

BOLLETTINO TECNICO

**FIAT STABILIMENTO  
GRANDI MOTORI**

N. 2

ANNO 1951

**CENTRO  
STORICO**



SL.832

M/c "Maria Grazia Pellegrino", di 1.800 tonn. d. w. fornita di apparato motore della potenza di 1.200 HP.

# CENTRO

Metodo delle curve di sintonia (tuning curves) applicato  
allo studio delle frequenze naturali di vibrazione torsio-  
nale - dott. ing. Luciano Trabucco

Pag. 1

Il nuovo motore Fiat tipo « 520 » senza testa a croce  
dott. ing. Antonio Gregoretti

16

# STORICO

Protezione delle superfici ferrose contro la corrosione  
dott. Erica Antinori

21

Grafici per il calcolo delle eliche marine - dott. ing.  
Salvatore Giuffrida

26

E' arrivata la petroliera - Fotocronaca dell'approdo a Calata  
Canzio della « Splendor » - Em. G.

29

# FIAT

# BOLLETTINO TECNICO

## FIAT STABILIMENTO GRANDI MOTORI

TORINO (ITALIA)

VIA CUNEO 20

N. 1

Anno 1951

### Metodo delle curve di sintonia (tuning curves) applicato allo studio delle frequenze naturali di vibrazione torsionale

Il calcolo delle condizioni torsionali di un sistema rotante azionato da una motrice alternativa, ha compiuto negli ultimi anni un progresso molto notevole sotto la spinta dell'interesse pratico che tali fenomeni di vibrazioni torsionali rivestono sia nel campo delle applicazioni navali, sia nei gruppi motogeneratori.

Dai sistemi elementari di calcolo basati su ipotesi semplificative, in uso venti anni or sono, si è gradatamente passati a sistemi più complessi, nei quali si è cercato di tener conto, in modo sempre più approssimato, delle reali condizioni in cui lavora il sistema elastico considerato.

Le ricerche teoriche hanno ultimamente avuto anche il sostanziale appoggio delle misure ottenibili con le moderne apparecchiature elettroniche, mediante le quali si sono potuti eseguire i rilievi delle deformazioni e delle sollecitazioni, gettando nuova luce e definendo nuovi elementi per una più precisa conoscenza dei complessi in atto.

E' quindi oggi possibile eseguire calcoli preventivi molto accurati non solo in quei casi semplici per i quali sono in pratica accettabili ipotesi semplificative correntemente ammesse, ma anche quando la distribuzione e l'entità delle masse in gioco rendono senz'altro incerti i risultati ottenuti partendo da ipotesi semplificative.

Qui di seguito daremo alcuni cenni su uno dei moderni sistemi da noi seguito nei calcoli di questo genere: esso è quello delle curve di sintonia (tuning curves), già da altri adottato particolarmente nello

studio torsionale dei motori alternativi per propulsione aerea.

Tale metodo, mentre dà risultati di notevole esattezza, ha il grande vantaggio di essere semplice nella applicazione e facile nella esecuzione. Dopo aver esposti i principi teorici su cui il metodo stesso è basato, daremo un esempio di applicazione, riportando lo studio delle frequenze naturali di vibrazione di un apparato motore navale di grande potenza di recente consegnato.

Il lettore che trovasse l'argomento degno di studio più completo potrà trovare nelle opere citate nella bibliografia una guida per approfondire i principi teorici del metodo.

#### Considerazioni teoriche.

1) GENERALITÀ. — Ogni sistema meccanico eccitato possiede la capacità di vibrare naturalmente secondo determinate frequenze, le quali sono definite dalle caratteristiche di massa e di elasticità del sistema oscillante stesso.

E' noto che, se nel sistema oscillante non fossero presenti cause smorzanti, il sistema si manterebbe in oscillazione armonica, di frequenza ben determinata e costante, per un tempo infinito, quando esso fosse stato eccitato dall'esterno da un determinato e temporaneo impulso. La presenza di cause smorzanti nell'interno del sistema, fa sì che il sistema stesso, così eccitato, oscilli secondo una legge armonica smorzata di tipo esponenziale.

Qualora l'eccitazione, anziché temporanea, sia persistente, si stabilisce nel sistema un regime di vibrazione forzata, di ampiezza funzione della frequenza e dell'intensità delle azioni eccitanti.

Se tale frequenza coincidesse con la frequenza naturale del sistema, in assenza di cause smorzanti, l'ampiezza di oscillazione diventerebbe infinita, mentre, in presenza di cause smorzanti, potrebbe raggiungere valori molto grandi e quindi pericolosi.

La determinazione teorica delle frequenze naturali di vibrazione può essere agevolmente eseguita quando si riduca il sistema oscillante, in genere molto complesso, ad un sistema semplice equivalente, costituito da masse e da tronchi elastici. In particolare, nel caso di vibrazioni di torsione, la ricerca delle frequenze naturali di vibrazione si riduce ad un elementare calcolo tabulare (tavola di Holzer) quando il sistema oscillante preso in considerazione, sia ridotto ad un sistema elastico semplice, equivalente al sistema considerato a tutti gli effetti torsionali e costituito da masse rotanti concentrate in particolari punti e separate da tronchi elastici puri, privi cioè di massa.

La determinazione della frequenza naturale di un sistema elastico, dopo le operazioni di riduzione sopra ricordate, è, dal lato teorico, estremamente semplice poiché la condizione a cui le equazioni del moto, applicate al sistema, devono soddisfare, si riduce ad una semplice equazione di equilibrio di momenti, dettata dalla considerazione che il sistema elastico, in regime di vibrazione naturale, è soggetto unicamente ai momenti dovuti all'inerzia delle proprie masse, sottoposte alle accelerazioni del moto vibratorio. Pertanto, per l'equilibrio, in ogni istante deve essere nulla la somma dei momenti dovuti all'inerzia delle varie masse in vibrazione.

Esprimendo in equazione quanto detto precedentemente, per l'equilibrio dovrà essere:

$$\sum_{i=1}^n J_i \omega_i^2 \theta_i = 0 \quad (I)$$

ove:  $n$  — numero delle masse rotanti

$J_i$  — momento d'inerzia della massa rotante  $i^{th}$

$\theta_i$  — ampiezza della vibrazione libera in corrispondenza della massa  $i^{th}$

$\omega_c = \frac{2\pi f_c}{60}$  — pulsazione della vibrazione naturale

$f_c$  — frequenza della vibrazione naturale

Con il calcolo tabulare si giunge alla determinazione di  $f_c$ , per mezzo di tentativi, ossia calcolando il valore della  $\Sigma$  espressa nel 1° membro della (I) per vari valori di  $\omega^2$  sino ad ottenerne l'annullamento. I valori di  $f_c$  per i quali tale condizione è verificata, corrispondono alle frequenze naturali del sistema.

Fermiamo ora la nostra attenzione sulla struttura della equazione (I) esprimendo i termini che compongono la  $\Sigma$  del primo membro, scrivendo cioè l'equazione:

$$J_1 \theta_1 \omega^2 + J_2 \theta_2 \omega^2 + J_3 \theta_3 \omega^2 + \dots + J_{n-1} \theta_{n-1} \omega^2 + J_n \theta_n \omega^2 = 0 \quad (II)$$

Ciascuno dei termini del 1° membro della (II) rappresenta il momento agente in corrispondenza di ciascuna massa per effetto delle masse in rotazione e dei tronchi elastici che le collegano.

Se teniamo presente che gli angoli di torsione  $\theta$  sono espressi dalla relazione:

$$\theta_i = \theta_{i-1} - \frac{\sum_{i=1}^{i-1} J_i \omega^2}{C_{i-1}}$$

ove  $C_{i-1}$  — costante di rigidità del tronco elastico compreso tra le masse  $(i-1)^{th}$  ed  $i^{th}$

possiamo osservare che l'equazione (II) può essere soddisfatta:

a) da un ben determinato gruppo di valori di  $\omega^2$ , se tutti i momenti d'inerzia  $J_i$  delle varie masse in rotazione e tutte le costanti  $C_i$  di rigidità dei tronchi che le collegano sono noti e fissi. In tal caso i valori delle frequenze che corrispondono a tali valori di  $\omega^2$  sono, come già si vide, le frequenze naturali di vibrazioni del sistema.

b) da un opportuno valore di un elemento o di massa ( $J_i$ ) o di rigidità ( $C_i$ ) per ciascun valore prefissato della frequenza di vibrazione cioè di  $\omega^2$ .

Il metodo delle « curve di sintonia » è l'applicazione dei principi derivanti dalle possibilità offerte dal punto b) e, più esattamente, dalla possibilità di soddisfare la (II), per ogni valore prefissato di  $\omega^2$ , con un opportuno valore del momento d'inerzia di una delle masse rotanti del sistema, ossia di « accordare », mediante un opportuno valore del momento d'inerzia di una delle masse, la frequenza naturale del sistema su di un determinato valore della frequenza di vibrazione forzata.

Il valore del momento d'inerzia di una certa massa rotante  $i^m$ , che, per un dato valore  $f_0$ , della frequenza di vibrazione forzata, renda soddisfatta la (II), lo chiameremo « momento d'inerzia di sintonia » del sistema elastico in corrispondenza della massa  $i^m$ , o « massa sintonizzante », per la frequenza  $f_0$ .

Per semplicità di calcolo sceglieremo come « massa sintonizzante » una massa fittizia posta ad una delle estremità dell'albero motore.

In tal modo, per ogni valore della frequenza di vibrazione forzata, potremo calcolare un ben determinato valore del momento d'inerzia di una massa di estremità per il quale il nostro sistema elastico assume tale frequenza come frequenza naturale.

Il valore del momento d'inerzia di sintonia della massa di estremità si ricava facilmente dalla (II) ed è espresso dalla equazione :

$$J_m = \frac{\sum_{i=1}^{i=m-1} J_i \cdot \theta_i}{\theta_m \cdot \omega^2} \quad (III)$$

La « curva di sintonia » di un sistema elastico è la rappresentazione grafica della funzione  $J_s = \lambda(f)$ , espressa dalla equazione (III), in coordinate ( $f = \frac{\omega}{2\pi}$ ;  $J_s$ ). Il tracciamento della « curva di sintonia » sarà limitato ai valori di  $J_s$  definiti da valori positivi di  $f$ , non presentando un significato fisico concreto quelli corrispondenti a valori negativi di  $f$ .

## 2) DEFINIZIONE DELLA « MASSA EQUIVALENTE ».

Consideriamo un sistema rotante A (sistema principale), capace di vibrare torsionalmente in regime di vibrazione forzata sotto un'azione applicata dall'esterno, al quale sia collegata, in corrispondenza di un punto X, una massa di momento d'inerzia  $J$ , per mezzo di un albero di rigidità C (vedi fig. 1).

