismica si muove alternativamente, con la stessa frequenza del moto applicato, e che l'ampiezza θ_1 del moto relativo albero-massa è eguale a:

$$2) - \theta_2 = \frac{\xi^2}{1 - \xi^2 + 4\beta^2 \xi^2} \theta_1$$

dove $\xi = \frac{f}{f_n}$ è il rapporto fra la frequenza applicata e la frequenza naturale del sistema;

$\beta = \frac{R}{2\sqrt{KM}}$ è il coefficiente di smorzamento che tiene conto delle forze dissipative operanti nel sistema per effetto dell'attrito viscoso.

Nel campo di frequenze per le quali ξ è compreso fra 0 e 4, esso invece produce degli spostamenti relativi tra albero e massa volante sostanzialmente diversi da quelli dell'albero stesso.

Nell'ipotesi che lo smorzamento β sia molto piccolo, si verifica, per ξ compreso tra 4 e 1, un graduale aumento del rapporto θ_2/θ_1 e quindi della sensibilità dello strumento, fino a raggiungere valori infinitamente grandi per $\xi = 1$ (frequenza di risonanza) nel caso ideale in cui $\beta = 0$.

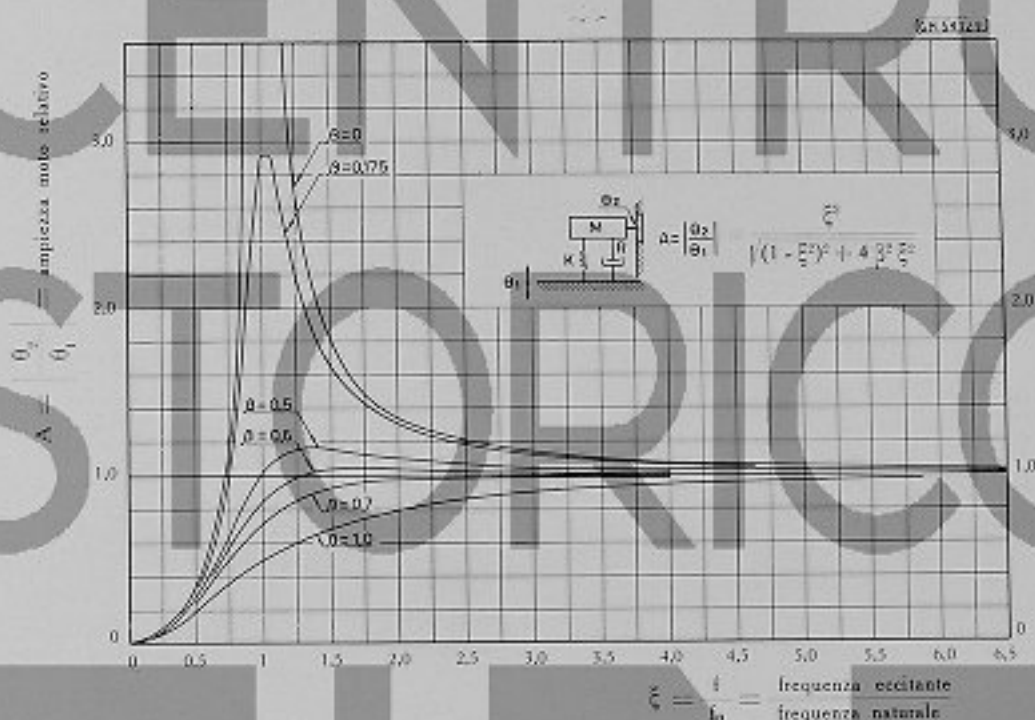


Fig. 3 - Risposta del torsigiografo a massa sismica a vibrazioni sinusoidali di ampiezza costante e frequenza variabile.

Questa equazione è stata tracciata in fig. 3 sotto forma di rapporto $A = \theta_2/\theta_1$ per diversi valori del coefficiente di smorzamento β e dimostra che quando β è sufficientemente piccolo e ξ grande rispetto all'unità, il valore di A si approssima all'unità e ad essa tende col tendere di ξ all'infinito: il moto relativo θ_2 del perno rispetto alla massa sismica diventa cioè eguale a quello θ_1 dell'albero stesso.

Poiché lo scopo a cui deve mirare un torsigiografo è quello di rilevare in egual misura tutte le frequenze che compongono la vibrazione in esame, è lecito dire quindi che: il nostro strumento diventa un torsigiografo quando ξ è molto maggiore dell'unità ($\xi \geq 4$), cioè quando esso opera su frequenze lontane e superiori alla sua frequenza naturale.

Qualora invece β sia compreso tra 0.6 e 0.7 (valori realizzabili in pratica mediante smorzatori a caratteristica di tipo viscoso) si evita la suaccennata ipersensibilità dello strumento alle frequenze vicine a quella naturale e si aumenta il campo delle frequenze entro cui la sensibilità rimane approssimativamente uguale all'unità.

Il moto relativo subisce in questo caso un ritardo di fase rispetto al moto applicato e nella fig. 4 è riportata la famiglia di curve che rappresenta tale ritardo in funzione di ξ e per diversi valori del coefficiente di smorzamento β .

Quando il moto applicato è una sinusoide pura, questo ritardo provoca solo lo spostamento del moto relativo (e quindi della registrazione), ma non ne altera la forma che rimane sempre di tipo sinusoidale. Se invece il moto

applicato è la risultante della sovrapposizione di più onde di frequenza diversa si avrà, nel moto relativo, una alterazione (distorsione di fase) delle fasi relative alle diverse componenti e quindi della « forma » del moto stesso. Soltanto nel caso ideale in cui gli attriti siano nulli ($\beta = 0$) si può raggiungere la condizione per cui non si hanno ritardi e quindi distorsioni entro tutto il campo di frequenza compreso fra $\xi = 1$ e $\xi = \infty$.

Occorre tener presente quindi che anche nel caso in cui $\beta = 0.7$ si hanno sensibili distorsioni di registrazione

Nel primo caso lo strumento soffre di intensi e persistenti fenomeni transitori che si manifestano sull'oscillografo (come per esempio avviene sul Geiger) sotto forma di lente fluttuazioni, di frequenza eguale a quelle di risonanza, che si sovrappongono alle vibrazioni effettive e disturbano l'accuratezza delle registrazioni.

Nel secondo caso invece esiste innanzitutto la difficoltà pratica di realizzare uno smorzatore che effettivamente lavori secondo la legge dell'attrito viscoso (forze di attrito proporzionali alle velocità relative) con un valore di β

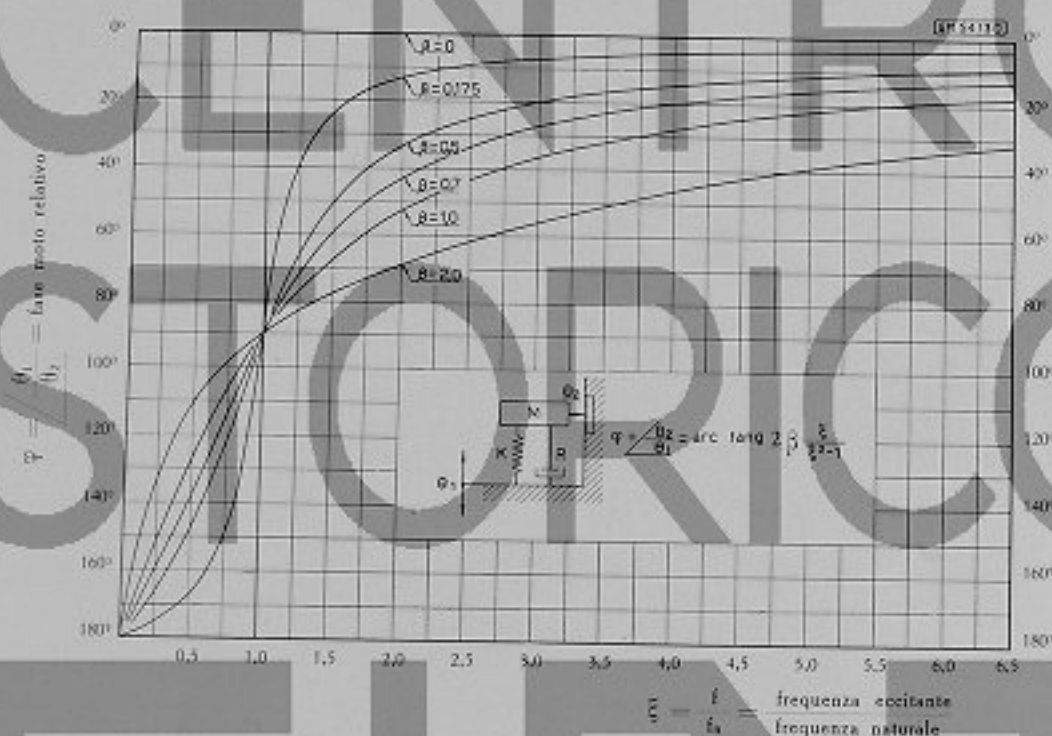


Fig. 4 - Ritardo di fase della risposta del torsiografo a massa sismica a vibrazioni sinusoidali.

fino a che le frequenze in esame non sono relativamente elevate rispetto a quella naturale ($\xi \geq 4$).

2) Il torsiografo Fiat.

In base a quanto si è detto è facile arguire che, dovendosi costruire un torsiografo a massa sismica, restano aperte due possibilità di scelta: impiegare un sistema praticamente privo di smorzamento, assoggettandosi all'inconveniente della ipersensibilità nel campo delle frequenze prossime a quelle di risonanza dello strumento, ma eliminando ogni possibile errore di fase, oppure adottare un sistema con coefficiente di smorzamento vicino a 0.7 ed accettare quindi il ritardo e le distorsioni di fase ad esso inerenti.

prossimo a 0.7, costante per tutta la durata del rilievo; secondariamente è difficile, nell'analisi del torsiogramma, determinare le fasi reciproche delle diverse componenti armoniche e quelle rispetto ai segnali di riferimento.

Noi abbiamo perciò preferito scegliere la prima alternativa, tanto più che nel caso nostro, in cui l'amplificazione è ottenuta mediante un sistema elettronico, è possibile eliminare, sull'oscillogramma, la fluttuazione caratteristica del torsiografo non smorzato, mediante apposito filtro.

L'apparecchiatura torsiografica da noi realizzata consiste pertanto nelle seguenti parti:

a) un sistema meccanico a massa sismica, trascinata da una molla, in cui gli attriti sono ridotti al minimo ed a cui è affidato il compito di tradurre gli spostamenti

angolari delle vibrazioni in corrispondenti sollecitazioni della molla stessa;

b) un sistema elettrico di misura che è sensibile a tali sollecitazioni e le traduce in tensioni elettriche;

Flangia di accoppiamento

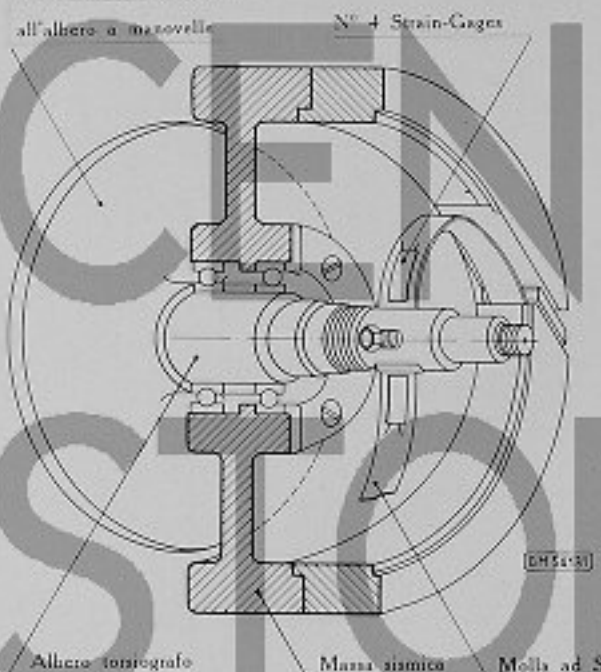


Fig. 5 - Il torsigiografo Fiat a variazione di resistenza.

c) un sistema amplificatore selettivo che non solo amplifica le tensioni erogate dal sistema di misura, ma compensa la ipersensibilità del sistema meccanico alle frequenze prossime a quella sua di risonanza;

d) un sistema oscillografico a scrittura diretta che registra le tensioni di uscita dell'amplificatore su un rotolo di carta scorrente a velocità costante.

a) *Il sistema meccanico*: la parte meccanica del nostro torsigiografo consiste di una massa volante di dimensioni paragonabili a quelle dell'apparecchio Geiger, montata, per mezzo di due cuscinetti a sfere, sul suo perno centrale (fig. 5).

Questa massa è trascinata in moto rotatorio da una molla a lamina di qualche decimo di millimetro di spessore, sagomata a « S » ed avente le due estremità fissate alla massa, mentre la sua parte centrale è incastrata sul perno (il quale a sua volta viene rigidamente accoppiato all'albero di cui si intendono rilevare le vibrazioni).

In un caso specifico la frequenza naturale f_2 del tor-

siografo è risultata di 80 per/min circa, il suo coefficiente di smorzamento β eguale a circa 0,03, mentre la sua sensibilità meccanica corrispondeva ad una sollecitazione $\sigma = 6,0 \text{ Kg/mm}^2$ nel punto di incastro della molla al perno centrale per 1 grado di spostamento torsionale relativo del perno rispetto al volano (fig. 6).

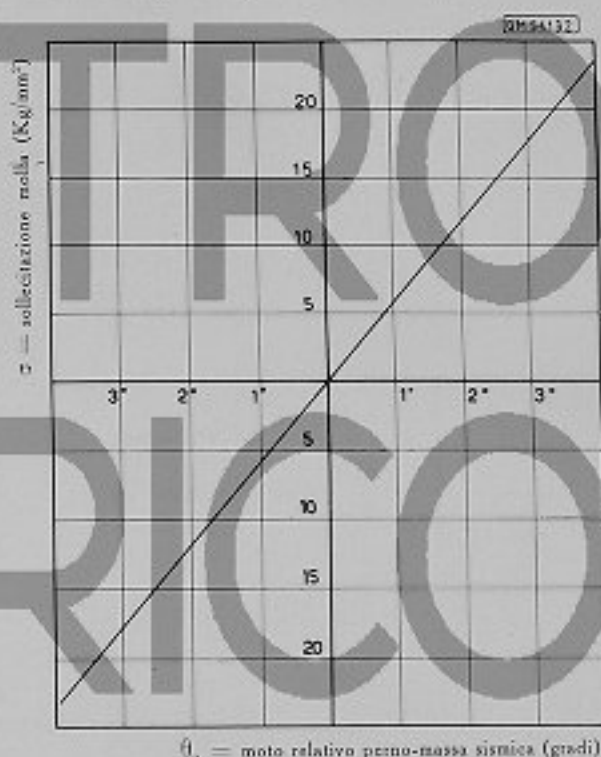


Fig. 6 - Diagramma sperimentale delle sollecitazioni della molla ad S in funzione dello spostamento angolare del torsigiografo.

Le sollecitazioni si riferiscono al punto di incastro sul perno centrale, in corrispondenza della posizione d'applicazione degli estensimetri.

b) *Sistema elettrico di misura*: il moto relativo albero-massa volante viene trasformato in una tensione elettrica mediante quattro strisce o estensimetri a variazione di resistenza, incollati sulla molla a S che collega il perno alla massa sismica (fig. 5).

Tali strisce sono oggi troppo note per richiedere una estesa discussione delle loro proprietà; è sufficiente dire che per esse esiste una relazione tra il valore della loro resistenza elettrica e lo stato di sollecitazione del materiale sul quale sono applicate, per cui ad ogni allungamento corrisponde un aumento di resistenza ed a ogni accorciamento una diminuzione. Tali variazioni sono esattamente proporzionali alle deformazioni che le producono e la costante di proporzionalità è una caratteristica inalterabile dell'estensimetro (gage factor) il cui valore viene generalmente fornito dal costruttore.

Le strisce sono incollate a due a due sulle opposte laccie della molla, nell'immediata vicinanza del punto ove essa è incastrata all'albero, cioè là dove si manifestano le sue deformazioni massime.