Si può dimostrare molto elementarmente che la massa  $J$ , collegata elasticamente, può essere sostituita, a tutti gli effetti vibratori di torsione, da una massa equivalente  $J_e$ , rigidamente collegata al sistema principale A, ossia che il sistema massa  $J$  - elasticità C può essere sostituito da una massa equivalente  $J_e$ , posta nel punto X.

Questa massa equivalente  $J_e$  è funzione della frequenza della vibrazione forzata alla quale è sottoposto il sistema, oltreché delle caratteristiche

elastiche del sistema (massa  $J$  - elasticità C) collegato elasticamente che la massa  $J_e$  stessa sostituisce.

Sia infatti (fig. 1) :

$J$  = momento d'inerzia della massa collegata elasticamente, (Kg.cm.s<sup>2</sup>);

$J_e$  = momento d'inerzia della massa, rigidamente collegata, equivalente (Kg.cm.s<sup>2</sup>);

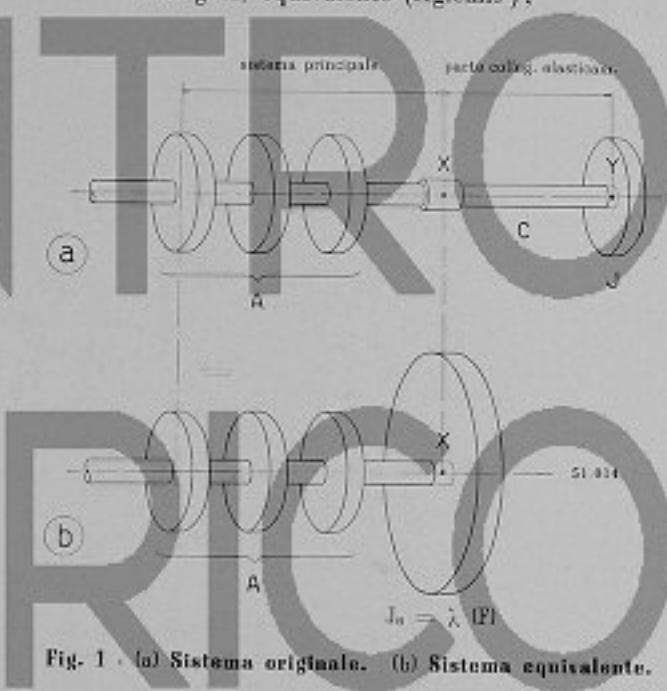


Fig. 1. (a) Sistema originale. (b) Sistema equivalente.

C = rigidità torsionale dell'albero di collegamento tra sistema principale A e massa J (Kg.cm);

f = frequenza delle vibrazioni forzate del sistema in periodi/min;

$\omega_0 = \frac{2\pi f}{60}$  = pulsazione delle vibrazioni forzate del sistema (rad/s);

$f_e$  = frequenza naturale di vibrazione torsionale (in periodi/minuto primo) del sistema collegato elasticamente, costituito dall'albero di rigidità C e dalla massa J;

$\omega_e = \frac{2\pi f_e}{60}$  = rad/s = pulsazione della vibrazione naturale del sistema collegato elasticamente;

$\theta_e$  = ampiezza di vibrazione della massa J, (radiani);

$\theta_s$  = ampiezza di vibrazione, in radiani, del sistema in corrispondenza del punto di collegamento X, tra sistema principale e parte collegata elasticamente.

Il momento torcente in corrispondenza del punto X, dovuto alla vibrazione della massa  $J_1$  con velocità angolare  $\omega$  ed ampiezza  $\theta_x$ , è:

$$M_1 = J \cdot \omega^2 \cdot \theta_x \quad \text{Kg.cm}$$

Il momento torcente in corrispondenza del punto X, dovuto alla vibrazione della massa  $J_e$  con eguale velocità angolare  $\omega$  ed ampiezza  $\theta_y$ , è:

$$M_2 = J_e \cdot \omega^2 \cdot \theta_y \quad \text{Kg.cm}$$

ove:  $\mu = \frac{C}{1 - (\frac{\omega}{\omega_c})^2}$  = coefficiente dinamico

di amplificazione per sistemi vibranti in cui si trascurino le cause di smorzamento.

$$\text{Quindi: } \theta_y = \frac{1}{1 - (\frac{\omega}{\omega_c})^2} \cdot \theta_x$$

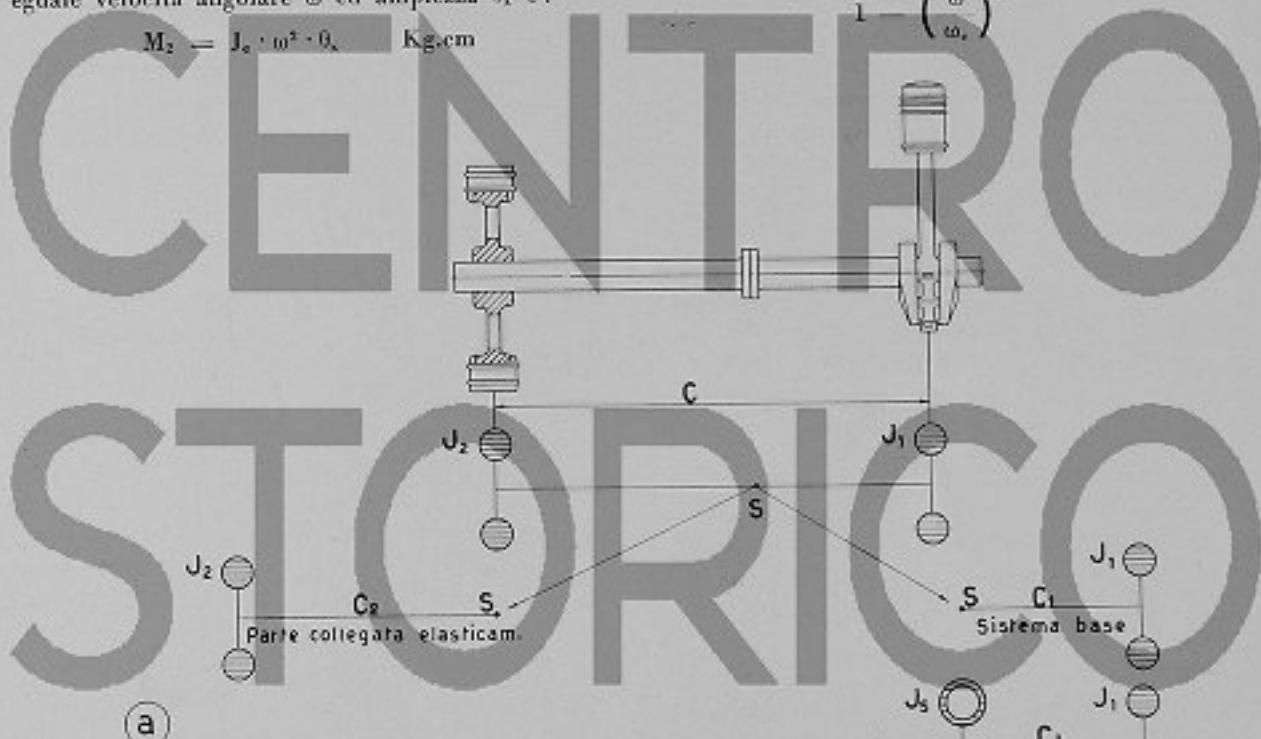


Fig. 2 - Sistema a due masse.

Evidentemente, affinché  $J_e$  abbia lo stesso effetto di  $J$  sulle caratteristiche di vibrazione torsionale del sistema complessivo, dovrà essere verificata l'egualianza:

$$M_1 = M_2$$

ossia:

$$J \cdot \omega^2 \cdot \theta_x = J_e \cdot \omega^2 \cdot \theta_y$$

$$J_e = J \frac{\theta_x}{\theta_y}$$

Se  $C$ , rigidità dell'albero di collegamento, fosse infinita, cioè se  $J$  fosse collegata rigidamente al sistema principale, si avrebbe che:

$$\theta_y = \theta_x \quad \text{e quindi } J_e = J$$

Ma, se  $C$  ha un valore finito, dalla teoria generale sappiamo che per ogni valore finito di  $C$ , è:

$$\theta_y = \mu \theta_x$$

Analogamente si ottiene:

$$J_e = \frac{J}{1 - (\frac{\omega}{\omega_c})^2} \quad (IV)$$

D'altra parte è noto che:

$$\omega_c^2 = \frac{C}{J}$$

ed allora l'espressione di  $J_e$  diventa:

$$J_e = \frac{J}{1 - \frac{J \omega^2}{C}} = \frac{J}{1 - \frac{J}{C} \cdot \left(\frac{2 \pi f}{60}\right)^2} = \frac{J}{1 - \frac{f^2 \cdot J}{91,2 \cdot C}} \quad (V)$$

La (V) conferma quindi che una massa collegata elasticamente ad un sistema vibrante, può essere



SI.615 II

Fig. 2 a - Sistema a due masse.

sostituita, a tutti gli effetti torsionali, da una massa rigidamente collegata al sistema stesso (ed equivalente alla massa collegata elasticamente), il momento d'inerzia della quale non è una quantità costante, ma è variabile con la frequenza delle vibrazioni torsionali forzate.

### 3) « CURVE DI SINTONIA » E « CURVA DELL'INERZIA EFFETTIVA ».

a) *Sistema base e parte collegata elasticamente.* — Quanto si è dimostrato precedentemente ci permette di affermare che ogni sistema elastico, capace di vibrare torsionalmente, può essere considerato come composto di due parti, una delle quali collegata elasticamente all'altra e quindi sostituibile da una massa equivalente, fissata rigidamente all'altra parte in corrispondenza del punto di divisione.

Per semplicità consideriamo un sistema elastico costituito da due masse, rispettivamente di momento d'inerzia  $J_1$ ,  $J_2$ , collegate da un albero elastico di rigidità torsionale  $C$ .

Dividiamo il sistema elastico in due parti, in corrispondenza di un punto arbitrario  $S$  e consideriamo come « sistema base » la parte a destra di  $S$ , ossia quella costituita dalla massa  $J_1$  e dal tronco elastico di rigidità  $C_1$ , e come « parte collegata elasticamente », la parte a sinistra del punto  $S$ , ossia quella costituita dalla massa  $J_2$  e dal tronco elastico  $C_2$  (vedi fig. 2 schema a).

Questa seconda parte, per quanto si dimostrò in precedenza, possiamo sostituirla con una sola massa equivalente di momento d'inerzia  $J_s$ , fissata rigidamente al « sistema base » in corrispondenza del punto di divisione  $S$ .

La massa equivalente  $J_s$  rappresenta, nel nuovo sistema, la « inerzia effettiva » di quella parte del sistema complessivo che è stata scelta come « parte collegata elasticamente ».

La frequenza naturale del sistema complessivo può essere determinata dalle caratteristiche delle due parti studiate separatamente e precisamente dall'intersezione della « curva di sintonia » del sistema base con la « curva dell'inerzia effettiva » della parte collegata elasticamente.

b) *Determinazione della « curva di sintonia » del sistema base.* — Si calcola la « curva di sintonia » del sistema base nel modo precedentemente indicato, scegliendo come « massa sintonizzante » una massa fittizia posta in corrispon-

denza del punto  $S$ . Nel nostro caso la formula (III), trattandosi di sistema a 2 masse, si ridurrà alla semplice espressione:

$$J_s = \frac{J_1}{\frac{J_1 - \omega^2}{C_1} - 1} \quad (VI)$$

E' bene tenere presente che la « curva di sintonia » deve essere tracciata per tutti i valori sia positivi che negativi dell'« inerzia » effettiva, ossia da  $-\infty$  a  $+\infty$ .

La frequenza naturale del *sistema base*, corrispondente ad un determinato valore dell'inerzia effettiva  $J_s$ , può essere letto direttamente dalla « curva di sintonia ».

Nel nostro caso l'andamento qualitativo della « curva di sintonia » del sistema base è del tipo riportato in fig. 2 a - grafico b).

La curva è asintotica e presenta, nel nostro caso, un asintoto il quale è una retta verticale la cui ascissa corrisponde al valore della frequenza naturale del sistema.

Infatti il sistema base, costituito in questo caso particolare da una massa  $J$  e da un tronco elastico  $C$ , ha la sua frequenza naturale quando si consideri fisso il punto  $S$ : e questo equivale a considerare il punto  $S$  collegato ad una massa fittizia di valore infinito. Man mano che la massa idealmente collegata al punto  $S$  diminuisce di entità, la frequenza del sistema aumenta, secondo l'andamento della curva di sintonia. Come detto sopra la curva è tracciata anche per valori negativi; una massa di valore negativo non ha un significato fisico diretto, ma può corrispondere agli effetti che si hanno collegando al sistema opportune masse in modo non rigido, quali ad esempio si hanno negli smorzatori pendolari.

### c) Determinazione della « curva dell'inerzia effettiva » per il sistema collegato elasticamente.

Se:

$J_s$  = momento d'inerzia polare di una massa fittizia che, supposta fissata rigidamente alla « parte collegata elasticamente » in corrispondenza del punto  $S$ , sintonizza tale parte con una data frequenza  $f$ ;

$T_s$  = momento torcente vibrante esercitato « dal sistema base » sulla « parte collegata elasticamente » in corrispondenza del punto  $S$ ;

$\theta_s$  = ampiezza di vibrazione torsionale della « parte collegata elasticamente » in corrispondenza del punto S;

$f$  = frequenza della vibrazione torsionale in periodi/minuto;

$\omega$  = pulsazione della vibrazione torsionale

$$\frac{2\pi f}{60}$$

sappiamo che vale la relazione:

$$T_s = J_s \cdot \theta_s \cdot \omega^2$$

D'altra parte, se:

$J_s$  = inerzia effettiva della « parte collegata elasticamente » in corrispondenza del punto S;

$T_s$  = momento torcente vibrante applicato dalla « parte collegata elasticamente » al « sistema base » in corrispondenza del punto S;

$\theta_s$  = ampiezza di vibrazione torsionale in corrispondenza del punto S del sistema base

nell'ipotesi che non vi siano masse concentrate in corrispondenza del punto S, come nel caso precedentemente trattato, potremo scrivere che, per l'equilibrio:

$$T_s = - T_s \quad \text{e} \quad \theta_s = \theta_s$$

cioè:

$$T_s = J_s \cdot \theta_s \cdot \omega^2 = - T_s \cdot \theta_s \cdot \omega^2$$

da cui:

$$J_s = - T_s \quad (\text{VII})$$

La relazione (VII) è di fondamentale importanza perché ci dice che la « curva dell'inerzia effettiva » di un sistema è semplicemente l'immagine speculare della « curva di sintonia » di tale sistema rispetto all'asse delle frequenze. In fig. 2 a - grafico c) è riportato l'andamento qualitativo della curva di sintonia, e nella fig. 2 a - grafico d), simmetrica rispetto all'asse orizzontale passante per 0, si ha la « curva dell'inerzia effettiva » della parte collegata elasticamente dell'esempio dimostrativo da noi scelto.

d) *Determinazione della « curva di sintonia » del sistema complessivo.* — Supposto che il diagramma di fig. 2 a - grafico d) fornisca i valori dell'« inerzia effettiva » della parte collegata elasticamente quando si sostituisca tale parte con una

massa fittizia fissata rigidamente al sistema base in corrispondenza del punto  $S_s$  e supposto ancora che il diagramma di fig. 2 a - grafico b) rappresenti i valori del momento di inerzia polare di una massa fittizia o « massa sintonizzante » da fissare rigidamente al sistema base in corrispondenza del punto S per sintonizzarlo ad una data frequenza  $f_s$ , è evidente che i valori comuni della curva di sintonia del sistema base e della curva dell'inerzia effettiva della parte collegata elasticamente, definiscono valori di frequenza per i quali ambedue le parti del sistema originale si trovano accordate, ossia le frequenze di vibrazione naturale del sistema complessivo. Pertanto, la « curva di sintonia » del sistema complessivo la si otterrà molto semplicemente dalla sovrapposizione della « curva dell'inerzia effettiva » della parte collegata elasticamente alla « curva di sintonia » del sistema base, avendo cura di far coincidere gli assi coordinati.

In fig. 2 a - grafico e) è rappresentata qualitativamente la « curva di sintonia » risultante del sistema originale, considerato a titolo di esempio, ottenuta dalla sovrapposizione delle curve rappresentate in fig. 2 a - grafico b) e fig. 2 a - grafico d).

Il punto d'intersezione  $F_s$  proiettato sull'asse delle ascisse in  $f_s$ , fornisce il valore della frequenza naturale del sistema originale, mentre invece, proiettato sull'asse delle ordinate in  $J_s$ , fornisce il momento d'inerzia polare di quella massa fittizia che dovrebbe essere fissata rigidamente al « sistema base », in corrispondenza del punto S, nel caso in cui si volesse che il sistema base fosse ancora sintonizzato con la frequenza  $f_s$ , pur eliminando la parte collegata elasticamente.

Dal diagramma dimostrativo di fig. 2 a - grafico e) risulta che il sistema elastico considerato ha una sola frequenza naturale e ciò perché il sistema stesso è costituito da due sole masse, collegate da un tronco elastico, ed è quindi ad 1 solo grado di libertà.

In questo caso il punto di divisione scelto per lo studio separato del « sistema base » e della « parte collegata elasticamente », cadeva in corrispondenza di una sezione del tronco elastico di collegamento in cui non vi era alcuna massa concentrata.

Se però il sistema elastico fosse costituito da più di due masse (ad esempio da 3 masse), il punto di divisione S, scelto per lo studio separato delle caratteristiche del « sistema base » e della « parte

collegata elasticamente», lo si potrebbe scegliere in corrispondenza di una delle sezioni dei tronchi elastici di collegamento in cui è piazzata una delle masse concentrate (ad esempio, se le masse sono 3, in corrispondenza della massa intermedia). Per maggior chiarezza in fig. 3 schema a) riportiamo uno schizzo dimostrativo.

In tal caso la massa intermedia  $J_2$  potrebbe essere considerata: — o come appartenente al sistema base; o come appartenente alla parte collegata elasticamente; oppure ancora come massa indipendente.

verso l'alto, l'asse delle ascisse della « curva dell'inerzia effettiva » della parte collegata elasticamente, di una quantità pari al valore di  $J_2$  (o, più generalmente, del momento d'inerzia della massa concentrata nel punto di divisione) rispetto alla posizione dell'asse delle ascisse della « curva di sintonia » del sistema base.

Questo accorgimento è conseguente alla considerazione che tale valore  $J_2$  è una costante che interviene in modo uniforme su tutte le caratteristiche della « curva di sintonia » del sistema base e della « curva di sintonia » (e quindi della « curva

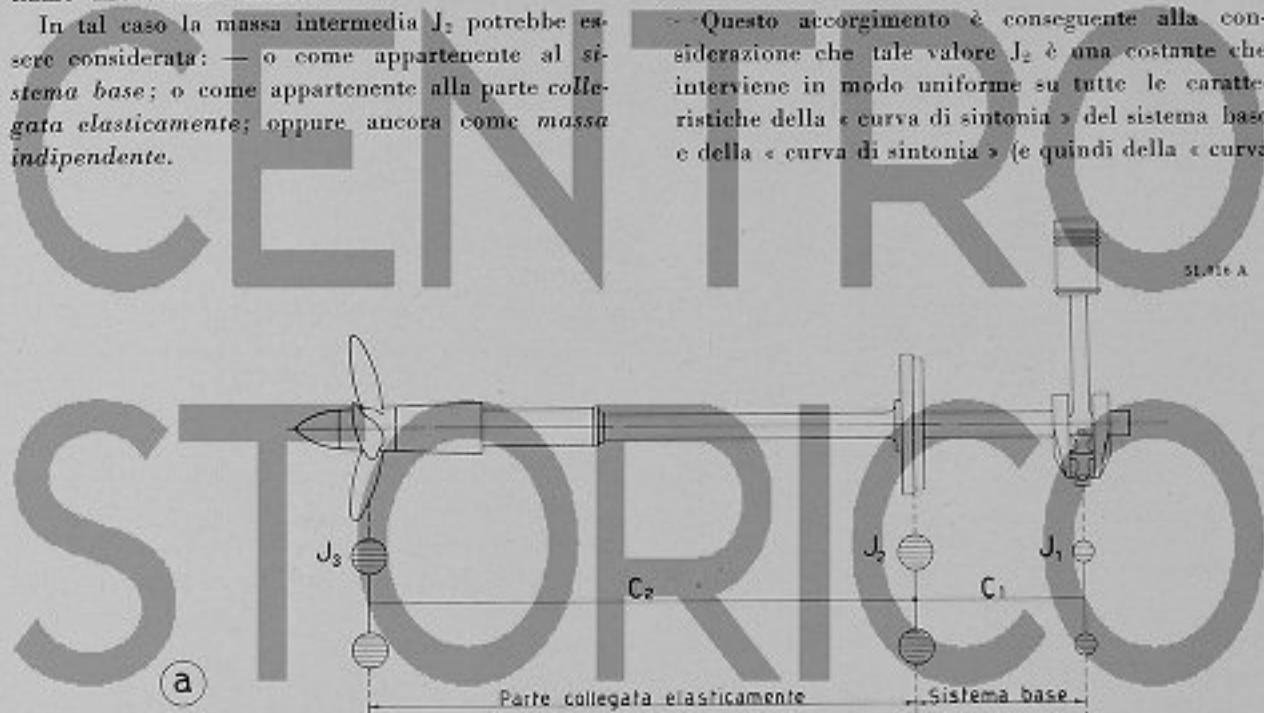


Fig. 3 - Sistema a tre masse.

Lo studio si semplifica notevolmente facendo quest'ultima ipotesi, ossia considerando la massa  $J_2$  come massa indipendente.