Poiché si è costruita la molla a S in modo che queste siano, entro il campo dei piccoli spostamenti angolari che interessano il torsiografo, funzione lineare dello spostamento relativo tra perno e massa, si ottiene che tale proporzionalità sussiste anche tra variazione di resistenza ed ampiezza angolare delle vibrazioni.

quindi essere effettuato attraverso un sistema anelli-spazzole, la cui resistenza di contatto può generalmente subire delle variazioni paragonabili, come ordine di grandezza, con quelle che la resistenza degli estensimetri subisce durante il loro funzionamento.

Nello schema di fig. 7 tuttavia queste variazioni di resistenza non comportano alcun sensibile effetto disturbatore in quanto esse sono applicate alle diagonali del ponte e non alterano quindi minimamente le sue condizioni di equilibrio.

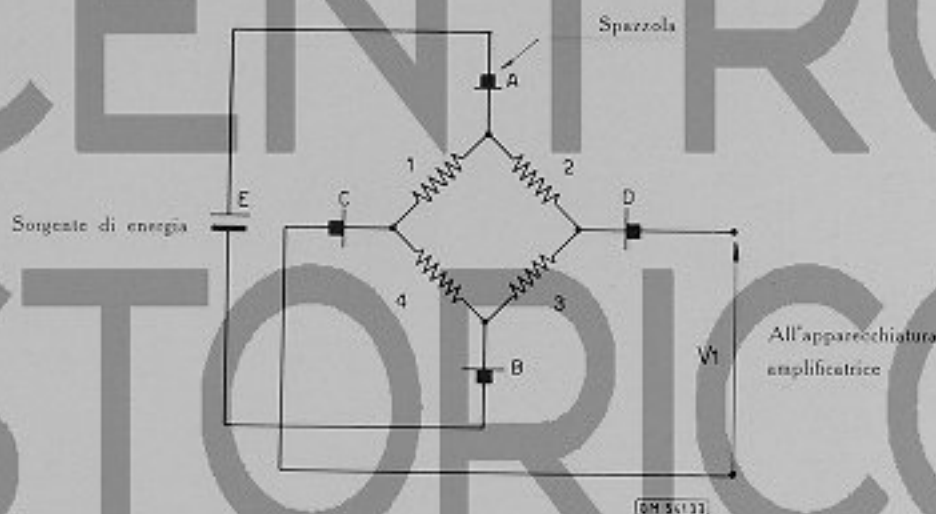


Fig. 7 - Schema elettrico del sistema estensimetrico di misura.

Eletttricamente i quattro estensimetri formano un ponte di resistenze, collegato secondo lo schema di fig. 7, in cui la diagonale AB è alimentata dalla f.e.m. E a tensione costante, mentre la diagonale CD è collegata al sistema di amplificazione.

Quando il perno centrale, e quindi la molla, si trova in condizioni di riposo, i valori delle quattro resistenze sono eguali tra loro e sulla diagonale di rivelazione C-D, del ponte in equilibrio, la tensione di uscita V_1 è nulla.

Quando esso si allontana da tale posizione la molla si deforma ed ai capi del ponte, non più in equilibrio, la tensione assume un valore proporzionale all'ampiezza dello spostamento angolare fra perno e volano.

Vogliamo a questo punto far osservare due particolari requisiti del sistema di misura adottato, che sono determinanti nel buon funzionamento dell'apparecchiatura.

Il ponte di resistenze rappresentato in fig. 7 ruota, evidentemente, assieme con tutto il torsiografo, mentre la sorgente di alimentazione E e l'apparecchiatura amplificatrice devono essere, per forza di cose, fisse; il collegamento tra il ponte ed il resto dell'apparecchiatura deve

Un'altra essenziale particolarità del sistema di misura è che esso risulta praticamente sensibile solo agli spostamenti angolari di rotazione del perno rispetto alla massa volante, e si potrebbe dimostrare che qualunque altro tipo di moto relativo fra queste due parti del torsiografo, quale potrebbe essere eccitato da vibrazioni di origine non torsionale, non implica nessuna sensibile variazione della tensione ai capi di rivelazione del ponte stesso.

c) *Il sistema amplificatore selettivo*: come si è visto nel paragrafo precedente, il moto relativo albero-massa volante del torsiografo e quindi la tensione V_1 di uscita del ponte, riproducono fedelmente quelle vibrazioni torsionali aventi frequenze almeno 3 o 4 volte superiori a quella naturale del torsiografo mentre alterano, ingigantendole, quelle di frequenza minore.

Queste frequenze basse sono prodotte, nei casi che praticamente ci interessano, dall'inevitabile irregolarità di marcia del motore e danno luogo ad una fastidiosissima fluttuazione del diagramma che, data la sua origine indi-

pendente dai fenomeni torsionali che si desidera registrare, è lecito sopprimere, a tutto vantaggio della chiarezza del rilievo.

Per raggiungere questo scopo si è inserito nel sistema amplificatore un opportuno circuito elettrico selettivo, capace di compensare l'ipersensibilità del torsiografo nel campo di frequenze prossime a quella naturale.

La rete selettiva adottata è il ponte a doppio T di Scott (*) il cui schema è rappresentato in fig. 8 ed ha

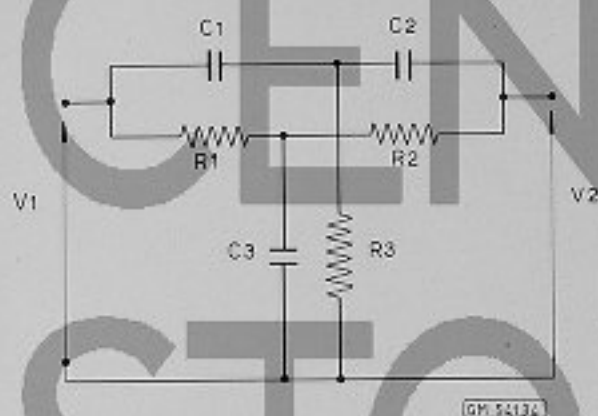


Fig. 8 - Ponte a doppio T di Scott.

il particolare vantaggio di essere composta di sole resistenze e capacità senza richiedere l'impiego di alcuna induttanza.

Date le frequenze estremamente basse che si devono escludere, all'incirca 1 Hz, simile schema permette di essere realizzato in modo facile e poco ingombrante.

La teoria della rete di Scott è già stata ampiamente illustrata da diversi autori i quali se ne sono serviti per scopi diversi dal nostro. Poiché riteniamo che l'applicazione da noi realizzata sia del tutto nuova, ricorderemo qui di seguito le sue caratteristiche generali, limitando però la trattazione al caso particolare che qui ci interessa.

Siano i valori delle resistenze e delle capacità, indicate in fig. 8, tra loro legati dalle seguenti relazioni:

$$3) - \frac{R_2}{R_1} = \frac{C_1}{C_2} = n \text{ (numero positivo qualsiasi)}$$

$$\frac{1}{R_1} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

$$C_1 = C_1 + C_2$$

(*) H. H. SCOTT: A new type of selective circuit and some applications - Proc. IRE, pag. 226, feb. 1938.

J. L. BOWERS: RC band pass filter design - Electronics, p. 131, apr. 1947.

M. P. GIVENS, J. S. SABA: A simplified analysis of the parallel T null network - R. Sci. Instr., p. 342, mag. 1947.

L. G. COWLES: The parallel T RC network - Proc. IRE, p. 1712, dic. 1952.

Quando sussistono tali condizioni si può dimostrare che, se all'ingresso del ponte applichiamo una tensione V_1 sinusoidale di frequenza:

$$4) - f_0 = \frac{1}{2\pi R_1 C_1} = \frac{1}{2\pi R_2 C_2} = \frac{1}{2\pi R_3 C_3}$$

ai morsetti di uscita la tensione V_2 è nulla. Tale frequenza viene detta « frequenza di equilibrio » del ponte (vedi appendice B).

Se poi la tensione di ingresso varia la propria frequenza al di sopra ed al di sotto di quella di equilibrio, mantenendo però costante l'ampiezza V_1 , si dimostra che la tensione che si ottiene ai morsetti di uscita diventa eguale a:

$$5) - V_2 = \frac{1 - \chi^2}{\sqrt{1 + 2 \left(1 + \frac{4}{n} + \frac{2}{n^2} \right) \chi^2 + \chi^4}} V_1$$

dove n è il sopradetto rapporto $R_2/R_1 = C_1/C_2$ tra i lati del doppio T e può essere considerato come un indice di disimmetria del ponte.

χ è il rapporto fra la frequenza applicata f e quella di equilibrio f_0 .

Nella fig. 9 diamo la rappresentazione di questa equazione per diversi valori del rapporto n mentre in fig. 10 si dà il ritardo di fase della tensione di uscita V_2 rispetto a quella della tensione di ingresso V_1 .

E' ora facile immaginare come sia possibile compensare l'effetto di risonanza meccanica del torsiografo a massa sismica mediante l'inserzione di una rete selettiva, del tipo descritto, sulla diagonale di uscita del ponte di strain gages dello strumento. A tale scopo occorre dimensionare la rete filtrante in modo che la sua frequenza di equilibrio f_0 coincida con quella di risonanza f_n del torsiografo: la caratteristica di risposta complessiva del sistema torsiografo-amplificatore risulta allora eguale al prodotto delle risposte parziali 2) e 5) dei due elementi componenti ed assume la forma:

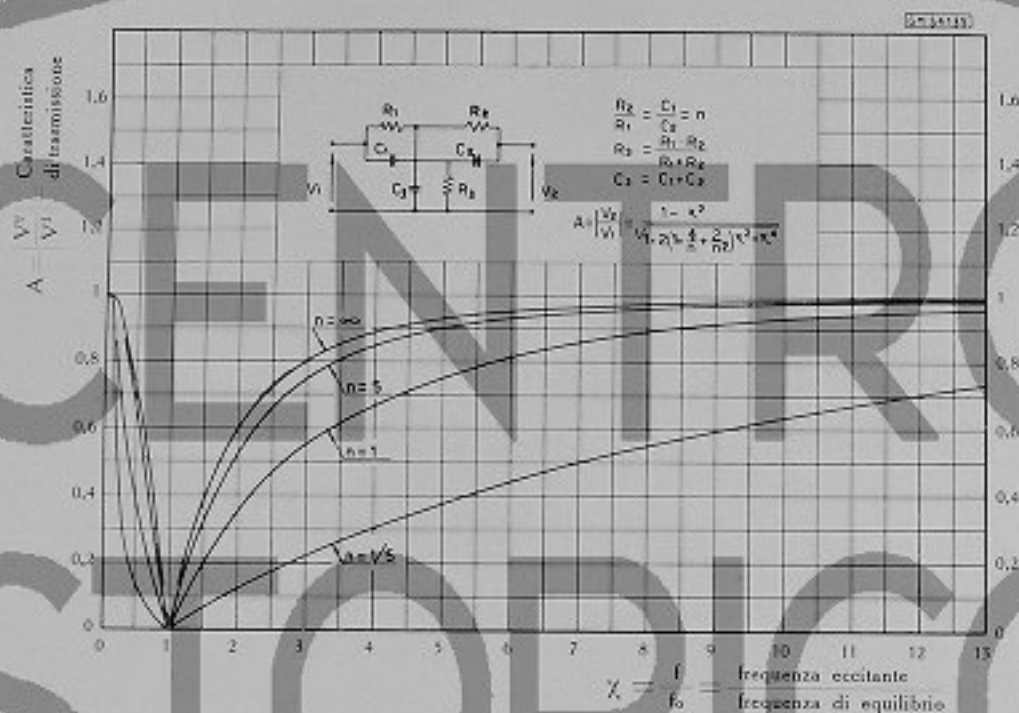
$$6) - V_2 = \frac{\xi^2}{1 - \xi^2 + 4\beta^2\xi^2} \cdot \frac{1 - \xi^2}{\sqrt{1 + 2 \left(1 + \frac{4}{n} + \frac{2}{n^2} \right) \xi^2 + \xi^4}} \theta_2$$

quando si tenga presente che per $f_0 = f_n$ si può porre: $\xi = \chi$; e: $V_2 = \theta_2$.

Per esaminare più facilmente il comportamento di questo sistema è opportuno considerare il caso ideale in cui la parte meccanica del torsiografo sia assolutamente priva

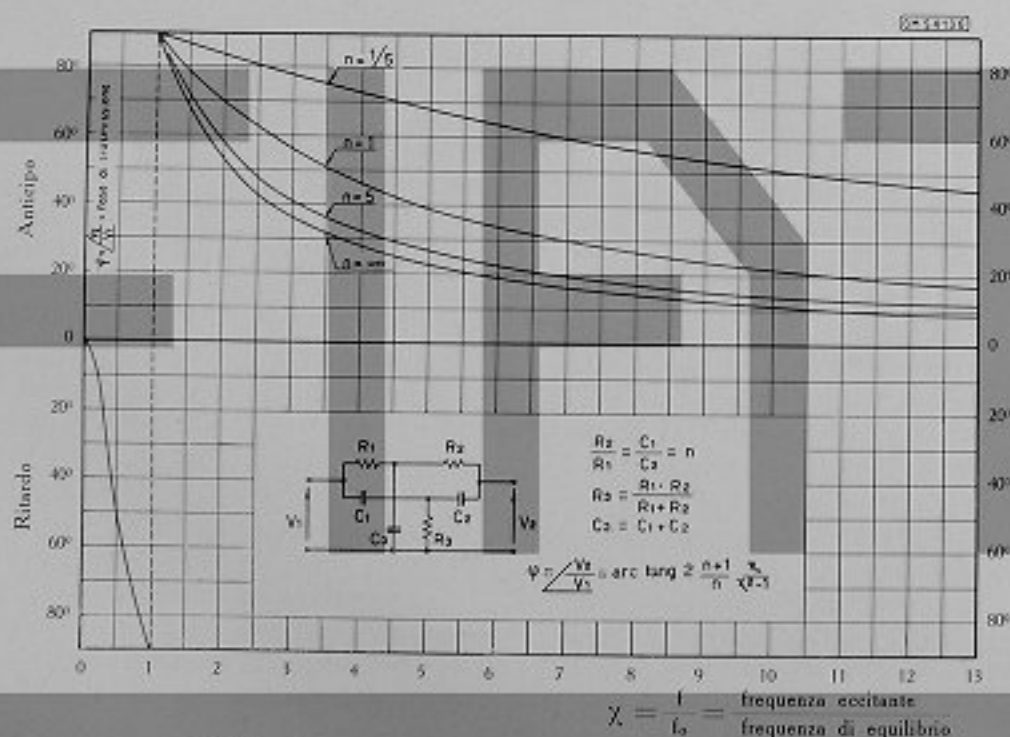
di smorzamento ($\beta = 0$) ed il ponte doppio sia costituito in modo che $n = \infty$ (casi questi non realizzabili

cuscinetti a sfere con piccolo attrito, e per il ponte doppio si è adottato un valore di $n = 20$).



in pratica, ma a cui ci si può avvicinare sensibilmente quando, come nel nostro caso, il volano è montato su

L'equazione 6 si semplifica allora nel modo seguente:



$$p) - V_2 = \frac{\xi^2}{1 - \xi^2} \cdot \frac{1 - \frac{\xi^2}{4}}{1 + \frac{\xi^2}{4}} \theta_1 = \frac{\xi^2}{1 + \xi^2} \theta_1$$

In fig. 11 si è appunto rappresentata la caratteristica di risposta del sistema complessivo torsigrafo ($\beta = 0$) rete compensatrice ($n = \infty$) assieme con le caratteristiche parziali di ciascuno dei due elementi presi singolarmente.

Il risultato che si è essenzialmente ottenuto, provve-

tenzione di uscita dal torsigrafo, ed inviandola su due amplificatori diversi: nel primo oscillogramma, non provvisto di rete compensatrice, appare la fluttuazione disturbatrice di bassa frequenza che nel secondo, compensato, totalmente manca. L'ampiezza di vibrazione di frequenza più elevata, che corrisponde alla vibrazione torsionale vera e propria, è invece egualmente riprodotta su entrambi i diagrammi.

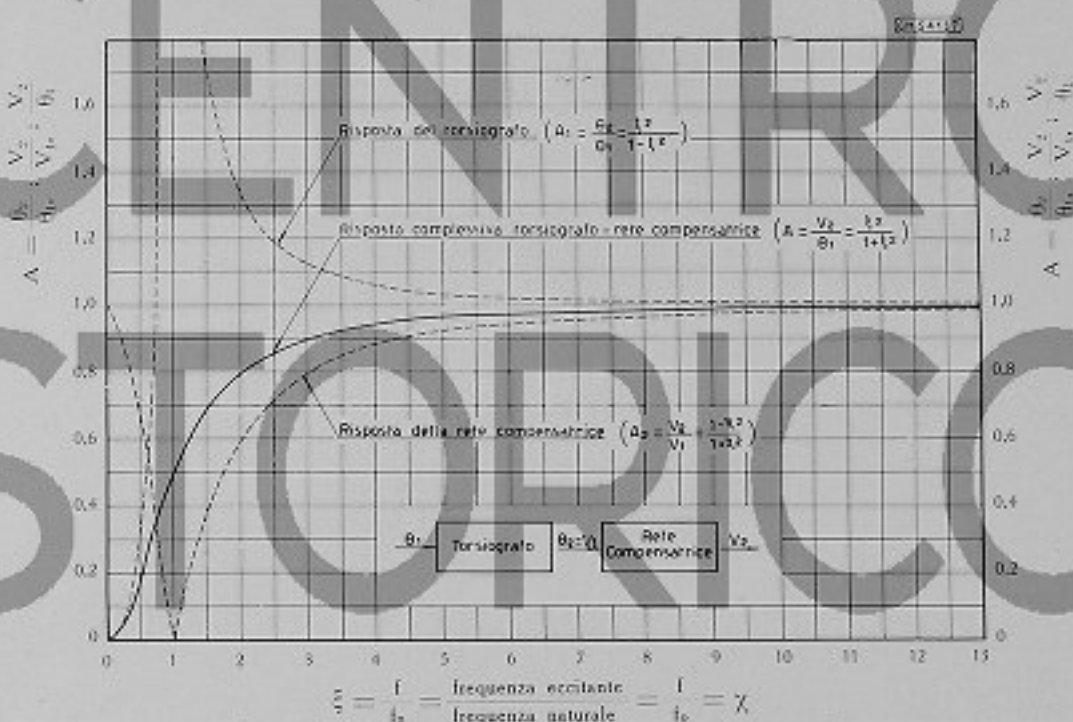


Fig. 11 - Caratteristica di trasmissione complessiva del sistema torsigrafo-rete a doppio T.

dendo di questa rete a ponte doppio l'amplificatore del torsigrafo, è quello di avere eliminato ogni effetto della risonanza propria del sistema meccanico.

Infatti per $\xi = 1$, cioè in corrispondenza della frequenza naturale del torsigrafo, la sensibilità complessiva dello strumento è divenuta eguale a 0.5 anziché essere infinita. Per contro, il campo di frequenza entro cui la risposta è praticamente costante ed eguale a 1 è rimasto pressoché inalterato: per $\xi = 4$, ad esempio, il valore della sensibilità complessiva si mantiene eguale ad 1 con un errore che non supera il $\pm 5\%$ mentre per il solo torsigrafo privo di smorzamento questo sarebbe stato del $\pm 6\%$.

I due oscillogrammi di fig. 12 dimostrano più chiaramente di qualsiasi spiegazione il notevole vantaggio conseguito introducendo il ponte compensatore. Essi sono stati contemporaneamente ottenuti prelevando la medesima

3) Risultati pratici conseguiti con il torsigrafo Fiat.

Il torsigrafo a massa sismica di cui abbiamo descritto il principio di funzionamento è stato da noi costruito in due diversi tipi.

Il primo (fig. 13) possiede una frequenza di risonanza di circa 80 per/min. ed è particolarmente adatto per motori lenti (120 ÷ 600 giri/min.); il secondo (fig. 14), di costruzione assai più leggera, possiede una frequenza di risonanza più elevata (300 per/min.) ed è adatto per l'esecuzione dei rilievi sui motori più veloci (500 ÷ 2000 giri/min.).

Con queste due apparecchiature viene coperto tutto il campo di velocità e di frequenze di vibrazione che si possono riscontrare sui motori di nostra costruzione.

La minima frequenza che è possibile registrare, con il torsigrafo del primo tipo, è infatti di circa 300 per/min.

quando si accettino errori di registrazione non superiori al 5 % (tollerando invece errori del 10 % si può giungere a registrare vibrazioni torsionali fino a 240 per/min.) e di questo ordine di grandezza sono le più basse frequenze di risonanza dalle più lunghe linee d'assi delle motonavi di maggior tonnellaggio. Le massime frequenze che lo strumento permette di rilevare sono determinate invece non tanto dal torsiografo in sé, quanto dal sistema di registrazione ad esso collegato.

Da parte nostra viene generalmente impiegato l'oscillografo a pennino scrivente su rotolo di carta normale, della Brush di Cleveland, con cui si possono raggiungere frequenze di 6000 per/min. contenendo gli errori di registrazione entro il 5 %.

Il limite superiore di 6000 per/min. può tuttavia essere agevolmente superato impiegando complessi oscillografici adatti per frequenze più elevate (oscillografi a scrittura diretta quali si costruiscono oggi con massima frequenza di registrazione di 18.000 per/min. oppure oscillografi a specchio).

Le caratteristiche di funzionamento della nostra apparecchiatura sono state controllate applicando al torsiografo vibrazioni sinusoidali, di ampiezza e di frequenza determinate, prodotte da un opportuno generatore di vibrazioni torsionali del tipo a giunto cardanico.

Le fig. 15 e 16, in cui sono stati riportati i risultati ottenuti, dimostrano la perfetta linearità di registrazione del complesso entro tutto il campo di frequenze e di ampiezze considerato, e la possibilità di ottenere sensi-

un gruppo diesel-alternatore da 600 Kw: da sinistra a destra sulla fotografia sono visibili anche l'oscillografo Brush a due pennini BL 202, l'amplificatore Brush BL 905 ed una cassetta appositamente costruita per contenere le

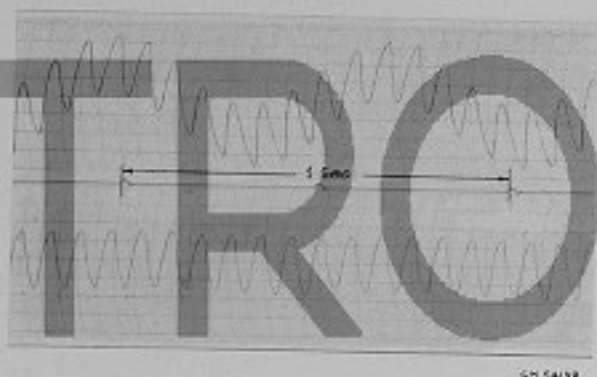


Fig. 12 - Oscillogrammi torsionali di vibrazioni sinusoidali.

Sopra - torsiografo senza rete di compensazione

Sotto - torsiografo provveduto di rete a doppio T

Le lente fluttuazioni che compaiono nell'oscillogramma superiore non assistono che in grado molto ridotto nella vibrazione eccitante.

batterie di alimentazione, la rete di compensazione a doppio T e gli accessori per la taratura del torsiografo. L'oscillogramma di fig. 18 riproduce uno dei rilievi eseguiti con questa apparecchiatura ed in esso sono riportati: sopra, l'ampiezza delle vibrazioni sull'estremità libera del-

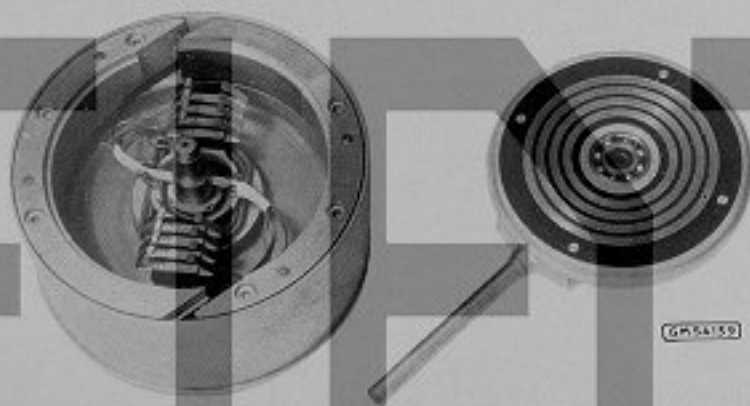


Fig. 13 - Torsiografo Fiat tipo T 3 per motori lenti.

Il collettore, ad assi concentrici, è stato tolto allo scopo di permettere la vista dell'interno dell'apparecchio con la molla ad S, gli elastomeri ed il sistema di spazzola.

bilità (fino a 80 mm/grado) assai più elevate di quelle ottenibili con apparecchiature di tipo meccanico.

In fig. 17 il nostro torsiografo è presentato all'atto del suo impiego sull'estremità dell'albero a manovella di

l'albero motore e, sotto, la sollecitazione di torsione sul tronco di collegamento motore-alternatore.

Il nuovo torsiografo è ormai entrato nel nostro uso corrente e, per quanto esso sia un poco più ingombrante

del torsiografo di Geiger, ha tali pregi di precisione e di praticità da essere preferito a questo anche nei rilievi a bordo di navi.

A tale scopo è stato da noi appositamente costruita una cassetta di registrazione comprendente amplificatore, oscillografo, batteria di alimentazione del torsiografo e rete filtrante (fig. 19).

Essa, pur avendo caratteristiche analoghe a quelle della apparecchiatura di fig. 17, è dotata di un ampli-



Fig. 14 - Torsiografo Fiat T 4 per motori veloci.

catore alimentato da batterie di pile e di un meccanismo di trascinamento della carta, azionato a molla.

Il suo impiego, completamente indipendente da qualsiasi sorgente di energia esterna, risulta quindi particolarmente pratico a bordo di navi, di automotrici ferroviarie ed in tutti quegli impianti in cui non è facile disporre di una sorgente di energia a corrente alternata.

APPENDICE A

Equazioni del moto di un torsiografo a massa sismica.

a) Equazione generale del moto.

Un torsiografo a massa sismica è un sistema meccanico ad un solo grado di libertà, del tipo già schematicamente rappresentato in fig. 2, in cui $\vartheta_1(t)$ è il moto rotatorio che proviene dall'albero P alla estremità della

molla K e $\vartheta_2(t)$ il moto relativo che di conseguenza viene a stabilirsi tra la massa M e l'albero stesso.

L'equazione generale del moto del sistema suddetto può essere ricavata dalle condizioni generali che reggono l'equilibrio delle forze in gioco e, conservando le stesse notazioni già usate in precedenza, risulta espressa nella seguente forma:

$$1) \quad M(\ddot{\vartheta}_1 + \ddot{\vartheta}_2) + R\dot{\vartheta}_2 + K\vartheta_2 = 0$$

b) Vibrazioni libere di un torsiografo privo di attrito.

Consideriamo il caso in cui, il torsiografo essendo privo di attrito ($R = 0$) ed il moto impresso dall'esterno nullo ($\vartheta_1(t) = 0$), esista inizialmente uno spostamento angolare $(\vartheta_2)_{t=0} = \vartheta_{20}$ della massa M rispetto alla sua posizione di equilibrio.

L'equazione generale del moto, applicata a questo caso particolare, assume la espressione:

$$2) \quad M\ddot{\vartheta}_2 + K\vartheta_2 = 0$$

che può essere riscritta nella forma:

$$3) \quad \ddot{\vartheta}_2 = -\omega_n^2 \vartheta_2$$

quando si sia posto: $\omega_n = \sqrt{\frac{K}{M}}$

La più generale soluzione di questa equazione è del tipo:

$$\vartheta_2(t) = A \cos(\omega_n t + \varphi)$$

come può essere verificato quando si introducono nella 3) i valori di ϑ_2 e delle sue derivate che qui di seguito sono riportate:

$$\dot{\vartheta}_2 = -\omega_n A \sin(\omega_n t + \varphi)$$

$$\ddot{\vartheta}_2 = -\omega_n^2 A \cos(\omega_n t + \varphi)$$

Il moto della massa è pertanto un moto oscillatorio sinusoidale, attorno alla sua posizione di equilibrio ($\vartheta_2 = 0$).

di frequenza $\omega_n = \sqrt{\frac{K}{M}}$ (frequenza naturale del torsiografo). Mentre la frequenza delle oscillazioni dipende unicamente dai parametri M e K del sistema, la loro ampiezza A e la fase dipendono, e possono essere determinate, dalle condizioni iniziali poste per l'istante $t = 0$ e qui di seguito specificate:

$$(\vartheta_2)_{t=0} = \vartheta_{20} \quad (\dot{\vartheta}_2)_{t=0} = 0$$

Imponendo infatti alle espressioni dello spostamento angolare ϑ_e e della velocità $\dot{\vartheta}_e$ di soddisfare a queste condizioni, si ottiene:

$$A = \vartheta_{0e} \quad \varphi = 0$$

Prendiamo ora in considerazione le effettive condizioni di funzionamento immaginando il torsigrafo collegato all'albero P, non più bloccato, ma in vibrazione alternativa sinusoidale di ampiezza θ_1 e frequenza ang-

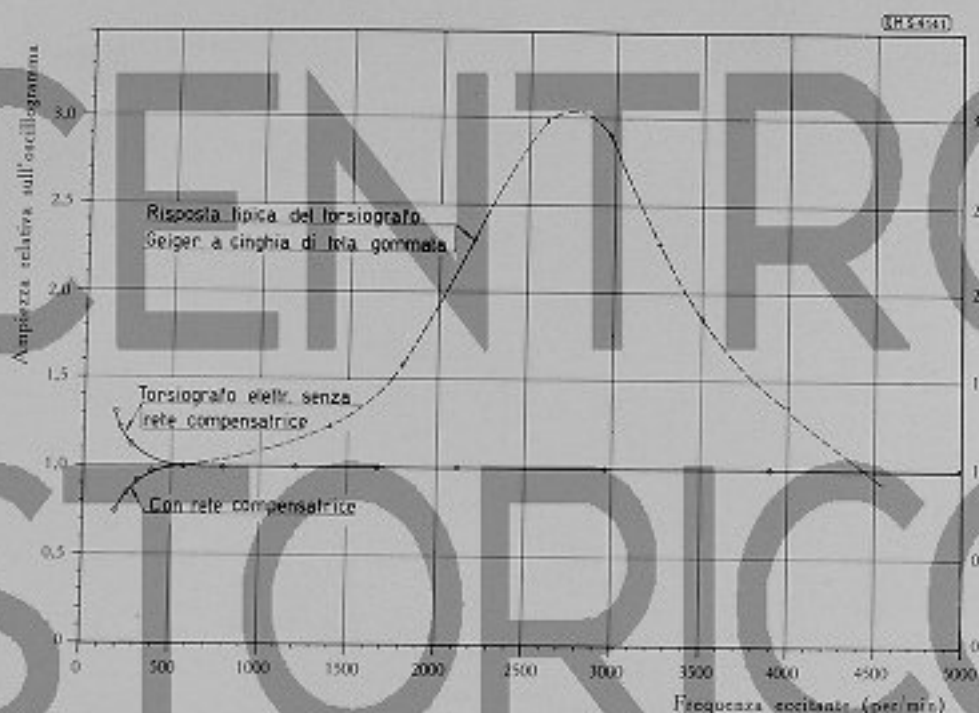


Fig. 15 - Caratteristica sperimentale del torsigrafo eccitato da vibrazioni di ampiezza costante e frequenza variabile.

e quindi per il moto oscillatorio della massa M:

$$4) - \quad \vartheta_e(t) = \vartheta_{0e} \cos \omega_e t$$

Si può concludere quindi precisando che il moto oscillatorio sinusoidale di frequenza ω_e , che si stabilisce quando si abbandona improvvisamente la massa sismica al suo destino, ha una ampiezza eguale allo spostamento ϑ_{0e} che questa possedeva inizialmente rispetto alla sua posizione di equilibrio. La fase φ delle oscillazioni è uguale a 0.

c) *Vibrazioni forzate di un torsigrafo nel caso in cui la vibrazione eccitante è di ampiezza costante e frequenza variabile.*

Le condizioni imposte nel paragrafo precedente non corrispondono ad alcun caso di reale applicazione del torsigrafo, ma sono a noi servite unicamente per introdurre il concetto di « frequenza naturale » di cui faremo uso nel seguito.

lare ω ; l'equazione generale del moto prende allora la forma:

$$5) - M \ddot{\vartheta}_e + R \dot{\vartheta}_e + K \vartheta_e = \omega^2 M \vartheta_1 \cos \omega t$$

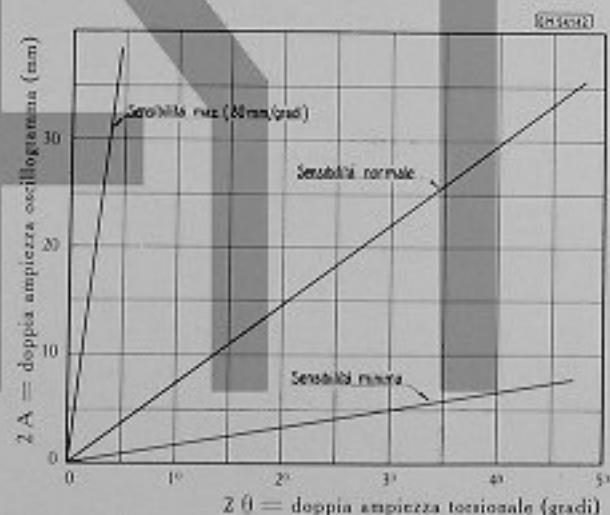


Fig. 16 - Caratteristica sperimentale del torsigrafo eccitato da vibrazioni di frequenza costante e ampiezza variabile.