Per la determinazione delle frequenze naturali del sistema originale si calcolano infatti e si tracciano (nel modo precedentemente esposto) la « curva di sintonia » del sistema base e la « curva dell'inerzia effettiva » della parte collegata elasticamente, trascurando completamente la presenza della massa concentrata nel punto di divisione del « sistema base » dalla « parte collegata elasticamente ».

Dell'influenza di quella massa se ne terrà conto quando si tracerà la « curva di sintonia » del sistema complessivo, la quale sarà ancora ottenuta dalla sovrapposizione della « curva dell'inerzia effettiva » della parte collegata elasticamente, sulla « curva di sintonia » del sistema base, avendo però l'avvertenza, nella operazione di sovrapposizione delle curve, di traslare parallelamente a sé stesso,

dell'inerzia effettiva ») della parte collegata elasticamente.

La dimostrazione analitica della necessità di traslazione di assi sopra indicata, è immediata riconoscendo per un istante l'equazione (III), espressione analitica della « curva di sintonia » di un sistema elastico (calcolata in corrispondenza di un punto di estremità del sistema elastico stesso, nel quale non vi siano masse concentrate), che per comodità riscriviamo:

$$J_{\text{sys}} = \frac{\sum_{i=1}^{n-1} J_i \theta_i w^2}{\theta_n w^2} \quad (\text{III})$$

Il termine a 1° membro della (III), ossia il « momento d'inerzia di sintonizzazione », nel caso in cui in corrispondenza del punto S di fig. 2 schema a) vi sia concentrata una massa di momento



Fig. 3a - Sistema a tre masse.

d'inerzia  $J_2$ , come rappresentato in fig. 3 a), sarà composto di due parti:

$$J_{ss} = J_1 + J_2$$

delle quali:

$J_1$  — momento d'inerzia di sintonizzazione della massa fittizia concentrata in S, variabile con la frequenza di vibrazione e dipendente dalle caratteristiche elastiche del sistema

$$= - \frac{\sum_{i=1}^{n-1} J_i \cdot \theta_i \cdot \omega^2}{\theta_n \cdot \omega^2}$$

$J_2$  — momento d'inerzia della massa reale concentrata nel punto S, indipendente dalla frequenza di vibrazione

e quindi la (III) potrà essere scritta:

$$J_{ss} = J_1 + J_2 = - \left( \frac{\sum_{i=1}^{n-1} J_i \cdot \theta_i \cdot \omega^2}{\theta_n \cdot \omega^2} \right) + J_2$$

da cui:

$$J_{ss} = (J_2 - \left( \frac{\sum_{i=1}^{n-1} J_i \cdot \theta_i \cdot \omega^2}{\theta_n \cdot \omega^2} \right)) \quad (VIII)$$

Nell'ipotesi che la (VIII) sia l'equazione della « curva di sintonia » della parte collegata elasticamente, tenendo presente la (VII), potremo scrivere che l'equazione della « curva dell'inerzia effettiva » della stessa, è:

$$J_{ss} = (J_2 - \left( \frac{\sum_{i=1}^{n-1} J_i \cdot \theta_i \cdot \omega^2}{\theta_n \cdot \omega^2} \right)) \quad (IX)$$

Da questa espressione è chiaramente ed esaurientemente giustificata la traslazione dell'asse delle ascisse suggerita per il tracciamento della « curva di sintonia » risultante per il sistema elastico originale riportato in fig. 3 schema a) e per tutti i sistemi elastici studiati secondo norme analoghe.

In fig. 3, come già si disse, è riportato lo schema elastico.

In fig. 3 a) sono riportati schematicamente:

- 1) la curva di sintonia del sistema base di fig. 3, trascurando la massa  $J_2$  (grafico b);
- 2) la curva di sintonia e dell'inerzia effettiva della parte collegata elasticamente, trascurando la massa  $J_2$  (grafico c);

3) la curva di sintonia risultante del sistema completo, considerando pure la presenza della massa  $J_2$  (grafico d).

e) Estensione del metodo ad un sistema ad n masse. — Il metodo di calcolo accennato per il sistema a due e tre masse può essere agevolmente esteso ad un sistema ad n masse.

Tutte le formule precedentemente scritte sono ancora valide.

In tal caso assumerà notevole importanza la scelta del punto di separazione tra sistema base e parte collegata elasticamente.

In generale sia il sistema base che la parte collegata elasticamente saranno composti da più masse, separate da un congruo numero di tronchi elasticci. Pertanto la curva di sintonia e le curve dell'inerzia effettiva assumeranno un andamento simile a quello riportato nella fig. 4, ossia le curve di sintonia del sistema base saranno ancora una famiglia di curve asintotiche aventi tanti asintoti quante saranno le masse del sistema base, e le curve dell'inerzia effettiva della parte collegata elasticamente saranno pure esse asintotiche, aventi tanti asintoti quante saranno le masse della parte collegata elasticamente.

Le frequenze naturali del sistema complessivo saranno ancora date dalle intersezioni dei vari rami delle curve di sintonia del sistema base con i vari rami delle curve dell'inerzia effettiva della parte collegata elasticamente.

Il significato degli asintoti è questo:

1) Il numero degli asintoti è eguale ai gradi di libertà del sistema elastico considerato.

2) Ogni asintoto cade in corrispondenza di una delle frequenze naturali del sistema elastico ossia, ordinatamente: il 1° asintoto cade in corrispondenza della frequenza naturale ad 1 nodo; il 2° asintoto nella frequenza naturale a 2 nodi, ecc.

Le proprietà su citate degli asintoti delle curve di sintonia si possono ricavare direttamente dalla equazione (II) esplicitata in funzione della frequenza.

E' evidente quanto complesso possa essere l'andamento delle curve di sintonia risultanti di un sistema a molte masse.

Occorre però ricordare che in pratica è sufficiente il tracciamento di pochi rami sia delle curve di

sintonia del sistema base che delle curve dell'inerzia effettiva della parte collegata elasticamente e ciò perché, negli impianti realizzati, soltanto le frequenze naturali più basse (ad esempio ad 1, 2, 3 nodi) possono essere eccitate facilmente e quindi generare disturbi.

### Esempio di applicazione pratica.

Come interessante esempio di applicazione dei principi teorici sopra esposti riportiamo lo studio delle condizioni elastiche che eseguimmo per l'apparato motore delle motonavi argentine tipo Rio de La Plata.

Questo apparato motore fu descritto nel nostro bollettino n. 2 del 1950; ricordiamo sommariamente che esso è costituito da due motori a doppio effetto a 10 cilindri, della potenza di circa 9200 HP complessivi: ogni motore aziona la propria elica mediante una linea d'asse di trasmissione della lunghezza di 60 metri circa. Nella figura 6 a) sono rappresentate la disposizione del motore e della linea d'asse; ed è anche rappresentato il sistema elastico equivalente, quale fu schematizzato per la esecuzione dei calcoli: esso comporta 22 masse rotanti collegate da 21 tronchi elasticci.

Queste masse furono suddivise in due gruppi:

a) quelle corrispondenti al motore di propulsione, fino al volano escluso (*sistema base*, con 14 masse).

b) quelle corrispondenti alla linea d'asse e all'elica, anche qui escludendo il volano (*parte collegata elasticamente*, con 7 masse).

Il punto di divisione fu scelto in corrispondenza del volano (massa indipendente).

I calcoli furono eseguiti limitando il tracciamento delle varie curve fino a frequenza 2000: entro questo limite, data la mole del macchinario considerato, stanno le frequenze naturali delle vibrazioni fino a tre nodi, che sono quelle che in pratica debbono essere studiate.

Non riporteremo lo sviluppo delle varie calcolazioni, ma soltanto daremo le varie curve, ed i risultati che da esse si sono ricavati.

Nella figura 5 a) è rappresentata, sempre riferendoci allo schema della fig. 6 a), la curva di sintonia del sistema base, costituito in pratica dal motore di propulsione escluso il volano. Evidentemente questo sistema è, nel prosieguo dei calcoli, da considerarsi invariabile, e queste curve resteranno immutate e saranno la base su cui saranno sovrapposte le curve di inerzia effettiva riferitisi alle varie modificazioni apportate alle masse del gruppo volano, linea d'asse ed elica.

Fig. 4 - Sistema a 9 masse.



Fig. 4 - Sistema a 9 masse.

1) *Impianto nelle condizioni di primo progetto.* — Nella figura 5 b) riportiamo, sovrapposta alla curva di sintonia della fig. 5 a) la curva di inerzia effettiva del gruppo linea d'asse ed elica, computata per le masse corrispondenti al disegno iniziale del volano e della linea d'asse (fig. 6 b.). Data la presenza del volano nel punto di separazione fra i due gruppi di masse, la curva di inerzia effettiva è spostata verso l'alto di una quantità corrispondente all'inerzia del volano stesso.

Le intersezioni delle due curve determinano le frequenze:

$$\begin{aligned} F_1 &= 225 \text{ periodi/min per vibrazioni ad 1 nodo} \\ F_2 &= 1210 \quad \rightarrow \quad \rightarrow \quad \rightarrow \quad \text{a 2 nodi} \\ F_3 &= 1568 \quad \rightarrow \quad \rightarrow \quad \rightarrow \quad \rightarrow \quad \text{a 3 nodi} \end{aligned}$$

figura 6 b) e il rilievo pratico diede conferma, che la entità delle vibrazioni stesse è di valore modesto ed inferiore a quanto ammesso dai Registri di classifica. Studiammo tuttavia quali possibilità avessimo di migliorare la situazione esistente

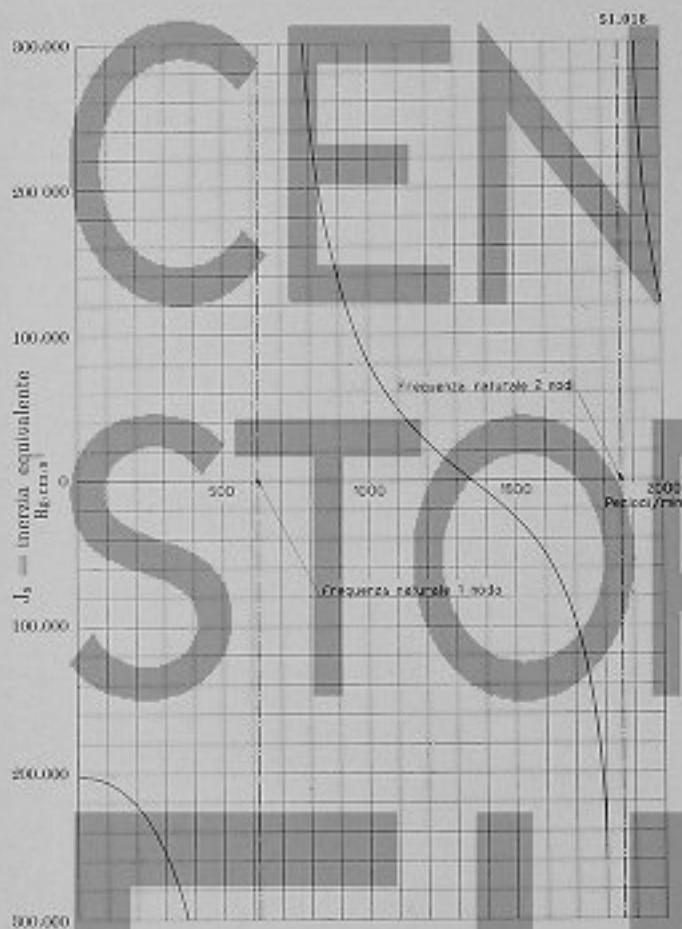


Fig. 5 a - Curve di sintonia del sistema base.