La soluzione di questa equazione consiste di:

— un termine dipendente dalle condizioni iniziali del sistema che svanisce più o meno rapidamente con il trascorrere del tempo (transitorio di inserzione);

— un termine dipendente unicamente dalla funzione di eccitazione $\theta_1 \cos \omega t$ e che rappresenta il fenomeno delle vibrazioni forzate a regime.

Sostituendo la 7) nella 6) e trascurando il fattore $e^{j\omega t}$, comune a tutti i termini, si ottiene:

$$-\omega^2 M \theta_2 + j\omega R \theta_2 + K \theta_2 = \omega^2 M \theta_1$$

che, risolta rispetto a θ_2 , dà:

$$\theta_2 = \frac{\omega^2 M}{-\omega^2 M + K + j\omega R} \theta_1$$

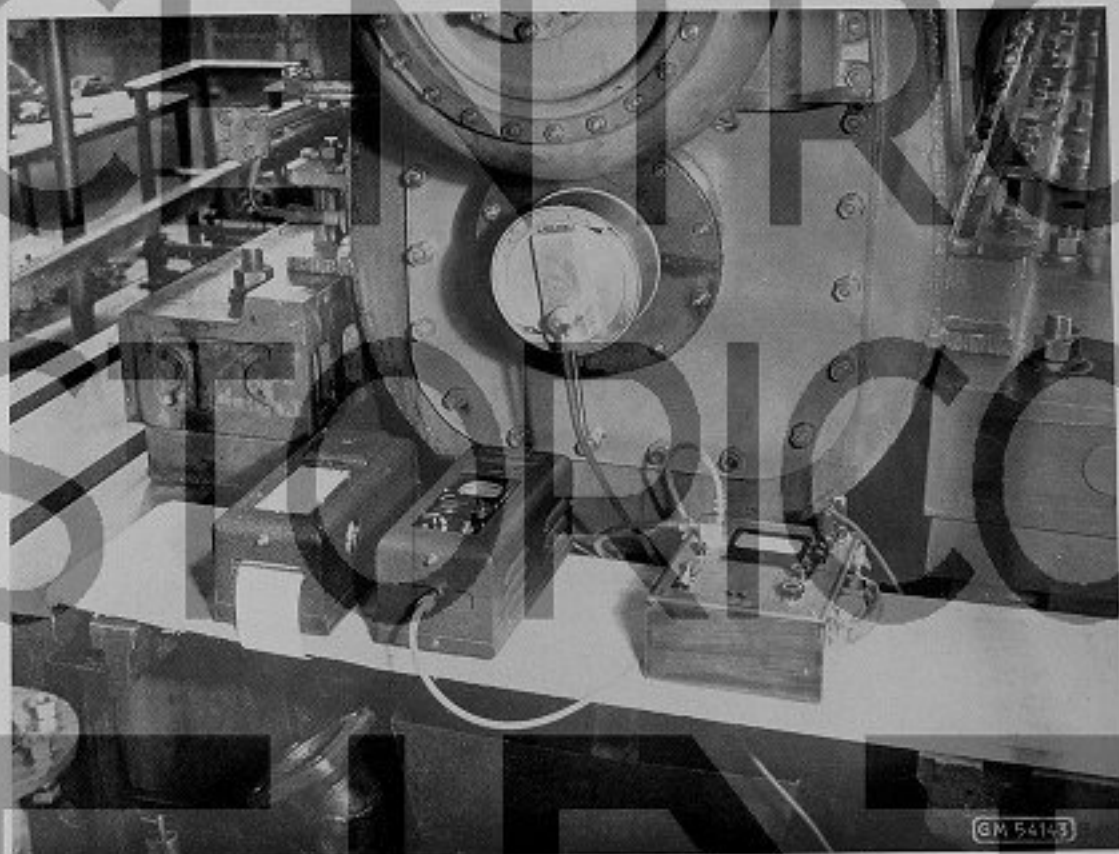


Fig. 17 - Torsiógrafo Fiat T 3 in funzionamento su un gruppo Diesel-Alternatore da 600 KW.

Poiché, nel caso nostro, abbiamo interesse soltanto a chiarire il comportamento del torsiógrafo eccitato costantemente dalla stessa vibrazione, trascureremo nel seguito il termine transitorio.

Valendoci pertanto delle regole del calcolo simbolico, sostituiamo alla 5) la seguente equazione:

$$6) - M \ddot{\theta}_2 + R \dot{\theta}_2 + K \theta_2 = \omega^2 M \theta_1 e^{j\omega t}$$

la cui soluzione, complessa, è del tipo:

$$7) - \theta_2(t) = \theta_2 e^{j\omega t}$$

e possiede la caratteristica di avere la parte reale che è soluzione della 5).

Ponendo in questa:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{M}} = \text{frequenza naturale delle oscillazioni libere}$$

$$\xi = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{\text{frequenza eccitante}}{\text{frequenza naturale}}$$

$$\beta = \frac{R}{2 \sqrt{KM}} = \text{coefficiente di smorzamento}$$

si ottiene:

$$8) - \theta_2 = \frac{\xi^2}{(1 - \xi^2) + j 2 \beta \xi} \theta_1$$

Tale è la soluzione, in termini simbolici, della 5), da cui scartando la parte immaginaria e prendendo in considerazione la sola parte reale si ottiene:

$$9) - \vartheta_1(t) = \frac{\xi^2}{(1 - \xi^2)^2 + 4\beta^2\xi^2} \cdot \left[(1 - \xi^2) \cos \omega t + 2\beta\xi \sin \omega t \right] \theta_1$$

che rappresenta appunto la soluzione, in termini reali, della equazione 5) e del nostro problema.

Se in luogo della 9) si desidera pervenire ad una soluzione del tipo:

$$\vartheta_2(t) = \theta_2 \cos(\omega t + \varphi)$$

equivalente alla prima sotto tutti gli aspetti, ma sotto forma di funzione coseno, dello stesso tipo cioè della funzione eccitante $\vartheta_1(t)$, si giunge a dimostrare che:

$$10) - \theta_2 = \frac{\xi^2}{\sqrt{(1 - \xi^2)^2 + 4\beta^2\xi^2}} \theta_1$$

$$\varphi = \arctan \frac{2\beta\xi}{1 - \xi^2}$$

La proprietà di queste due grandezze, che sono rispettivamente l'ampiezza del moto relativo della massa rispetto al perno e la sua fase, sono state illustrate precedentemente nella descrizione del principio di funzionamento del torsigrafo e sono rappresentate nei diagrammi delle figure 3 e 4.

APPENDICE B

Analisi della rete a doppio T di Scott.

a) Equazioni generali della rete.

La rete a doppio T, che generalmente viene rappresentata come in fig. 20 a, può essere convenientemente tracciata anche come in fig. 20 b, perchè diventa allora assai più agevole impostarne l'analisi seguendo le leggi di Kirchhoff.

La normale applicazione di queste leggi porta al seguente sistema di equazioni:

$$I_1 = I_2 + I_3 = I_4 + I_5$$

$$I_4 = I_2 - I_3 = I_5 - I_1$$

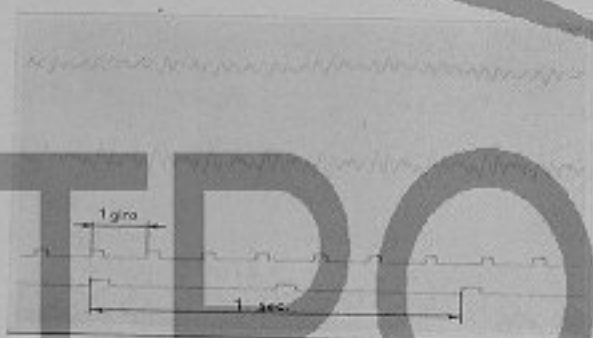
$$1) - V_1 = I_2 R_2 + I_3 X_3$$

$$V_1 = I_1 X_1 + I_5 R_5$$

$$I_1 X_2 = I_2 R_2 + I_3 X_3 + I_5 R_5$$

$$\text{in cui si è posto: } X_h = -\frac{j}{2\pi f C_h}$$

Si possono risolvere queste equazioni in termini di corrente e determinare quindi la caratteristica di trasmissione della rete.



5414

Fig. 18 - Esempio di oscillogrammi torsionali ottenuti con l'apparecchiatura di Fig. 17.

Sopra - Ampiezza della vibrazione torsionale rilevata con torsigrafo T 3.
Sotto - Sollecitazione a torsione dell'albero motore rilevata con posto di 4 estensimetri (incollati a 45°).

sione della rete $A = \frac{V_1}{V_2}$ dove V_1 è la tensione di ingresso e V_2 la tensione di uscita data da:

$$2) - V_2 = X_1 I_1 - R_2 I_2 = R_3 I_3 - X_2 I_5$$



52125

Fig. 19 - Apparecchiatura di registrazione Fiat OMBI - RoB1.

Questa apparecchiatura è completamente indipendente da ogni sorgente di energia esterna ed è provvista anche di un sistema interno di taratura.

Sviluppando il calcolo nel modo sopraindicato si giunge alla seguente espressione:

$$3) - A = \frac{V_2}{V_1} = \frac{R_1 R_2 R_3 + X_1 X_2 R_3 + X_1 X_2 R_3 + X_1 X_2 X_3 + R_1 R_2 X_3 + R_1 R_3 X_2}{(X_1 + R_1)(X_2 + R_2)(X_3 + R_3) + X_1 R_2 (R_3 + X_3) + R_1 X_2 (R_3 + X_3)}$$

b) Condizioni di equilibrio.

Tenendo presente la definizione data per X_3 ($X_3 = -\frac{j}{2\pi f C_3}$) si può concludere che l'espressione 3) è una frazione complessa il cui denominatore è sempre diverso da zero e da infinito per qualunque valore della frequenza f (dato che R_1 e C_3 sono sempre positivi e diversi da zero) e pertanto la condizione necessaria e sufficiente, affinché la trasmissione A si annulli,

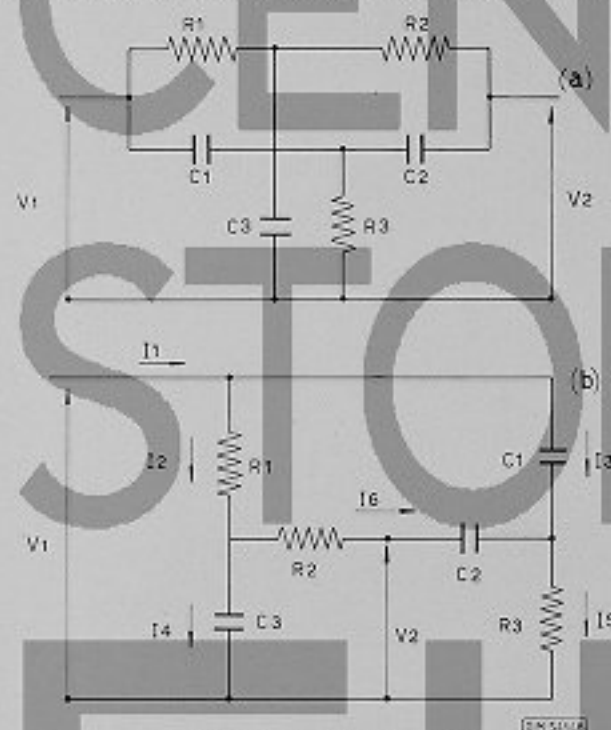


Fig. 20 - Rete a doppio T di Scott.

a) Come viene generalmente rappresentata.
b) Ridotta per l'analisi.

è che si annullino contemporaneamente sia la parte reale che la parte immaginaria del numeratore della 3).

Ciò porta alle due seguenti condizioni di equilibrio:

$$4) - \begin{aligned} R_1 R_2 + X_1 (X_2 + X_3) &= 0 \\ X_1 X_2 + R_1 (R_2 + R_3) &= 0 \end{aligned}$$

che possono essere convenientemente ridotte e scritte nella forma seguente:

$$5) - \frac{R_2 R_3}{R_1 (R_2 + R_3)} = \frac{X_2 (X_1 + X_3)}{X_1 X_2} = \frac{C_1 + C_2}{C_3} = K$$

$$f_0 = \frac{1}{2\pi \sqrt{C_1 C_2 (R_2 + R_3) R_1}}$$

La prima della 5), che è indipendente dalla frequenza,

costituisce la base su cui si può pensare di costruire una rete che ad una certa frequenza arbitraria, abbia funzione di trasmissione nulla.

La seconda delle 5) stabilisce invece la frequenza alla quale tale annullamento si verificherà.

c) Caratteristiche di trasmissione.

Le equazioni sopradette di equilibrio impongono soltanto due condizioni sul totale dei 6 parametri indipendenti che costituisce la rete.

Nel definire pertanto una rete in equilibrio ad una determinata frequenza si dispone ancora di una quadruplicata libertà di scelta sui singoli elementi. Senza voler trattare qui a fondo la questione, imporremo le seguenti due nuove condizioni che ci permetteranno di semplificare gli sviluppi successivi del calcolo:

$$K = 1 \quad ; \quad \frac{R_2}{R_1} = \frac{C_1}{C_2} = n$$

Introducendo queste nella 3) e nella 5) si ottiene: per le caratteristiche di trasmissione:

$$6) - A = \frac{n^2 (R_1^2 + R_1^2 X_1 + R_1 X_1^2 + X_1^2)}{n^2 (R_1^2 + R_1^2 X_1 + R_1 X_1^2 + X_1^2) + 2n(1+n)(R_1^2 X_1 + R_1 X_1^2)}$$

e per le condizioni di equilibrio:

$$7) - \frac{R_2}{R_1} = \frac{X_2}{X_1} = \frac{C_1}{C_2} = \frac{n}{n+1}$$

$$f_0 = \frac{1}{2\pi R_1 C_2} = \frac{1}{2\pi R_2 C_2} = \frac{1}{2\pi R_3 C_2}$$

Quando si sia costituita una rete che soddisfi alle condizioni 7) che abbia cioè una frequenza di equilibrio di valore f_0 , si può dalla 6) ricavare:

$$8) A = \frac{n^2 (\chi^2 - \chi) + j n^2 (1 - \chi^2)}{[n^2 \chi^3 - (3n^2 + 2n)\chi] + j [n^2 - (3n^2 + 2n)\chi^2]}$$

dove si è posto: $\chi = \frac{f}{f_0} = \frac{\text{frequenza ingresso}}{\text{frequenza equilibrio}}$

Questa è l'espressione complessa della caratteristica di trasmissione della rete il cui modulo $|A|$ e la cui fase $\angle A$ risultano infine date da:

$$9) - |A| = \frac{1 - \chi^2}{\sqrt{1 + 2\left(1 + \frac{4}{n} + \frac{2}{n^2}\right)\chi^2 + \chi^4}}$$

$$\angle A = \arctan 2 \frac{n+1}{n} \frac{\chi}{\chi^2 - 1}$$

e sono rappresentate nei diagrammi delle fig. 9 e 10 per diversi valori del parametro n .

Dott. Ing. GIORGIO ANTONUCCI.

CONSIDERAZIONI SULLE CALDERINE A GAS DI SCARICO DEI MOTORI DIESEL

PREMESSA

Il motore a combustione interna, a ciclo Diesel, è notoriamente un motore a rendimento nettamente superiore rispetto agli altri motori termici. È tuttavia noto che, dell'energia termica generata nella combustione, soltanto una parte e cioè circa il 40%, viene ad essere trasformata in energia meccanica disponibile alla flangia dell'albero motore. Il rimanente 60% viene in parte disperso nel raffreddamento degli organi del motore (circa il 30%) ed in parte (circa il 30%) si disperde allo scarico.

Sin dalle origini dei motori a combustione interna vi furono tentativi di sfruttamento integrale dell'energia dispersa. A tale scopo vari studiosi, tra i quali ricordiamo Stirling, idearono complessi cicli termodinamici che però non ottennero in pratica i risultati sperati. Ciò non esclude evidentemente che, in un prossimo futuro, il problema dello sfruttamento integrale del calore del ciclo termodinamico possa essere ripreso con esito migliore.

Se fermiamo ora brevemente la nostra attenzione su quali possono essere le forme di recupero del calore disperso, vediamo che esse sono:

- l'impiego diretto dell'acqua calda che si ottiene nel processo di raffreddamento degli organi del motore;
- lo sfruttamento dell'energia dei gas di scarico.

Più in particolare, nel secondo caso si può sfruttare l'energia di pressione dei gas di scarico facendoli espandere in una turbina a cui viene affidato il compito della sovralimentazione del motore, oppure utilizzare l'energia termica di questi gas in appositi scambiatori di calore per la produzione di acqua calda o di vapore a bassa pressione.

La prima applicazione, ossia quella dell'impiego dell'acqua calda generata dal raffreddamento degli organi del motore, viene soltanto seguita in casi eccezionali, quando vi sia necessità di acqua a temperatura non molto elevata.

Per quanto riguarda invece la seconda applicazione, molti progressi si sono ottenuti sia nel campo delle applicazioni per la sovralimentazione (turbine a gas di scarico), sia nel campo della costruzione degli scambiatori di calore (calderine) e quindi innumerevoli sono state le realizzazioni pratiche, anche con processi di utilizzazione misti (turbine a gas di scarico e calderine).

Qui di seguito ci fermeremo in particolare sulle applicazioni delle calderine a gas di scarico.

L'impiego del calore recuperato per la produzione di acqua calda e vapore a bassa pressione è di particolare importanza nelle applicazioni navali dei motori Diesel.

Come si sa, nelle navi il fabbisogno di acqua calda e di vapore a bassa pressione è notevole ed assorbe una sensibile quantità di combustibile sia per usi igienici e generali (acqua di lavanda, riscaldamento, cucina, ecc.), sia per l'azionamento dei macchinari ausiliari (preriscaldatori della nafta, pompe, turbodinamo, salpaancora, timoneria, ecc.).

Risparmiare questa massa di combustibile è una economia che incide in modo cospicuo sulle spese di esercizio della nave ed è quindi particolarmente considerata dagli Armatori.

Come accenneremo più diffusamente nella trattazione in dettaglio dell'argomento, si potrà vedere che, ad esempio, su di una normale nave passeggeri, con apparati di propulsione su due motori Diesel per complessivi 14.000 CV circa e dove il consumo di combustibile giornaliero si può aggirare sulle 50 - 52 t di nafta, con il calore recuperato dai gas di scarico si può ottenere una quantità di vapore per produrre la quale sarebbero necessarie circa 10 t giornaliere di nafta.

Con ciò non è detto che tutto il fabbisogno di vapore e di acqua calda necessario possa essere coperto in tutti i periodi dell'esercizio della nave dal solo recupero dei gas.

Infatti nei periodi di avviamento e di manovra, oppure per esigenze improvvise del bordo, la produzione di vapore deve saltuariamente essere affidata anche a sorgenti esterne al motore poiché il volume dei gas di scarico in questi periodi o non è ancora o non è più sufficiente per soddisfare al fabbisogno.

Durante la normale navigazione però, quando cioè i motori mantengono il loro regime di funzionamento, possiamo dire che, di norma, il fabbisogno di produzione di vapore può essere completamente soddisfatto utilizzando il calore dei gas di scarico.

Ormai esistono centinaia di navi che funzionano con calderine a gas di scarico dei più svariati tipi.

Ciò prova il particolare interesse suscitato da questo sistema di recupero sia negli Armatori che negli studiosi e tecnici delle diverse case costruttrici.

Di queste applicazioni e dei diversi tipi di calderine parleremo nei paragrafi seguenti in modo da fornire un panorama generale di questo problema ed idee che, speriamo, siano esaurienti e possano rendere sufficientemente edotto il lettore circa la realizzazione del recupero in questione.

1) Calcolo della quantità di vapore ottenibile dai gas di scarico dei motori Diesel a mezzo di apposite calderine.

È noto che la quantità di calore sfruttabile dai gas di scarico dipende essenzialmente dalla portata ponderale dei gas combusti e dalla temperatura degli stessi all'entrata e all'uscita della calderina di recupero.

Portata e temperatura di entrata in caldaia, due fattori questi strettamente legati al tipo di motore.

Attualmente si costruiscono motori a 2 tempi e a 4 tempi, sovralimentati e non sovralimentati, a nafta o a gas naturale; tutti questi tipi hanno un comportamento diverso l'uno dall'altro, per cui la quantità di vapore ottenibile dal recupero in questione è altrettanto diversa da caso a caso.

A titolo di esempio si nota subito che dal confronto fra un motore normale a 2 tempi a lavaggio trasversale ed un motore a 4 tempi, le portate di aria e le temperature dei gas di scarico danno generalmente luogo ad una maggiore produzione specifica (Kg/Cv.h) di vapore a favore del motore a 4 tempi.

In un motore a 2 tempi la portata dell'aria aspirata è 1,5 ÷ 1,8 volte quella aspirata dal motore a 4 tempi, ma le temperature dei gas di scarico di quest'ultimo sono tali da dare luogo a più forti salti di temperatura, fra l'entrata e l'uscita della calderina, per cui, a conti fatti, con il motore a 4 tempi e con calderine di tipo normale, si ottiene una produzione specifica di vapore di circa il 40 % superiore a quella relativa al motore a 2 tempi (nota 1).

Tenendo conto di queste considerazioni daremo qualche cenno circa le formule che permettono di calcolare la quantità di vapore ottenibile in base alla portata dei gas di scarico e al salto termico che essi subiscono fra l'entrata e l'uscita della calderina.

La portata ponderale dei gas combusti G_{tot} è data dalla somma della portata dell'aria introdotta nel motore e della portata del combustibile iniettato nella camera di combustione.

Chiamando con G_a la portata dell'aria introdotta nel motore e con G_c la quantità di combustibile introdotta nell'unità di tempo, avremo:

$$G_{tot} = G_a + G_c \quad (1)$$

Nota 1. - Questa percentuale diventa tanto più piccola ($\rightarrow 15\%$) quanto più efficiente è la caldaia e cioè quanto più esso riesce ad abbassare la temperatura dei gas all'uscita della stessa.

La portata ponderale G_a dell'aria introdotta nel motore è data dalla seguente formula:

$$G_a = \frac{2 \cdot N \cdot Cilat \cdot \lambda \cdot \gamma}{z \cdot 60} \text{ Kg/sec} \quad (2)$$

ove:

N è il numero dei giri al minuto primo del motore;

$Cilat$ è la cilindrata totale del motore, in m^3 ;

λ è il rapporto ponderale, a parità di condizioni ambientali, tra la quantità di aria per giro introdotta nel motore e la quantità di aria corrispondente alla cilindrata totale dello stesso;

γ è il peso specifico dell'aria introdotta, in Kg/m^3 ;

z è il numero dei tempi del motore.

Sapendo che la cilindrata totale è uguale a:

$$Cilat = \frac{P_a \cdot 225 \cdot z}{pme \cdot N \cdot 1000} m^3$$

ove:

P_a è la potenza, in cavalli asse;

pme è la pressione media effettiva, in Kg/cm^2 ;

la (2) si trasformerà nella seguente formula:

$$G_a = \frac{P_a \cdot \lambda \cdot \gamma}{pme} \cdot 0,0075 \text{ Kg/sec} \quad (3)$$

A questa portata G_a occorre aggiungere, come abbiamo detto sopra, la portata della nafta bruciata, la quale è pari a:

$$G_c = \frac{P_a \cdot C_{sp}}{3600} \text{ Kg/sec} \quad (4)$$

ove:

C_{sp} è il consumo specifico del combustibile in $Kg/Cv.h$.

In definitiva la portata totale dei gas combusti sarà allora, in base alle (1), (3) e (4):

$$G_{tot} = 0,0075 \cdot P_a \cdot \frac{\lambda \cdot \gamma}{pme} + \frac{P_a \cdot C_{sp}}{3600} \text{ Kg/sec} \quad (5)$$

Poiché la quantità di calore totale disponibile nei gas di scarico per effetto della variazione di $1^\circ C$ della temperatura è:

$$Q = G_{tot} \cdot c_s \text{ Cal/sec } ^\circ C$$

ove:

c_s è il calore specifico dei gas di scarico in $Cal/^\circ C \cdot Kg$.

la quantità di calore disponibile nei gas di scarico per effetto del salto termico Δt che subiscono gli stessi fra l'entrata e l'uscita della calderina è uguale a:

$$Q_{tot} = G_{tot} \cdot c_s \cdot \Delta t \text{ Cal/sec}$$

D'altra parte le calorie richieste per la produzione del vapore dipendono dalla pressione del vapore saturo secco, dalla temperatura dell'acqua di alimento e dal rendimento della caldaia.

È noto che per produrre un Kg di vapore alla pressione p_v , con acqua di alimento alla temperatura t , occorre un certo numero δ di calorie, determinabile a mezzo delle solite tabelle del vapore saturo.

Chiamando con η_c il rendimento termico della caldaia, risulta che il numero di calorie per Kg di vapore è dato da:

$$Q_v = \frac{\delta}{\eta_c} \text{ Cal/Kg}$$

ne deriva che il peso di vapore ottenibile dai gas di scarico nell'unità di tempo è dato dalla seguente formula:

$$G_v = \frac{Q_{tot}}{Q_v} = \frac{G_{tot} \cdot c_s \cdot \Delta t \cdot \eta_c}{\delta} \text{ Kg/sec} \quad (6)$$

In conclusione e con riferimento alla produzione specifica di vapore (Kg/Cv.h) possiamo adottare la seguente formula:

$$G_v^* = \frac{\Delta t \cdot \eta_c \cdot c_s}{\delta} \left(27 \frac{\lambda \cdot \gamma}{p_{me}} + C_{sp} \right) \quad (7)$$

in cui viene confermato che la produzione di vapore (ad una certa p_v) dipende essenzialmente dai fattori λ e Δt che sono indici della portata dei gas di scarico e della loro temperatura all'ingresso e all'uscita della calderina.

2) Alcune applicazioni della formula (7) del precedente paragrafo sulla base di alcuni dati medi di esercizio dei motori Diesel.

Allo scopo di dare un'idea sommaria delle quantità di vapore che si possono ottenere dai motori Diesel normali, riportiamo alcuni calcoli che si basano su dati medi relativi ad un motore a 2 tempi a lavaggio trasversale e ad un motore a 4 tempi.

I dati che abbiamo assunto per i due tipi di motori in esame sono i seguenti:

	Mot. a 2T	Mot. a 4T
— temperatura gas di scarico all'entrata della calderina in °C t_{sc}	290	410
— rapporto aria aspirata/cilindrata totale motore . . λ	1,38	0,80
— calore specifico gas di scarico in calorie per Kg . . c_s	0,25	0,26

— peso specifico aria aspirata a 15 °C e 760 mm di Hg in Kg/m ³ γ	1,225	1,225
— pressione media effettiva in Kg/cm ² p_{me}	4,85	5,2
— consumo specifico di combustibile in Kg/Cv.h . . . C_{sp}	0,160	0,160
— potere calorifico superiore del combustibile in Cal/Kg . . P_{cs}	10600	10600

I dati che abbiamo assunto a proposito delle calderine sono i seguenti:

— pressione di vapore p_v	7	Kg/cm ²
— temperatur. acqua alimento:		
a) senza economizzatore t	15 ÷ 60	°C
b) con economizzatore t	100 ÷ 160	°C
— salto di temperatura fra il vapore ed i gas di scarico all'uscita della calderina (nota 2) Δt^*	50	°C
— rendimento termico della caldaia η_c	0,94	

Ciò precisato, risulta dalla (5) del paragrafo precedente che la portata specifica media dei gas combusti è: (vedi fig. 1).

Mot. a 2T Mot. a 4T

$$G_{tot} = 27 \cdot \frac{\lambda \cdot \gamma}{p_{me}} + C_{sp} = \text{Kg/Cv.h} \quad 9,56 \quad 5,25$$

Nota 2. - A proposito del salto termico Δt^* , fra i gas combusti all'uscita della calderina e il vapore d'acqua, conviene tenere presente che esso è un fattore che influenza sensibilmente (specie nei motori a 2 tempi) la produzione di vapore, in quanto limita la temperatura cui possono essere raffreddati i gas combusti all'uscita della calderina.

Parlare di valori da poter scegliere a questo proposito non è abbastanza semplice, perché essi dipendono dal compromesso di tanti fattori in gioco.

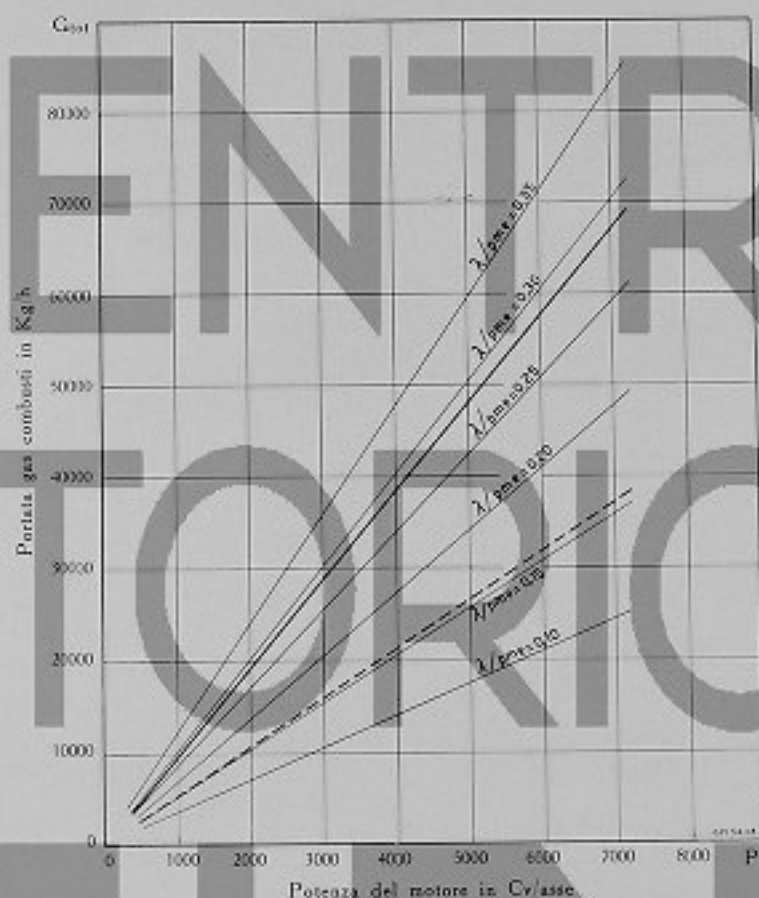
Il poter ridurre al minimo il valore del Δt^* porterebbe certamente ad un valore superiore della produzione di vapore, ma è anche certo che ciò porterebbe ad aumentare la superficie riscaldata a valori tali da non rendere più economica la costruzione dell'impianto.

Il valore di cui in media (per p_v a ca. 7 Kg/cm²) si tiene conto, nei calcoli relativi alle calderine a gas di scarico, si aggira intorno ai 50 °C, valore questo che in alcuni tipi di caldaie può scendere anche a 40 ÷ 30 °C.

Piuttosto che adottare dei valori ancora più bassi di quelli sopra riportati, conviene, per ottenere ancora un aumento della produzione del vapore, adoperare un economizzatore, il quale, sfruttando a temperature più basse il calore dei gas uscenti dalla calderina, a mezzo dell'acqua di alimento, permette un maggiore guadagno pari al 20 ÷ 25 % della produzione normale di vapore.