Ottenemmo gli stessi valori anche con le più consuete calcolazioni mediante la tavola di Holzer e li verificammo a bordo mediante rilievi eseguiti coi più moderni sistemi. La verifica pratica ci diede frequenze rispettivamente di 225, 1190 e 1570. Come conseguenza di questo era possibile prevedere che, in vicinanza del regime di funzionamento normale, a 151 giri/min circa (1210 : 8) avremmo dovuto avere una velocità critica corrispondente alla 8ª armonica della vibrazione a 2 nodi, ed a 157 giri/min circa (1568 : 10) un'altra velocità critica per la 10ª armonica della vibrazione a 3 nodi. Il calcolo aveva previsto (vedi

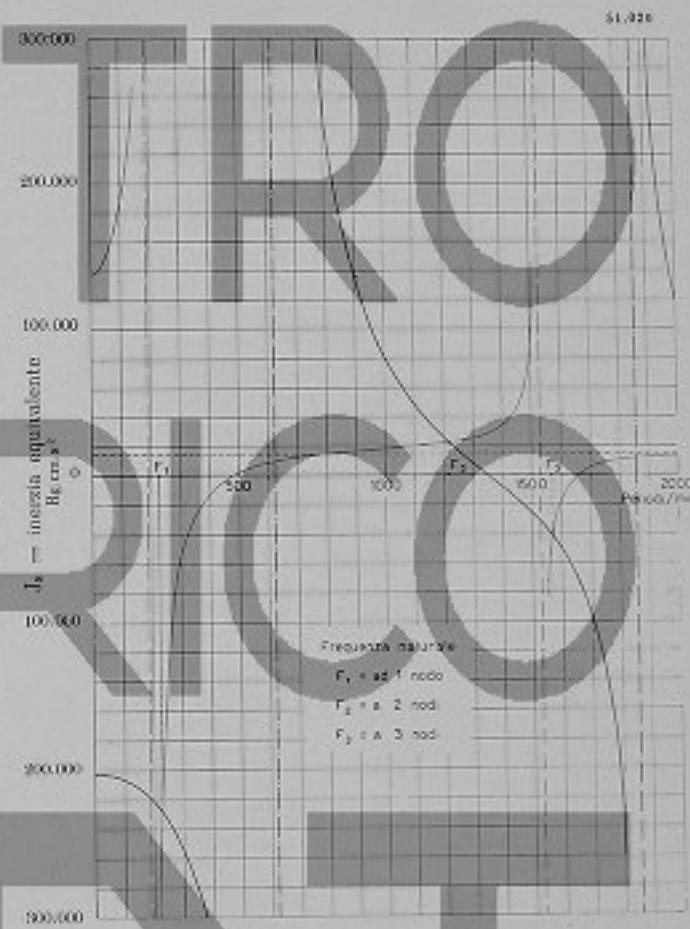


Fig. 5 b - Curve di sintonia del sistema base e curve dell'inerzia effettiva della parte collegata elasticamente per l'impianto originale. Definita la linea d'assi, modificando il solo volano, l'asse orizzontale tratteggiato si sposta parallelamente a se stesso, unitamente alle curve relative.

allontanando di più le critiche in questione dalla velocità normale di navigazione, compresa fra i 155 e i 160 giri/min.

Per questo il metodo delle curve di sintonia ci permise di studiare rapidamente le conseguenze di alcune possibili varianti.

2) Prima variante. — Si effettuò dapprima la sostituzione del volano originale ( $PD^2 = 5010 \text{ Kg.m}^2$ )

con altre avente momento dinamico maggiore ( $PD^2 = 20740 \text{ Kg.m}^2$ ) mantenendo nelle condizioni originali la linea d'asse (fig. 6 c).

La curva dell'inerzia effettiva rimase pertanto immutata.

$$\begin{aligned} F_1 &= 215 \text{ periodi/min per vibrazioni ad 1 nodo} \\ F_2 &= 1055 \quad > \quad > \quad > \quad \text{a 2 nodi} \\ F_3 &= 1553 \quad > \quad > \quad > \quad > \quad \text{a 3 nodi} \end{aligned}$$

Anche in questo caso i valori calcolati ebbero la conferma dei fatti accaduti.

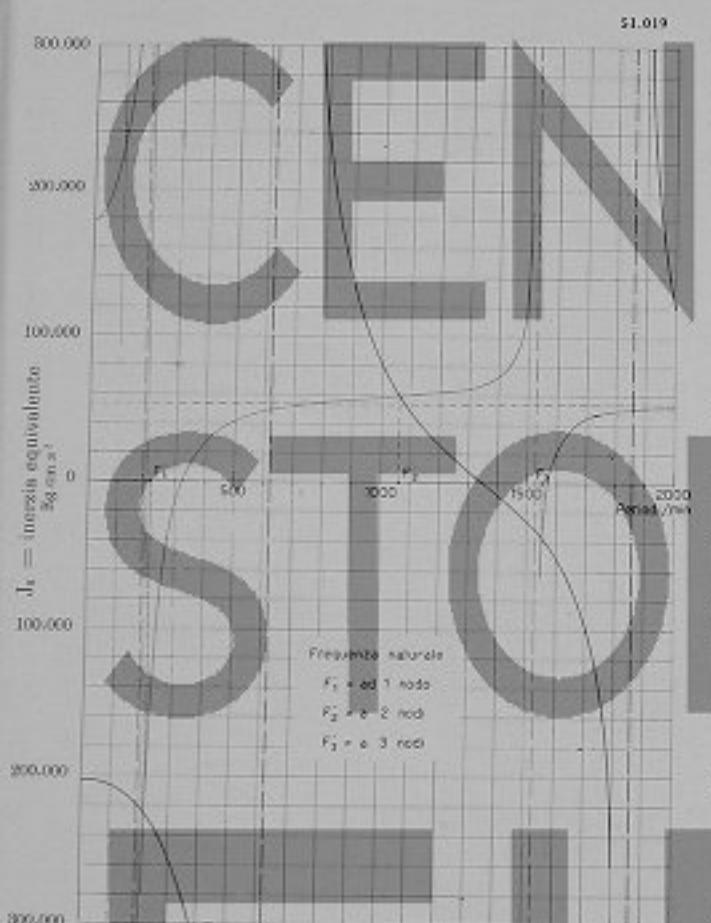


Fig. 5 e - Curve di sintonia del sistema base e curve dell'inerzia effettiva della parte collegata elasticamente per la modifica 1<sup>a</sup> (volano appesantito - linea d'assi originali). Definita la linea d'assi, modificando il solo volano, l'asse orizzontale tratteggiato si sposta parallelamente a se stesso unitamente alle curve relative.

Il risultato di questa variante si ebbe immediatamente spostando parallelamente verso l'alto la curva di inerzia effettiva del gruppo linea d'asse-  
elica, di tanto da portarne l'asse delle ascisse ad una quota corrispondente al nuovo valore della  
inerzia del volano maggiorato.

Questo si fece nella figura 5 c) da cui rileviamo, in base alle nuove intersezioni fra le due curve, le seguenti frequenze:

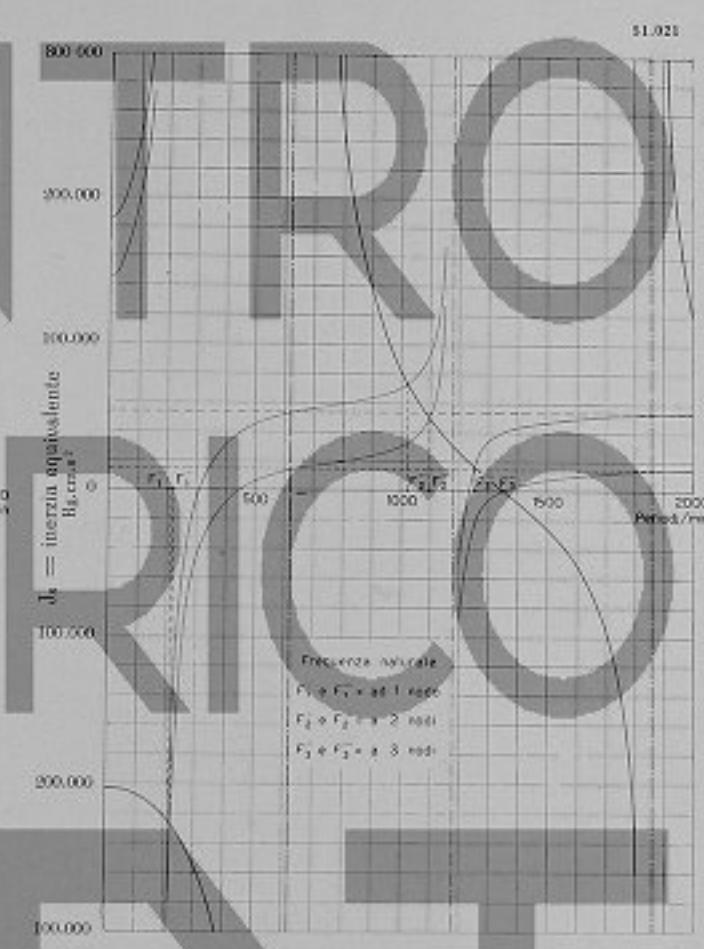


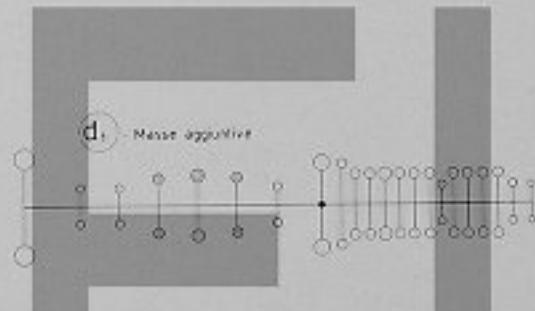
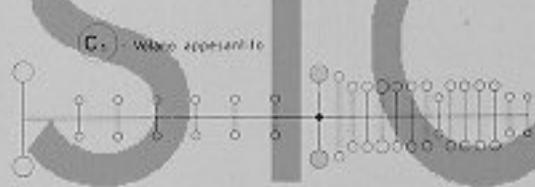
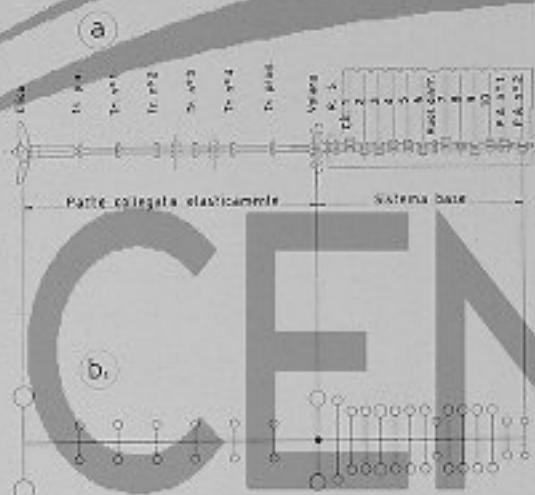
Fig. 5 d - Curve di sintonia del sistema base e curve dell'inerzia effettiva della parte collegata elasticamente per la modifica 2\* (volano originale - linea d'assi con masse aggiuntive) e la modifica 3\* (volano appesantito - linea d'assi con masse aggiuntive).

pratica le frequenze di 210, 1045 e 1560 rispettivamente.

In seguito a ciò le velocità critiche già considerate si spostano a circa 132 giri/min per la 8<sup>a</sup> armonica a 2 nodi, e a 156 giri/min per la 10<sup>a</sup> armonica a 3 nodi; mentre la prima critica viene notevolmente spostata, la seconda rimane praticamente invariata.

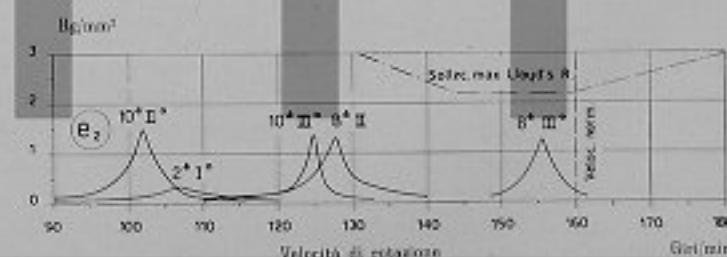
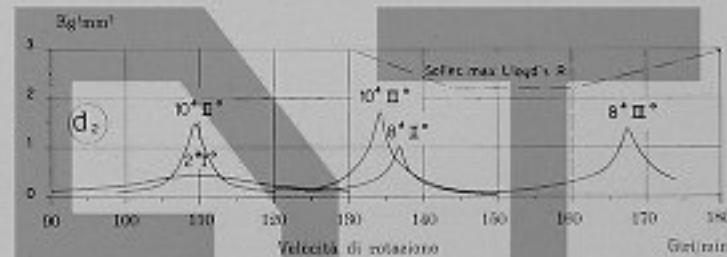
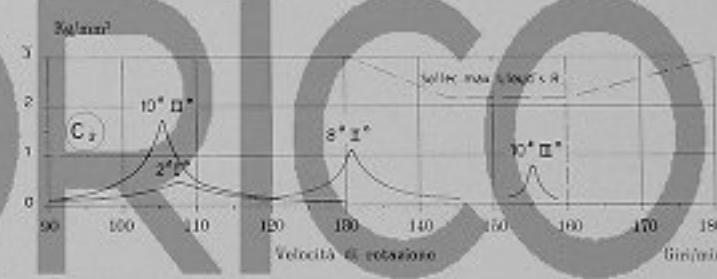
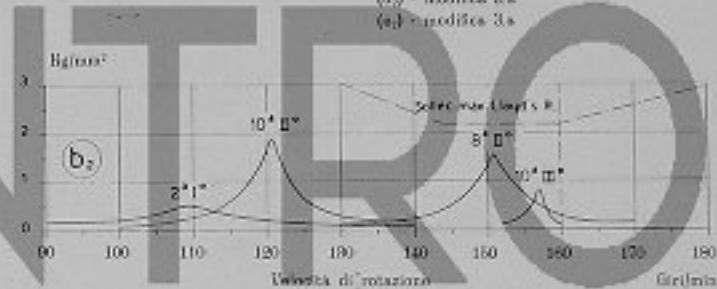
## I calcoli delle sollecitazioni e i rilievi pratici

**Fig. 6 - Schemi elasticci e diagrammi delle sollecitazioni torsionali sull'albero motore.**



55,022

- Schema dell'impianto (a)
- Schemi elasticci equivalenti (b<sub>1</sub>) - impianto originario
  - (b<sub>1</sub>) - modifica 1.a
  - (b<sub>2</sub>) - modifica 2.a
  - (b<sub>3</sub>) - modifica 3.a
- Diagrammi delle sollecitaz. (b) - impianto originario
  - (b<sub>1</sub>) - modifica 1.a
  - (b<sub>2</sub>) - modifica 2.a
  - (b<sub>3</sub>) - modifica 3.a



mostrarono però che la entità delle sollecitazioni dovute alla vibrazione a 3-nodi sono assai limitate e tali da considerarsi praticamente innocue. Riportiamo nella fig. 6 c<sub>3</sub>) anche il diagramma delle sollecitazioni calcolate corrispondente al funzionamento in queste condizioni.

3) *Seconda variante.* — Per quanto il risultato ottenuto con la 1<sup>a</sup> variante sia da ritenere soddisfacente, si volle studiare e sperimentare una terza condizione di funzionamento, aggiungendo due piccole masse ausiliarie lungo la linea d'asse, come segnato nella fig. 6 a). Con l'aggiunta di dette masse, varia la forma della curva di inerzia effettiva del gruppo linea d'asse-elica: nella figura 5 d) la nuova curva fu riportata sulla curva di sintonia del gruppo motore, rimasta invariata. Essendo stato previsto di accoppiare la nuova sistemazione con i due volani precedentemente considerati, la curva di inerzia effettiva fu riportata nella stessa figura due volte, spostata verso l'alto rispettivamente del valore delle inerzie dei due volani.

Col volano leggero fig. 6 d), si sono trovate frequenze di:

$F_1 = 219$  periodi/min per vibrazioni ad 1 nodo  
 $F_2 = 1093$       "      "      "      "      a 2 nodi  
 $F_3 = 1343$       "      "      "      "      "      3 nodi

Questa nuova sistemazione dà luogo ad un notevole spostamento delle critiche prossime al campo di funzionamento: la 8<sup>a</sup> armonica a 2 nodi va sui 136 giri/min. e la 10<sup>a</sup> a 3 nodi va sui 134 giri/min.

Le due velocità critiche risultano in questo caso bensì lontane dal campo di funzionamento normale del motore, ma praticamente sovrapposte, e benché non coincidenti come fuse, danno luogo ad una certa sovrapposizione di sollecitazioni. Ciò fu confermato dai rilievi eseguiti in pratica.

Nella fig. 6 d.) pure per questa sistemazione si portarono i valori ricavati dal calcolo che i rilievi, con buona approssimazione, confermarono.

Col volano pesante (fig. 6 e<sub>1</sub>) si hanno le frequenze di:

Con questo le velocità critiche considerate passano a circa 128 per la 8<sup>a</sup> armonica a 2 nodi, e a 126 giri/min per la 10<sup>a</sup> armonica a 3 nodi. Si ha pure qui la sovrapposizione delle due armoniche che però dà luogo a sollecitazioni basse e in zona lontana da quella di funzionamento. Compare invece nel campo una 8<sup>a</sup> armonica a 3 nodi alla velocità di 1257 : 8 pari a circa 156 giri; sia dal calcolo (vedi fig. 6 e) che dai rilievi eseguiti essa risulta di trascurabile entità.

Dall'esame dei risultati riportati nelle figg. 6 si può dedurre che condizioni più favorevoli di quelle corrispondenti alla disposizione originale si abbiano adottando sia la soluzione con solo volano maggiorato, lasciando invariata la linea d'asse; sia quella con volano leggero e aggiunta di masse ausiliarie sulla linea d'asse.

In entrambi i casi le velocità critiche di qualche importanza vengono allontanate dal campo di funzionamento, e le sollecitazioni che ad esse corrispondono restano entro limiti del tutto accettabili.

dott. ing. Luciano Trabucco

## BIBLIOGRAFIA

- E. GÖLLER - Zur Berechnung von Drehschwingungen bei Dieselmotorenanlagen (Z. V. D. I. - 1930 - pag. 497).

H. BEHRENS - Näherungsrechnung der Drehschwingungszahlen von Mehrzylindermaschinen (W. R. H. - 1930 - pag. 55 e pag. 141).

W. BENZ - Beitrag zur Berechnung der Drehschwingungszahlen von Mehrzylindermaschinen (A. T. Z. - 1930 - pag. 648).

H. BEHRENS - Bestimmung der Drehsteigungszahlen von Motorenanlagen (A. T. Z. - 1931 - pag. 376).

W. BEHRMANN - Ermittlung der Drehheigenschwingungszahlen und Formen mehrzylindriger, mit zwei Massen gekuppelter Reihenmotoren (W. R. H. - 1936 - pag. 41).

B. FRANK - Abgekürzte Drehschwingungsrechnungen mit Hilfe der Ersatzmasse und Ersatzkraft (Ingenieur-Archiv 1939 - pag. 371).

KER WILSON - Practical Solution of Torsional Vibration Problems (Vol. I - Ediz. 1948 - pag. 670).

# IL NUOVO MOTORE FIAT TIPO "520", SENZA TESTA A CROCE

Abbiamo più volte citato e descritto su questo nostro Bollettino i motori a due tempi del tipo

caratteristica di essere provvisti di un diaframma di separazione tra i cilindri motori e la camera



51.625

Fig. 1 - Motore tipo "520", della potenza di 1.000 HP visto dal lato lavaggio.

con testa croce costruiti dal nostro Stabilimento. Questi motori presentano tutti, come è noto, la

delle manovelle che elimina nel modo più completo ogni possibilità di inquinamento dell'olio

lubrificante da parte dei residui della combustione ed è perciò uno dei fattori principali che permettono nei nostri motori del tipo più grande l'impiego della nafta da caldaia.

Questa favorevole caratteristica è stata sempre molto apprezzata dai nostri Clienti e la gran maggioranza dei motori da noi forniti sono precisamente del tipo con testa croce.

La richiesta di motori a stantuffo tuffante è stata invece limitata finora ai tipi più piccoli, per potenze fino a 2000 HP circa, e per diametri di cilindro fino a 450 mm. (Ved. Bollettino n. 2 - 1948). Però il perfezionamento costruttivo e funzionale raggiunto in questi motori ha fatto sì che il loro campo di applicazione si è ulteriormente allargato verso le potenze maggiori. Abbiamo infatti costruito recentemente dei motori (fig. 1) a stantuffo tuffante con cilindri aventi 520 mm di diametro che sviluppano la potenza normale di 360 HP/cilindro, con il solito notevole margine di sovraccarico caratteristico dei motori di nostra costruzione.