Con i dati medi assunti per il vapore ($p_v = 7 \text{ Kg/cm}^2$ - $t_v = 164^\circ\text{C}$) e per il salto termico Δt^* tra vapore e gas all'uscita della caldaia ($\Delta t^* = 50^\circ\text{C}$) risulta che il salto termico Δt che subiscono i gas tra l'entrata e l'uscita della caldaia è:

	Mot. a 2 T	Mot. a 4 T
per $t = 15 \div 60^\circ\text{C}$	$G_v^* = K_g C_v h \quad 0,264 \div 0,284$	$0,388 \div 0,417$
per $t = 100 \div 160^\circ\text{C}$	$G_v^* = K_g C_v h \quad 0,304 \div 0,342$	$0,447 \div 0,500$



- = Motori a 2 T a lavaggio trasversale $\lambda/pme = 0,285$ (a pieno carico)
 = Motori a 4 T non sovralimentati $\lambda/pme = 0,154$ (a pieno carico)

$$G_{tot} = P_a \cdot (27 \frac{\lambda}{pme} \gamma + C_{sp}) \text{ portata gas combusti in Kg/h}$$

$$\lambda = \frac{\text{aria aspirata}}{\text{cilindrata totale}} \quad (\text{rapp. ponderale})$$

$$\gamma = 1,225 \text{ (peso spec. aria a } 15^\circ \text{ e } 760^\circ \text{ mm. Hg) Kg/m}^3$$

$$C_{sp} = \text{cons. specif. di combustibile (Kg/Cv.h)}$$

Fig. 1 - Diagramma della portata dei gas di scarico in base ad un consumo specifico medio di combustibile di 160 gr/Cv.h.

$$\Delta t = t_{sc} - (t_v + \Delta t^*) =$$

$$76^\circ \quad 196^\circ$$

in definitiva applicando la (7) avremo alle diverse temperature dell'acqua di alimento le seguenti produzioni di vapore (vedi figg. 2-19-20).

In base a questi valori possiamo dire che la produzione media normale di vapore (ad una p_v di 7 Kg/cm^2) per Cv.h e per calderine di tipo normale senza economizzatore, è all'incirca $0,275 \text{ Kg/Cv.h}$ per motori normali a 2 tempi e di $0,40 \text{ Kg/Cv.h}$ per motori normali a 4 tempi.

Per calderine, provviste di economizzatore, che funzionano con un salto termico Δt^* più basso di quello

rispettivamente per motori a 2 tempi e a 4 tempi (vedi fig. 3).

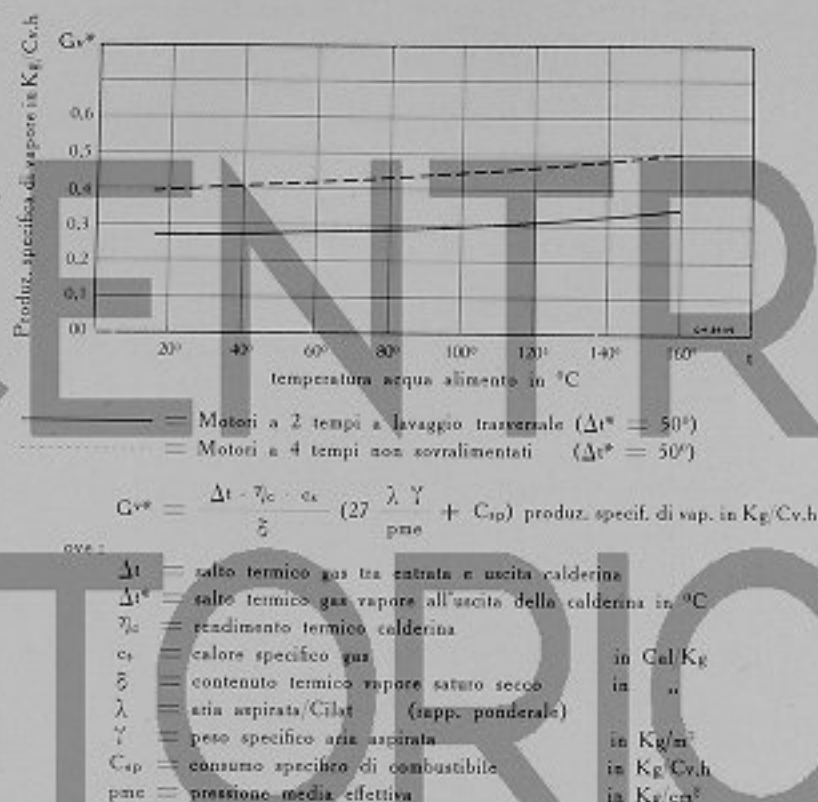


Fig. 2 - Diagramma della produzione specifica di vapore, per due tipi di motore, al variare della temperatura dell'acqua di alimento e per dati medi di esercizio del motore e della calderina (vedi figg. 15-16).

assunto per i nostri precedenti calcoli, la produzione di vapore può raggiungere valori intorno ai 0,42 e 0,53 Kg/Cv.h

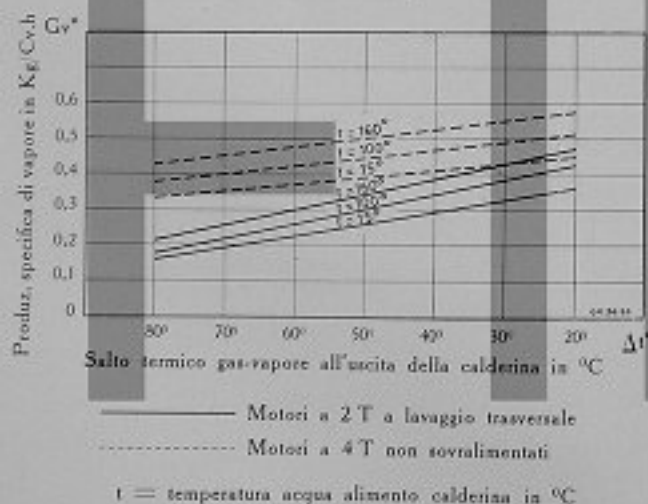


Fig. 3 - Diagramma della produzione specifica media di vapore (a 7 Kg/cm²) in funzione del salto termico Δt^* tra il gas ed il vapore all'uscita della calderina.

Ad ogni modo, prendendo come esempio i valori medi normali che abbiamo citato, si può osservare facilmente che se gli stessi valori di produzione specifica di vapore si fossero voluti ottenere non utilizzando l'energia contenuta nei gas di scarico, ma usando delle calderine a fiamma diretta, avremmo dovuto bruciare una maggiore quantità di nafta (ammesso un rendimento termico delle calderine a fiamma diretta pari a 0,7) pari a circa 23 grammi e 34 grammi, rispettivamente per motori a 2 tempi e motori a 4 tempi, per ogni Cv.h sviluppato dai motori principali.

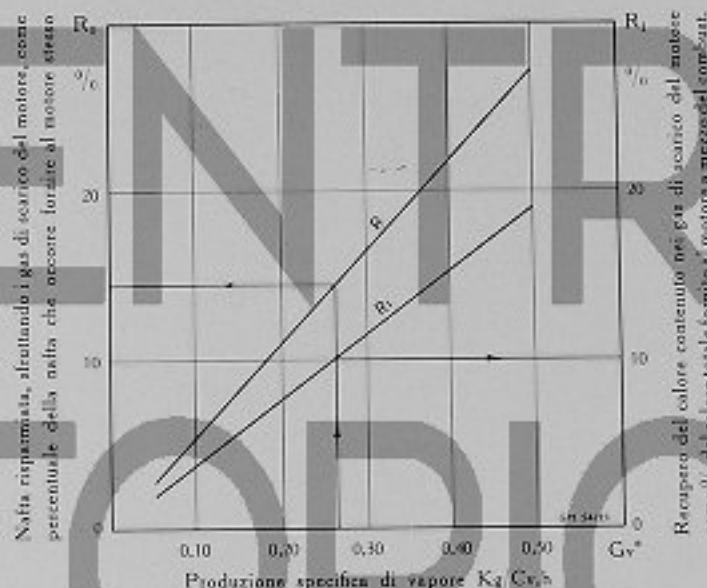
Ciò significa che, fatto il confronto fra due impianti, comprendenti ciascuno un apparato motore e un apparato di produzione di vapore, di cui uno sfrutta i gas di scarico e l'altro non, a parità di condizioni di funzionamento dei due impianti, il risparmio di nafta che si ottiene con il primo tipo di impianto è di ca. il 12,5 % (23/183) per motori a 2 tempi e di ca. il 17,5 % (34/194) per motori a 4 tempi.

Se si tiene presente che questi rappresentano soltanto dei valori medi, ci si rende conto come per impianti eseguiti con una certa cura si possa salire a valori superiori, specialmente nel caso dei motori a 2 tempi, con sensibili risparmi del combustibile, (ved. fig. 4-5).

dipendono proprio dall'accoppiamento della stessa ad un motore a combustione interna.

Queste condizioni tendono ai seguenti scopi:

a) creare una contropressione piccola allo scarico dei motori Diesel;



Esempio:

Assumiamo: $Gv^* = 0,264 \text{ Kg/Cv.h}$ per $t = 15^\circ\text{C}$

Calore fornito al vapore: $Q = Gv^* \cdot \bar{z} = 0,264 \cdot 645,9 = 170,5 \text{ Cal}$

Combustibile che occorrerebbe bruciare nella caldaia a fiamma diretta:

$$C = \frac{Q \cdot \eta_t}{P_{es}} = \frac{170,5 \cdot 0,7}{10600} = 235 \text{ Cv.h}$$

$$\text{Risparmio nafta } R = \frac{C \cdot 100}{C_{sp}} = \frac{23100}{160} = 14,4 \%$$

$$\text{Recupero calore } R_l = \frac{Q}{P_t \cdot C_{sp}} = \frac{170,5}{10600 \cdot 160} = 10 \%$$

dove:

t = temperatura acqua alim.

$\bar{z}$ = calore fornito ad 1 Kg di vapore saturo secco a 7 Kg/cm^2

P_{es} = potere calorifico superiore comb. = 10600 Cal/Kg

η_t = Rendim. termico calderine a fiamma diretta = $0,7$

C_{sp} = consumo specifico combustibile vapore = 160 g/Cv.h

Fig. 4 - Diagramma del risparmio di nafta che si può ottenere non adottando calderine a fiamma diretta, nell'ipotesi che il rendimento di queste sia pari a $0,7$ e che la pressione del vapore sia pari a 7 Kg/cm^2 .

3) Considerazioni su alcuni sistemi di recupero a mezzo di calderine a gas di scarico.

Una calderina di recupero del calore contenuto nei gas di scarico deve soddisfare, oltre che ai requisiti di un qualsiasi generatore di vapore, a certe condizioni che

b) funzionare eventualmente anche prive di acqua, nel caso si voglia rinunciare al by-pass dei gas di scarico;

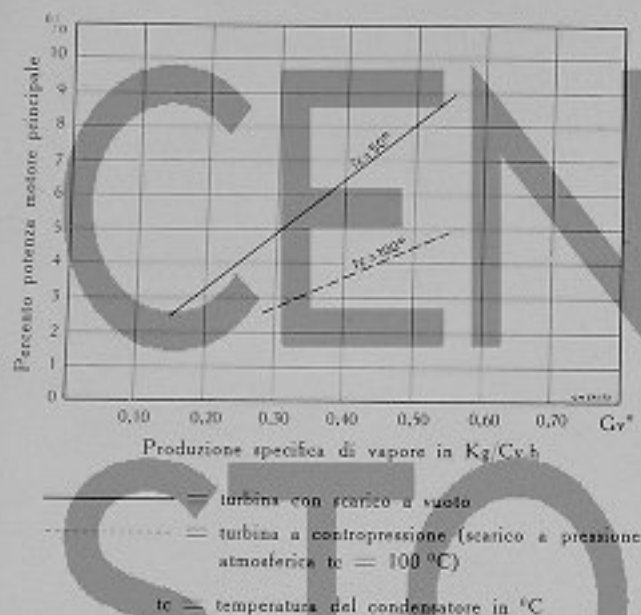
c) funzionare da efficace silenziatore.

Dobbiamo però aggiungere ancora a quanto abbiamo detto che, data la particolare ubicazione delle calderine

nei tipi di impianti in questione, le ragioni di ingombro, di peso e di facile manutenzione diventano di particolare importanza.

Come nel caso generale anche nel caso delle calde-

In questo tipo di caldaia la circolazione naturale dell'acqua viene sostituita da quella forzata a mezzo di una pompa centrifuga, che costituisce quindi uno degli elementi più importanti della calderina.



Abbiamo assunto un consumo di vapore pari a 6,2 Kg/Cv.h e a 11,5 Kg/Cv.h, rispettivamente per turbina con scarico a vuoto e a contro-pressione.

Fig. 5 - Diagramma dell'aumento di potenza ottenibile sfruttando i gas di scarico a mezzo di una calderina a vapore e di una turbodinamo.

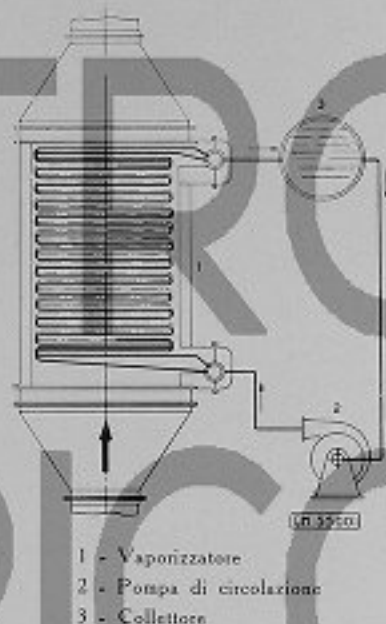


Fig. 6 - Calderina a gas di scarico tipo La Mont con piastra tubiere verticali.

L'alta velocità di circolazione dell'acqua in caldaia permette, oltre ai vantaggi dovuti ad una migliore distri-

zione a gas di scarico esistono diverse realizzazioni, tutte variazioni dell'unico tema che, naturalmente, è quello della più adatta trasmissione di calore dei gas combusti all'acqua di alimento immessa nella caldaia.

Anche in questo campo esistono quindi caldaie a tubi di fumo e a tubi di acqua, come pure esistono caldaie con circolazione naturale o forzata dell'acqua.

Non è nostro scopo quello di eseguire una approfondita analisi di tutti i sistemi attualmente escogitati dalle numerose Case costruttrici, per mettere in luce i vantaggi dell'uno a confronto con quelli degli altri.

Di alcuni di questi sistemi però daremo una breve descrizione a puro titolo di esempio di pratica applicazione.

Un esempio di calderina a tubi d'acqua e a circolazione forzata ci viene dato dalla « La Mont International Association - London » di cui le figg. 6-7-8 rappresentano due diversi tipi di recente costruzione.

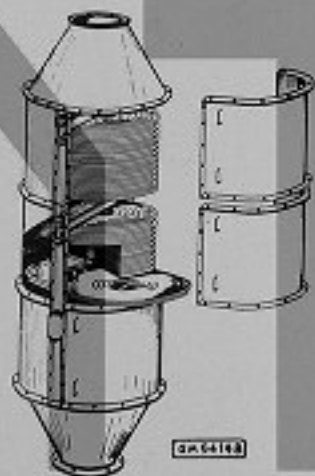


Fig. 7 - Calderina a gas di scarico tipo La Mont con tubi a spirale e con piastra tubiere orizzontali.

buzione dell'acqua nei fasci tubieri del vaporizzatore ed alla mancata formazione di incrostazioni, l'impiego di tubi

di piccolo diametro e quindi di superfici di riscaldamento relativamente grandi a parità di ingombro.

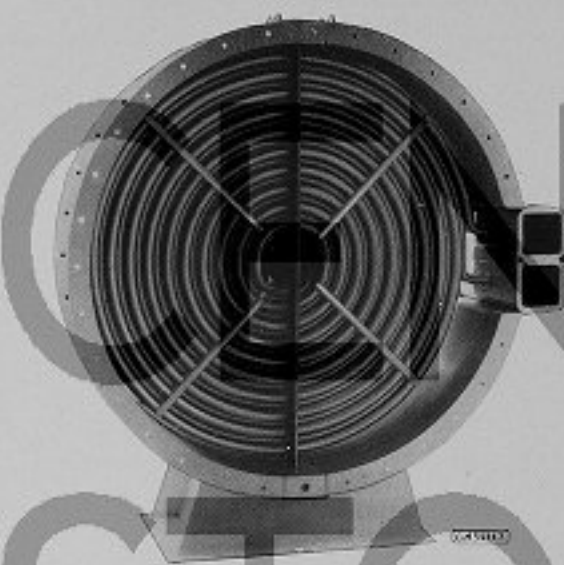


Fig. 8 - Calderina a gas di scarico tipo La Mont con tubi a spirale.