L'affermarsi dei motori a stantuffo tuffante per potenze sempre maggiori è dovuto al fatto che essi presentano alcuni lati favorevoli che hanno il loro peso nella scelta del tipo di motore più conveniente per un determinato impiego e che stanno a parziale compenso del punto di svantaggio rappresentato dall'assenza del diaframma di separazione cui abbiamo fatto cenno sopra. Rispetto al motore analogo con testa croce i motori con stantuffo tuffante presentano:

— Minore ingombro: infatti la presenza della testa croce specialmente se accompagnata dal diaframma di separazione, come avviene per tutti i nostri motori di questo tipo, comporta un maggiore sviluppo in altezza della macchina che non sempre può essere accettato.

— Minor spazio in altezza occorrente per le operazioni di smontaggio e d'ispezione degli stantuffi che permette di ridurre le dimensioni del locale macchine.

— Minor peso dovuto alla minore altezza del motore.

— Minor costo, in quanto la riduzione del peso e delle dimensioni e la maggior semplicità costruttiva del motore a stantuffo tuffante incidono in modo sensibile sui costi di fabbricazione e quindi sul prezzo della macchina.

Nel progettare il nuovo motore a stantuffo tuffante, la cui sezione trasversale è riprodotta nella

fig. 2, abbiamo voluto esaltare ancor più questi punti di vantaggio allo scopo di renderlo il più possibile conveniente dal punto di vista economico rispetto a quello con testa croce. A tale scopo,

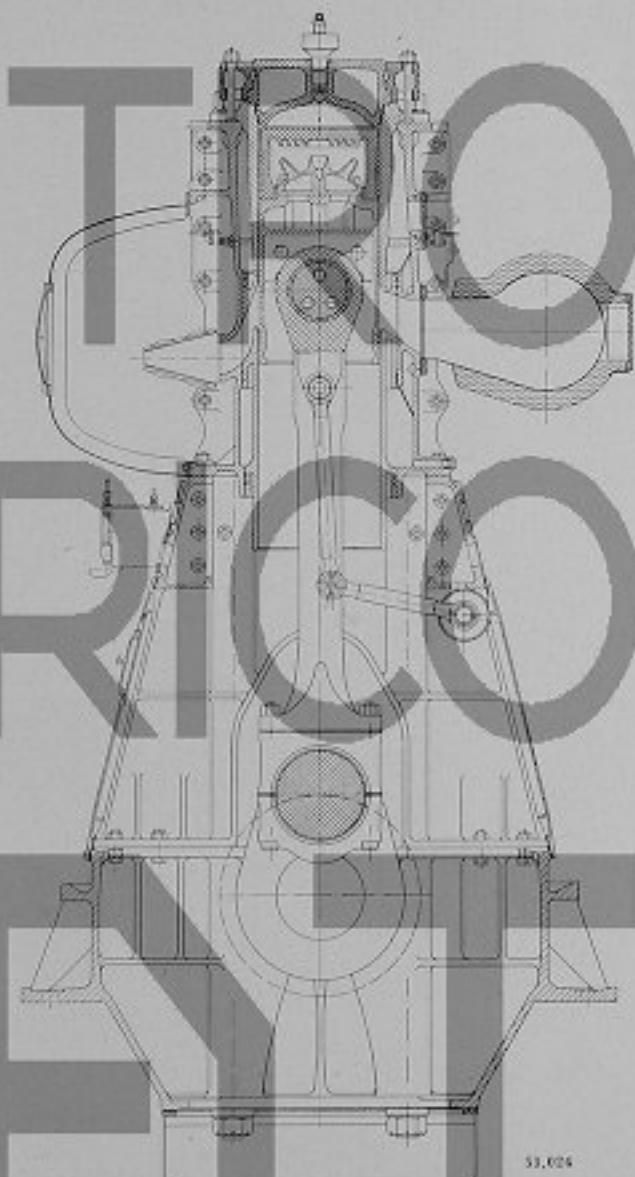


Fig. 2 - Sezione trasversale di un cilindro motore.

mentre i motori con testa croce del diametro di 520 mm vengono da noi normalmente costruiti con corsa degli stantuffi di 960 mm, nei motori senza testa croce di eguale diametro abbiamo ridotto la corsa a 850 mm variando corrispondentemente la velocità di rotazione. Infatti i nuovi motori senza testa croce vengono forniti per veloci-

cià di 180 giri/l' circa se si tratta di impianti di propulsione navale, e fino a 210 giri/l' circa se si tratta di gruppi elettrogeneratori, contro i 160 e 190 giri/l', rispettivamente, dei corrispondenti motori con testa croce. Le velocità di rotazione per i nuovi motori a stantuffo tuffante dianzi ci-

in base alla nostra continua esperienza e all'affinarsi della tecnica in questo campo, alcune particolarità costruttive che del resto già nelle precedenti costruzioni avevano dati buoni risultati. Tra i perfezionamenti apportati rispetto ai motori a stantuffo tuffante di precedente costruzione citiamo:

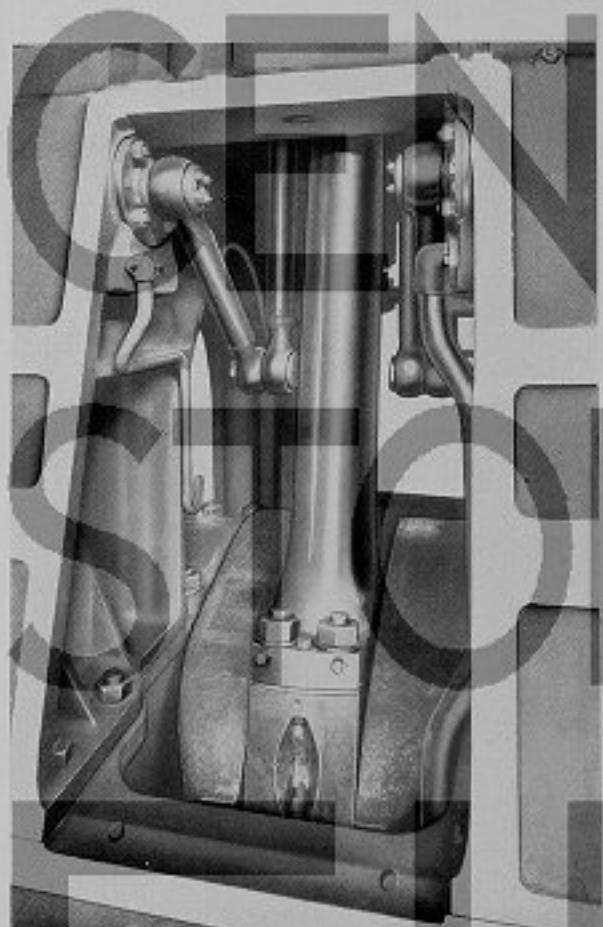


Fig. 3 - Ampie porte di visita rendono facilmente accessibili le parti interne del motore.

tate permettono di avere sull'elica marina dei rendimenti ancora buoni e nel caso di gruppi elettrogeni consentono l'adozione di macchine elettriche di tipo più veloce e quindi meno costose. Inoltre la lunghezza della corsa è ancora tale da rendere possibile l'adozione di alberi a gomiti del tipo semicomposto con evidente vantaggio per la costruzione e l'approvigionamento di questi importanti pezzi.

Per gli organi fondamentali del motore più che ricorrere a soluzioni nuove abbiamo perfezionato,



Fig. 4 - Lo stantuffo e la biella.

Demonstrare i due tubi oscillanti per l'edduzione e scarico dell'olio per il raffreddamento dello stantuffo direttamente applicati al fusto della biella.

— Raffreddamento più efficace dello stantuffo realizzato da una parte mediante particolari accorgimenti costruttivi nel dispositivo di raffreddamento della testata, e dall'altra aumentando la circolazione dell'olio mediante aumento e miglioramento delle sezioni di passaggio nelle ginocchiere di adduzione.

— Adozione di pompe d'iniezione sistematate in testa al motore, direttamente comandate dall'albero a manovelle con conseguente eli-

minazione del lungo albero della distribuzione, delle ruote di comando e dei supporti relativi; questa disposizione, sgomberando i fianchi della macchina dagli organi predetti rende molto accessibili tutte le parti interne del motore attraverso alle ampie porte di visita sui due lati dell'incastellatura che possono così estendersi per tutta l'altezza, dal basamento fino ai cilindri (fig. 3).

— Pompe di lubrificazione interna dei cilindri motori azionate con un dispositivo idraulico secondo quanto ormai fatto su tutti i nostri motori di più recente costruzione (Ved. Bollettino N. 4, 1948).

— Fissaggio dello stantuffo al perno del piede della biella di tipo semplice e sfruttante al massimo lo spazio disponibile per dar posto ad un cuscinetto di dimensioni abbondanti e generosamente lubrificato.

Biella del tipo marino particolarmente curata nella forma onde permettere lo smontaggio dello stantuffo completo di biella (fig. 4) attraverso alla camicia senza ricorrere a complicate forme per il collegamento del fusto ai cuscinetti della testa, nonostante le abbondanti dimensioni dell'albero a manovelle adottate per portare fuori del campo di funzionamento tutte le velocità critiche torsionali anche nelle più sfavorevoli condizioni d'impiego.

— Organi accessori: polverizzatori, valvole di avviamento, valvole di sicurezza, valvole di lavaggio, ecc. identici a quelli dei motori con testa croce di eguale diametro con evidente vantaggio per la costruzione e l'approvvigionamento dei pezzi di ricambio.

Le caratteristiche costruttive generali sono, come già accennato, quelle solite dei motori Fiat:

— Largo impiego della ghisa nelle strutture principali riducendo al minimo gli sforzi di trazione mediante tiranti di acciaio che collegano i cilindri al basamento attraversando l'incastellatura della macchina per tutta l'altezza.

— Parti principali del manovellismo in acciaio fucinato.

— Testate cilindro e testate stantuffo di acciaio fuso; queste ultime con sedi per le fascie elastiche indurite mediante riporto eletrolitico di cromo.