Facendo riferimento alla fig. 6, diamo un cenno sul funzionamento della calderina La Mont.

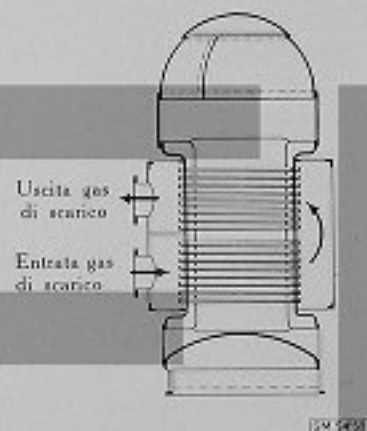


Fig. 9 - Calderina Cochran a gas di scarico.

Tale calderina è composta da tre organi principali: il vaporizzatore, il collettore principale del vapore, la pompa di circolazione.

L'acqua di alimento, immessa nel collettore principale dall'apposita pompa, viene aspirata dalla pompa di circolazione ed inviata nei fasci tubieri del vaporizzatore ove

in parte vaporizza, creando così in essi una miscela di acqua e vapore. Questa miscela viene poi inviata nel collettore principale ove il vapore viene separato dal-

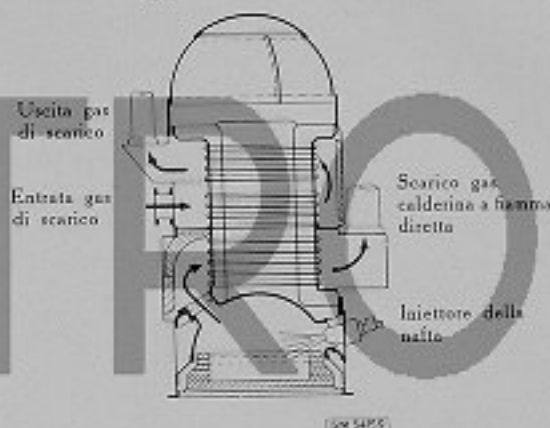


Fig. 10 - Calderina composita Cochran a gas di scarico e a fiamma diretta.

l'acqua ed inviato ai vari utenti dell'impianto ausiliario di vapore.



Fig. 11 - Caldala Cochran composita.

Nelle calderine del tipo La Mont è possibile la esclusione dei vari fasci tubieri del vaporizzatore, in relazione alla produzione di vapore richiesta dai vari utenti. Questo

è un particolare importante perchè è strettamente legato alla condizione di cui al punto b) e cioè alla pos-

fiamma diretta di diverso tipo. Ciò permette di utilizzare la caldaia a fiamma diretta quale collettore di vapore,

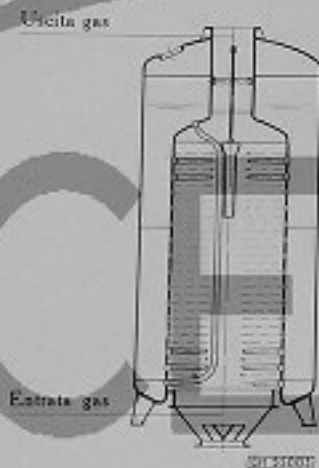


Fig. 12 - Caldaia Clarkson a gas di scarico.

sibilità di funzionamento a secco della caldaia stessa. Vogliamo ancora ricordare, sempre parlando delle cal-



Fig. 13 - Caldaia Clarkson - particolare del corpo centrale.

quando è sufficiente la produzione delle calderine e di poter intervenire immediatamente in aiuto di quelle o addirittura in loro sostituzione, caso quest'ultimo che si verifica generalmente allorché i motori principali sono fermi.

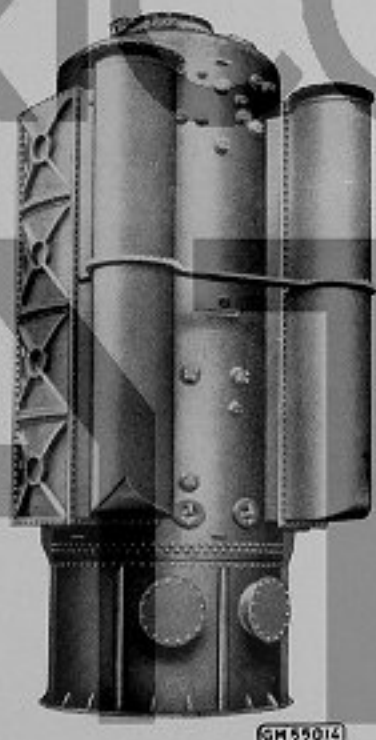
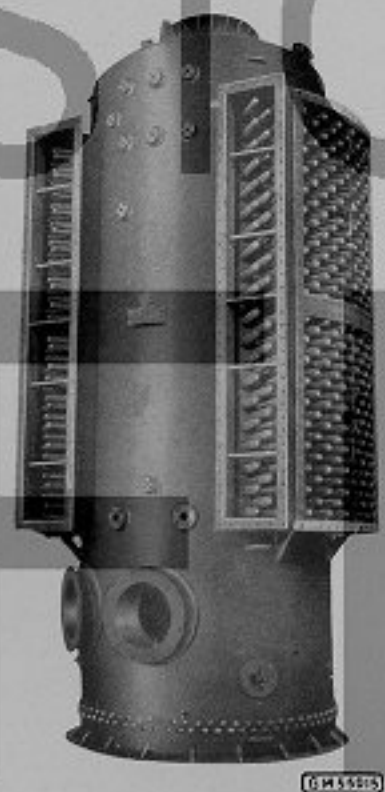


Fig. 14 - Caldaia Clarkson composta a gas di scarico e a fiamma diretta.

derine La Mont, che non è raro il caso in cui il collettore del vapore venga sostituito da una caldaia a

Un esempio di calderina a tubi di fumo e a circolazione naturale dell'acqua è fornito dalla «Cochran & Co. -

Annan » di cui in fig. 9 riportiamo il disegno schematico.

La particolare disposizione dei tubi di fumo della caldaia Cochran, che qualunque sia la forma (nota 3) degli stessi, permette una facile ed accurata pulizia, contribuisce a realizzare in esercizio degli elevati rendimenti di caldaia.

A proposito di tale tipo di caldaia è opportuno ricordare che in relazione alla eventuale necessità di dover

Un esempio di caldaia a circolazione d'acqua naturale ed a tubi d'acqua ci viene fornito dalla « Clarkson Thimble Tube Boiler Co. Ltd. » London », di cui in figg. 12-13 e in fig. 14 riportiamo rispettivamente uno dei tipi a solo gas di scarico e uno dei tipi compositi a gas di scarico e a fiamma diretta.

Vi è subito da precisare che la denominazione « a tubi d'acqua » adoperata per questo tipo di caldaia non è abbastanza esatta, perchè non corrisponde all'esatto

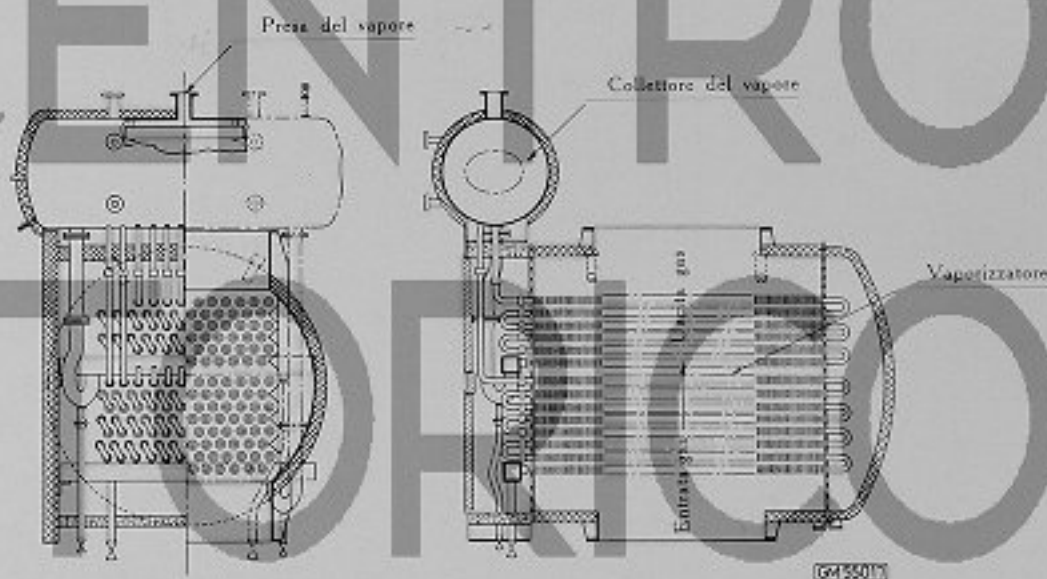


Fig. 15 - Calderina Foster Wheeler a gas di scarico.

produrre del vapore anche a fiamma diretta, essa può essere costruita anche nel tipo composito (vedi figg. 10-11) il che permette il considerevole vantaggio di avere un unico corpo compatto che possa funzionare alternativamente o contemporaneamente a gas di scarico e a fiamma diretta.

Nota 3. - Circa la forma dei tubi di fumo delle caldaie Cochran ricordiamo che essi possano essere del tipo diritto o "Sinfuso", e cioè ondulato.

Quest'ultimo tipo è stato costruito in base al fatto che nei tubi diritti le linee di corrente del gas sono parallele in tutta la sezione trasversale del tubo, con la conseguenza che non tutte le molecole del gas riescono a venire a contatto con le pareti del tubo, alle quali possono quindi cedere solo piccola parte del calore in esse contenute.

Nei tubi ondulati invece, le molecole del gas combusti sono costrette ripetutamente a venire a contatto con le pareti realizzando così una più alta trasmissione di calore.

significato che generalmente si associa a questa definizione.

In questo caso i tubi d'acqua sono dei tubi ciechi a forma di ditale, da una parte in comunicazione con l'acqua contenuta nel corpo della caldaia e dall'altra a contatto con i gas caldi.

Tale disposizione comporta, oltre che un aumento notevole della superficie di riscaldamento, anche una circolazione dei gas di scarico più adatta a favorire una buona trasmissione del calore.

Da tenere ancora in considerazione che la frequenza degli urti che subiscono i gas è tale da evitare formazione di depositi e da dare luogo ad un forte effetto silenziale.

Gli esempi che abbiamo citato sono relativi solo ad alcuni tipi di caldaie e se non fosse per ragioni di brevità, potremmo ancora parlare di altre interessanti realizzazioni dovute a Case costruttrici come la « Foster

Wheeler Corporation - New York » (di cui in figg. 15-16 riportiamo disegno e fotografia di un recente tipo di caldaia a gas di scarico), la « Spencer-Bonecourt Ltd. - London », ecc.



Fig. 16 - Calderina Foster Wheeler a gas di scarico.

4) Descrizione di un moderno impianto per produzione ausiliaria di vapore a mezzo di calderine a gas di scarico.

Uno dei più moderni impianti di recupero a mezzo di calderine a gas di scarico è quello che è stato realizzato a bordo della motonave « Anna C. » della Compagnia Armatrice « Giacomo Costa fu Andrea ». Di questo impianto noi tratteremo nel corso di questo paragrafo illustrandone le principali caratteristiche.

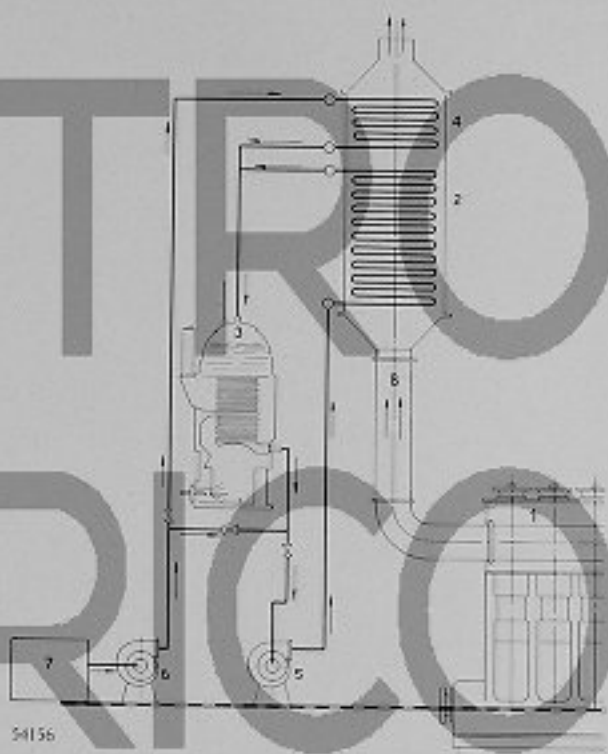
La motonave « Anna C. » è una bella nave da passeggeri che attualmente viaggia sulla linea Genova-Buenos Aires. Dotata di due motori Diesel-Fiat della potenza di circa 14.000 Cv a 120 giri/l', essa raggiunge durante la traversata oceanica una velocità di oltre 18 nodi.

I motori sono del tipo 759 Fiat (9 cilindri - 750 mm di diametro - 1320 mm di corsa) a 2 tempi a semplice effetto. Ciascuno di questi motori è provvisto di una calderina a gas di scarico tipo La Mont costruita dalla Società Anonima G.E.F.I.A. di Genova. Il vapore prodotto da queste calderine viene utilizzato per il riscaldamento degli ambienti, per le cucine, per la lavanderia e per l'azionamento di una turbodinamo.

Tale impianto di produzione ausiliario di vapore è

representato schematicamente in fig. 17 mentre la fig. 18 rappresenta quale è la effettiva sistemazione di esso a bordo della motonave in questione.

In questo impianto le calderine La Mont non hanno



- | | |
|------------------------------|---------------------------|
| 1 - Motore Diesel Fiat 759 | 5 - Pompa di circolazione |
| 2 - Caldaia a gas di scarico | 6 - Pompa alimento |
| 3 - Caldaia Cochran | 7 - Pozzo caldo |
| 4 - Economizzatore | 8 - Condotto di scarico |

Fig. 17 - Impianto calderine a gas di scarico a bordo della motonave « Anna Costa ».

un apposito collettore di vapore, perchè esso è sostituito da un'unica caldaia Cochran a fiamma diretta collegata alla prima a mezzo di apposite tubazioni.

Questa particolare sistemazione risponde alle funzioni cui abbiamo fatto cenno nel precedente paragrafo e cioè essa permette che la caldaia Cochran funzioni da collettore o da produttore di vapore, a seconda che le calderine a gas di scarico sono in funzionamento o meno.

Entrando in maggiori dettagli è da notare anzitutto che l'acqua di alimento delle calderine, proveniente dal pozzo caldo, può essere inviata al collettore e cioè alla caldaia Cochran, dopo di aver attraversato o l'economizzatore o il vaporizzatore.

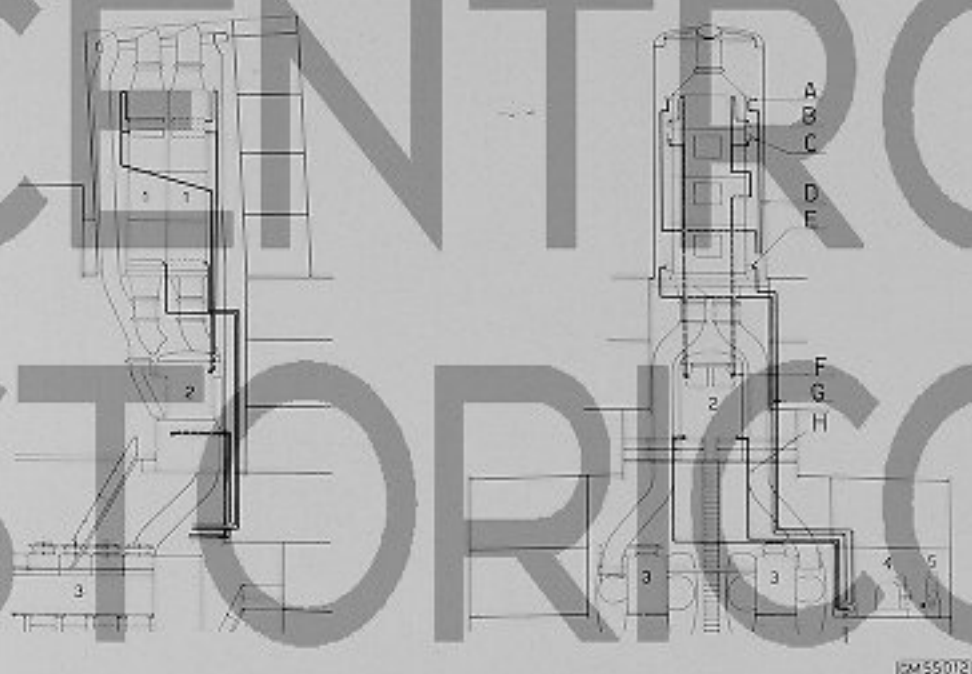
L'acqua di alimento, una volta entrata nel collettore del vapore entra a far parte del circuito della calderine

La Mont e viene, dalla relativa pompa di circolazione, inviata nei vaporizzatori della calderina stessa evaporando parzialmente. Il miscuglio di acqua e vapore che si viene a formare nelle tubazioni del vaporizzatore della caldaia La Mont viene, per effetto sempre della circolazione forzata, inviato nel collettore ove il vapore, separandosi dall'acqua, viene prelevato per essere inviato a sua volta

si tiene presente che la richiesta effettiva di vapore si aggira pressappoco sui 2700 Kg/h.

Infatti i 2700 Kg/h di vapore, a 7 Kg/cm² di pressione, sono sufficienti non solo a soddisfare tutti i servizi generali di bordo ma anche ad azionare una turbodinaamo da 300 Kw.

Con l'impianto di recupero in esame la calderina



1 - Calderine a gas di scarico (Gefa - La Mont) 4 - Turbo-dinamo da 300 Kw
2 - Caldaia ausiliaria (Cochran) 5 - Pompa acqua condensa
3 - Motori principali (Fiat 759)

A Entrata economizzatore
B Uscita economizzatore
C Uscita calderina
D Dalle pompa alimento

E Entrata calderina
F Entrata vapore caldaia Cochran
G Dalle pompe di circolazione
H Alla pompa di circolazione

Fig. 10 - Sistemazione delle calderine a gas di scarico a bordo della Min. "Anna Costa".

ai vari utenti. L'impianto in esame è stato fornito per le seguenti prestazioni del motore:

- portata normale dei gas combusti: $G_{\text{tot}} = 60000 \text{ Kg/h}$
- temperatura gas entrata in caldaia: $T_{\text{sc}} = 280^\circ\text{C}$

Con tali prestazioni le calderine sono capaci di produrre ciascuna circa 2650 Kg/h di vapore alla pressione di 7 Kg/cm². Questa produzione di vapore equivale ad una produzione specifica di circa 0,375 Kg/Cv.h, valore questo che dimostra l'alta possibilità di recupero delle calderine a gas di scarico, con un risparmio giornaliero di nafta che si aggirerebbe intorno alle 10 t se fosse utilizzato tutto il vapore (ca. 5200 Kg/h) di cui è capace l'impianto di recupero in discussione.

In realtà tale produzione di vapore è esuberante se

ausiliaria a fiamma diretta viene accesa solo quando i motori principali si trovano in condizioni di manovra o sono fermi, realizzando così un effettivo risparmio di nafta che può essere valutato intorno alle 5 t al giorno.

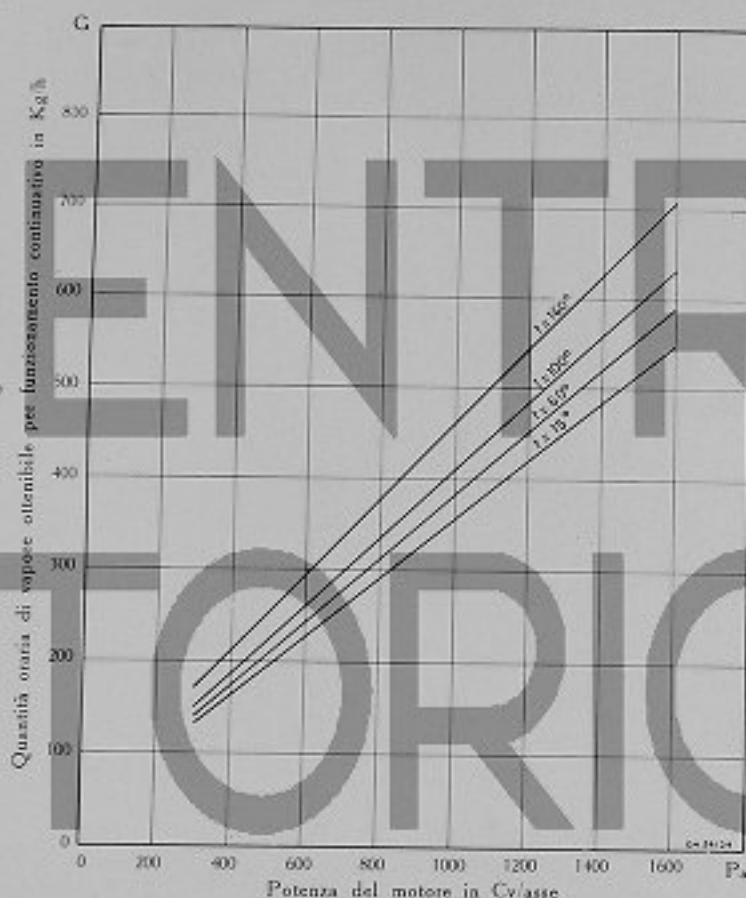
5) Conclusione.

A conclusione di quanto è stato detto nei precedenti paragrafi, possiamo dire che il recupero dell'energia contenuta nei gas di scarico di un motore Diesel, a mezzo di apposite calderine a vapore, è uno dei provvedimenti che contribuiscono decisamente alla migliore utilizzazione dell'energia termica spesa.

La non indifferente produzione di vapore, (figg. 19-20) ottenibile con questo sistema di recupero, accoppiata alla

tranquillità di funzionamento, è testimoniata dagli innumerevoli impianti navali del genere funzionanti con piena

role, un risparmio di tonnellate di nafta al giorno che, come abbiamo precedentemente detto, può raggiungere



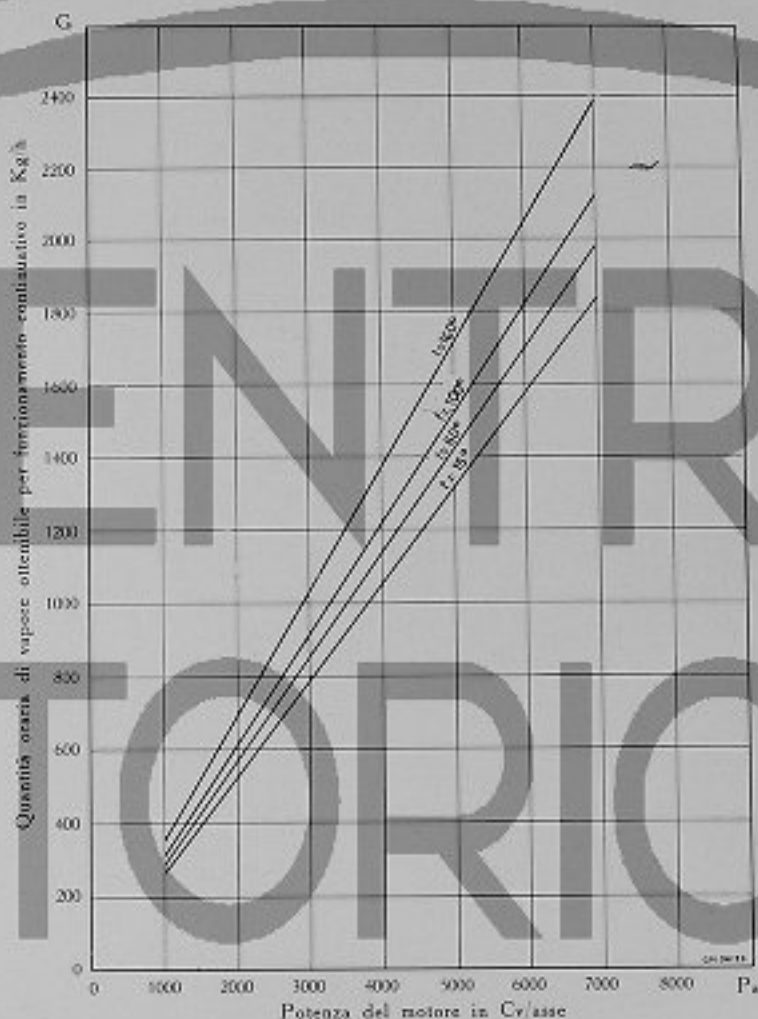
Dati medi di esercizio con i quali è stato disegnato il grafico:

P_{vap}	= 7	Kg/cm ²	(pressione vapore)
t_{vap}	= 164	°C	(temperatura vapore)
η_c	= 0,94		(rendim. term. caldaie)
t	= 15°-60°-100°-160°		(temperatura acqua alim. caldaie)
Δt^*	= 50	°C	(salto termico gas-vapore all'uscita caldaie)
t_{sc}	= 410	°C	(temperat. gas di scarico all'entrata caldaie)
$p_{m.e.}$	= 5,2	Kg/cm ²	
λ	= 0,80		(rendim. volumetr.)
C_{10}	= 0,16	Kg/Cv.h	(consumo specif. combust.)
c_s	= 0,26	Cal/Kg	(calore specifico gas)
γ	= 1,225	Kg/m ³	(peso specifico aria)
$t_{amb.}$	= 15	°C	(temp. amb.)
G	= $\frac{\Delta t \cdot \eta_c \cdot c_s \cdot P_b}{\bar{\phi}} \cdot (27 \frac{\lambda \cdot \gamma}{p_{m.e.}} + C_{10})$		= prod. di vap. in Kg/h
Δt	= $t_{sc} - (t_v + \Delta t^*)$	= 196°	(salto termico gas) °C
$\bar{\phi}$	= contenuto termico del vapore		in Cal/Kg

Fig. 19 - Diagramma della produzione oraria di vapore calcolata in base a dati medi di esercizio per motori a 4 tempi non sovralimentati.

soddisfazione degli Armatori e del personale di bordo. Una buona produzione di vapore significa, in altre pa-

e in alcuni casi superare il 20 % della nafta consumata per l'azionamento dei motori principali dell'impianto.



Dati medi di esercizio con i quali è stato disegnato il grafico:

$P_{vap} = 7$	Kg/cm^2	(pressione vapore)
$t_{vap} = 164$	$^{\circ}C$	(temperat. vapore)
$t = 15^{\circ} - 60^{\circ} - 100^{\circ} - 160^{\circ}$		(temp. acqua alimento calderina)
$\gamma_c = 0,94$		(rendim. term. calderina)
$\Delta t^* = 50$	$^{\circ}C$	(salto termico gas vapore all'uscita calderina)
$t_{ac} = 290$	$^{\circ}C$	(temperatura gas all'entrata calderina)
$p_{me} = 4,85$	Kg/cm^2	
$\lambda = 1,38$		(rapporto di lavaggio)
$C_{sp} = 0,16$	Kg/HPh	(consumo specifico motore)
$c_g = 0,25$	Cal/Kg	(calore specifico gas)
$t_{amb} = 15$	$^{\circ}C$	(temp. ambiente)
$\gamma = 1,225$	Kg/m^3	(peso specifico aria ambiente)
$G = \frac{\Delta t \cdot \gamma_c \cdot c_g \cdot P_k}{\delta}$		(27) $\frac{\lambda \cdot \gamma}{p_{me}} + C_{sp} = \text{Prod. di vapore in Kg/h}$
$\Delta t = t_{ac} - (t_v + \Delta t^*) = 76^{\circ}$		(salto termico gas) in $^{\circ}C$
$\delta = \text{contenuto termico del vapore}$		in Cal/Kg

Fig. 20 - Diagramma della produzione oraria di vapore calcolata in base a dati medi di esercizio per motori a 2 tempi a lavaggio trasversale.

Tenendo presente che questi vantaggi nascono soltanto dal felice accoppiamento del motore Diesel alle calderine a vapore, è naturale che essi vadano opportunamente

valutati, specialmente nel caso in cui si debba decidere della scelta dell'apparato motore più conveniente per un determinato impianto sia terrestre che navale.

Dott. Ing. GIORGIO CILIBERTO.



NOTIZIARIO

DA BERLINO

La nostra Licenziataria per la Germania, la Spettabile Borsig A. G. di Berlino, non trascura alcuna possibilità per mettere in giusto rilievo i motori di nostro progetto sul mercato tedesco.

In alto presentiamo una veduta generale dello « Stand Borsig » alla Mostra dell'Industria di Berlino, svoltasi nell'Ottobre 1954.

In esso campeggia il modello in scala 1:1, in legno, di un motore del nostro tipo 757 da 5500 Cv.

Qui di fianco riportiamo uno scorcio fotografico del piccolo, elegante locale ricavato nell'interno del finto motore.

Gli Amici della Borsig hanno ben scelto presentando questo motore come simbolo dei motori di nostra costruzione.

Ricordiamo infatti che di motori di questo tipo (Ø 750 mm corsa 1320 mm) funzionanti a nafta da caldaia, ne sono attual-



mente già in servizio 28 dei quali 10 a 10 cilindri (costruiti dai nostri Licenziatari C.R.D.A. per le Minn «Victoria», «Asia», «Africa», «Europa» e per le Micc «Aldemine» e «Contemaggiore»); 12 a 9 cilindri (di costruzione nostra, installati sulla Minn «Anna C» e sulle Micc «Valere», «Tenacia», «Coraggio», «Italmotor», «Marilen» ed «A. Fassio»); 6 a 7 cilindri (di nostra costruzione, per le Micc «Ignazio» e «Francesco Bibolini» e per la Mlc «Taormina»).

Sono inoltre attualmente in costruzione: nel nostro Stabilimento, 12 motori a 7 cilindri ed 1 a 6 cilindri; presso i nostri Licenziatari, 2 motori a 9 cilindri (Borsigi) e 2 a 7 cilindri (Ansaldo).

In tal modo, entro i primi mesi del 1956, saranno in funzione 45 motori di questo tipo, per un totale di ben 372 cilindri e corrispondente potenza di oltre 290.000 Cv.



Centrale Diesel-Elettrica "Evita", (Chivilcoy) - Plastico generale.

DALL' ARGENTINA

Sono stati iniziati a Chivilcoy i lavori per la costruzione della grande Centrale Diesel-elettrica Regionale «Evita».

In alto riportiamo la fotografia del plastico generale della Centrale, esposto nel Municipio della Città di Chivilcoy.

Questa grande Centrale era prevista, originariamente, per una potenza complessiva di 25.000 kW. Tale potenza si sarebbe dovuta ottenere con l'installazione di 8 gruppi motoalternatori, dei quali 4 da sistemare subito e 4 da sistemare in un successivo ampliamento della Centrale.

In seguito a necessità contingenti la Direction d'Electricidad y Mecanica del Ministerio de Obras Publicas di Buenos Aires (D.E.M.B.A.) stabilì di realizzare subito questa Centrale su 7 gruppi motoalternatori invece che su 8, per una potenza complessiva di circa 22.000 kW utilizzando i primi 4 gruppi già destinati alla Centrale stessa e 3 gruppi originariamente destinati ad una Centrale da costruirsi nella Città di Junin.

I motori Diesel dei 7 gruppi motoalternatori che costituiscono la Centrale «Evita», sono del tipo Fiat 687.E a due tempi, semplice effetto, con testa a croce; 7 cilindri di $\varnothing$ 680 mm e corsa 1200 mm; pompa dell'aria di lavaggio direttamente comandata dall'albero motore.

Quattro motori sono di costruzione Fiat; tre sono stati costruiti, su licenza, dall'Ansaldo Meccanico di Genova Sampierdarena.

La potenza di ciascun motore è di 4550 Cv, sviluppata ad una velocità di 136,5 giri/l' dell'albero motore.

I gruppi sono in grado di funzionare con sicurezza impiegando anche nafte pesanti da caldaia.

A fianco riportiamo due fotografie che rappresentano una fase dei lavori di costruzione della Centrale.

In particolare la fotografia più in basso mostra un complesso di armature pronte per il getto di uno dei grandi blocchi di fondazione dei gruppi.



Centrale Diesel-Elettrica "Evita", (Chivilcoy)
Una fase dei lavori.



Centrale Diesel-Elettrica "Evita", (Chivilcoy)
Armature pronte per il getto di un blocco di fondazione.



CENTRO STORICO FIAT



Mostra dell'Industria - Berlino - Ottobre 1954 - Stand della BORSIG A. G. - licenziataria per la costruzione dei motori in Germania.