— Albero a gomiti del tipo semicomposto con perni di banco fucinati e bracci di mano-

vella di acciaio fuso con eliminazione totale dei fori per la lubrificazione dei cuscinetti di testa biella i quali ricevono l'olio attraverso il fusto

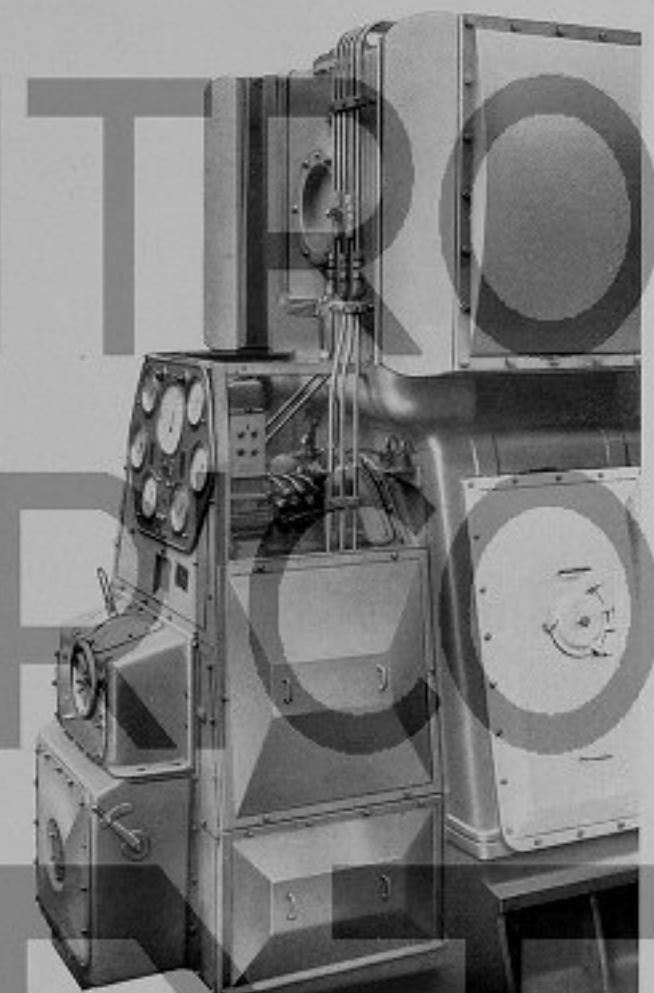


Fig. 5 - Vista del posto di manovra.

SL.925

Notare l'estrema semplicità dei comandi del motore consistenti:

- in una sola leva d'avviamento e in un volantino di regolazione del combustibile, nei motori per gruppi eletrogeni come quello rappresentato in figura;
- in due leve, una d'avviamento ed una di inversione di marcia, e nel volantino di regolazione del combustibile nei motori per propulsione navale.

della biella stessa derivandolo dal circuito di raffreddamento dello stantuffo.

— Cuscinetti di banco con ralle riportate e guarniti di metallo bianco, sostituibili senza smontare l'albero a gomiti.

— Pompa di lavaggio del tipo a stantuffi da

noi ritenuto il più semplice e assolutamente sicuro nel funzionamento, con valvole del tipo automatico a lamelle identiche a quelle per l'aria di lavaggio dei cilindri motori.

richiesta sia nell'edizione marina che in quella industriale; nel primo caso il supporto reggisposta è incorporato nel basamento, nel secondo è prevista l'eventuale aggiunta di un cuscinetto di banco sup-



Fig. 6 - Lo stesso motore di fig. 1 visto dal lato scarico.

51.037

— Collettori dell'aria di lavaggio e dei gas di scarico di lamiera saldata.

— Sportelli di accesso alla camera delle manovelle di grandi dimensioni e costruiti in lega leggera.

Il motore « 520 » ora descritto viene costruito con cinque o più cilindri a seconda della potenza

plementare atto a sopportare il peso del generatore elettrico permettendo così la realizzazione di gruppi di costruzione molto compatti.

Dalla sezione trasversale del motore e dalle fotografie riportate è possibile farsi un'idea delle caratteristiche di semplicità e robustezza della macchina.

dott. ing. ANTONIO GREGORETTI.

# PROTEZIONE DELLE SUPERFICI FERROSE CONTRO LA CORROSIONE

## ALTRÉ PROVE SU INIBITORI DI CORROSIONE

Dalle prove descritte in un articolo precedente (Boll. Tecn. N. 2 - 1950) era emersa la superiorità dei cromati rispetto agli altri inibitori di corrosione e la loro efficacia anche nella protezione della ghisa.

Tuttavia in presenza di cloruri questi prodotti, contrariamente a quanto affermano alcuni, si erano rivelati insufficienti nelle nostre prove ad impedire

la formazione di roggine sulla superficie sia dell'acciaio che della ghisa, per quanto si manifesti in misura limitata.

Si ritenne quindi opportuno approfondire la questione con ulteriori esperienze.

Allo stesso tempo si volle esaminare il comportamento nelle soluzioni cromiche dei vari accoppiamenti metallici già provati nelle soluzioni di olio emulsionabile.

Venne così iniziata un'altra serie di prove.



la assenza di cloruri

### SOLUZIONI USATE:

- |                                       |  |
|---------------------------------------|--|
| 1) $K_2 Cr_2 O_7$ 2% + $Na_2 CO_3$ 2% | 5) $Na_2 Cr_2 O_7$ + $Na OH$ (100 : 27) 0,5% |
| 2) " 3% " 3%                          | 6) " " " 1%                                  |
| 3) $K_2 Cr_2 O_7$ 2% + $Na NO_3$ 2%   | 7) " " " 2%                                  |
| 4) " 3% " 3%                          | 8) " " " 3%                                  |

Fig. 1 - Lamierini di ghisa dopo 30 giorni di immersione a temperatura ambiente.

## II) Prove con acqua contenente cloruri.

Si eseguirono su ghisa e si impiegarono gli inibitori rivelatisi più attivi nelle prove precedenti. Oltre a questi si volle provare l'inibitore consigliato per usi industriali nelle pubblicazioni della

ghisa rimane intatta anche con concentrazioni minime di cromato (0,5%).

A contatto invece con cloruri si formano chiazze e incrostazioni rugginose prevalentemente lungo gli spigoli.

Analogamente nelle prove a caldo messe in evi-

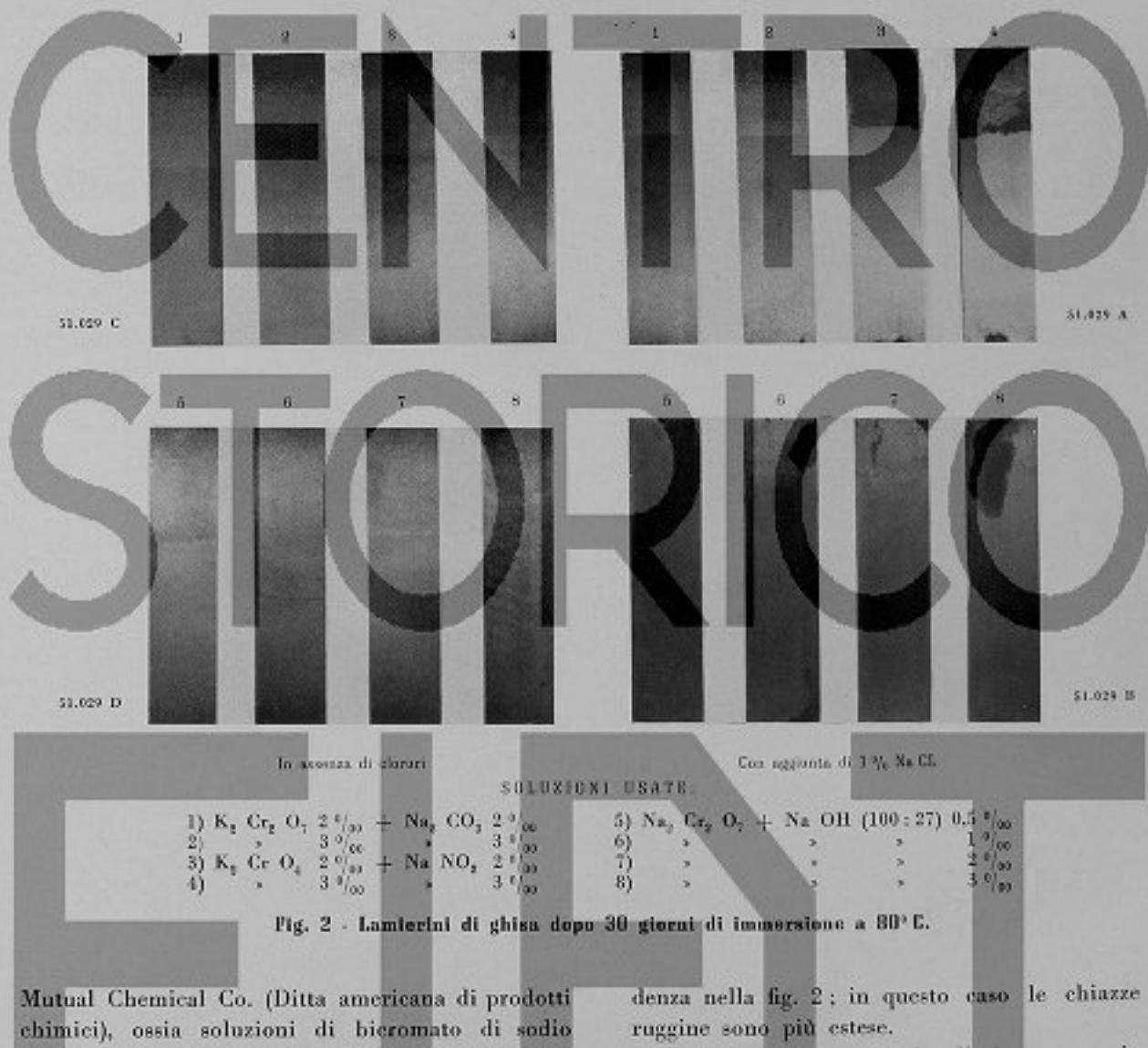


Fig. 2 - Lamierini di ghisa dopo 30 giorni di immersione a 80°C.

Mutual Chemical Co. (Ditta americana di prodotti chimici), ossia soluzioni di bieromato di sodio tecnico e soda caustica in rispettiva proporzione 100:27.

Le soluzioni usate, concentrazioni relative e risultati delle prove sono posti in evidenza nelle figg. 1 e 2.

Nella fig. N. 1 sono confrontati lamierini di ghisa dopo un mese di immersione a temperatura ambiente in varie soluzioni cromiche con altri trattati analogamente ma con l'aggiunta di 1% di NaCl.

Ciò che si nota è che in assenza di cloruri la

danza nella fig. 2; in questo caso le chiazze di ruggine sono più estese.

E' da notare tuttavia che l'azione corrosiva è notevolmente ridotta rispetto a quanto sarebbe in acqua non trattata con cromato.

Accanto alla confermata efficacia imititrice di tutte e quattro le soluzioni cromiche, in assenza di cloruri, è da rilevare nuovamente la loro azione solo limitatrice della corrosione, anche in concentrazioni più elevate, in presenza di cloruri.

Dubitando che l'esito della prova fosse da attribuirsi al tenore piuttosto elevato in cloruri, la si

ripete con soluzioni di inibitori in acqua contenente solo il 1% di NaCl. Dopo qualche giorno, in alcuni casi dopo qualche ora, comparvero macchie di ruggine sulla superficie terza della ghisa.

Abbiamo ora in corso una prova con soluzioni

tografie sono quelle poste a reciproco contatto durante la prova. Sulle coppie ghisa-acciaio è visibile corrosione della ghisa in misura più o meno accentuata a seconda della temperatura della prova e della concentrazione dell'inibitore.

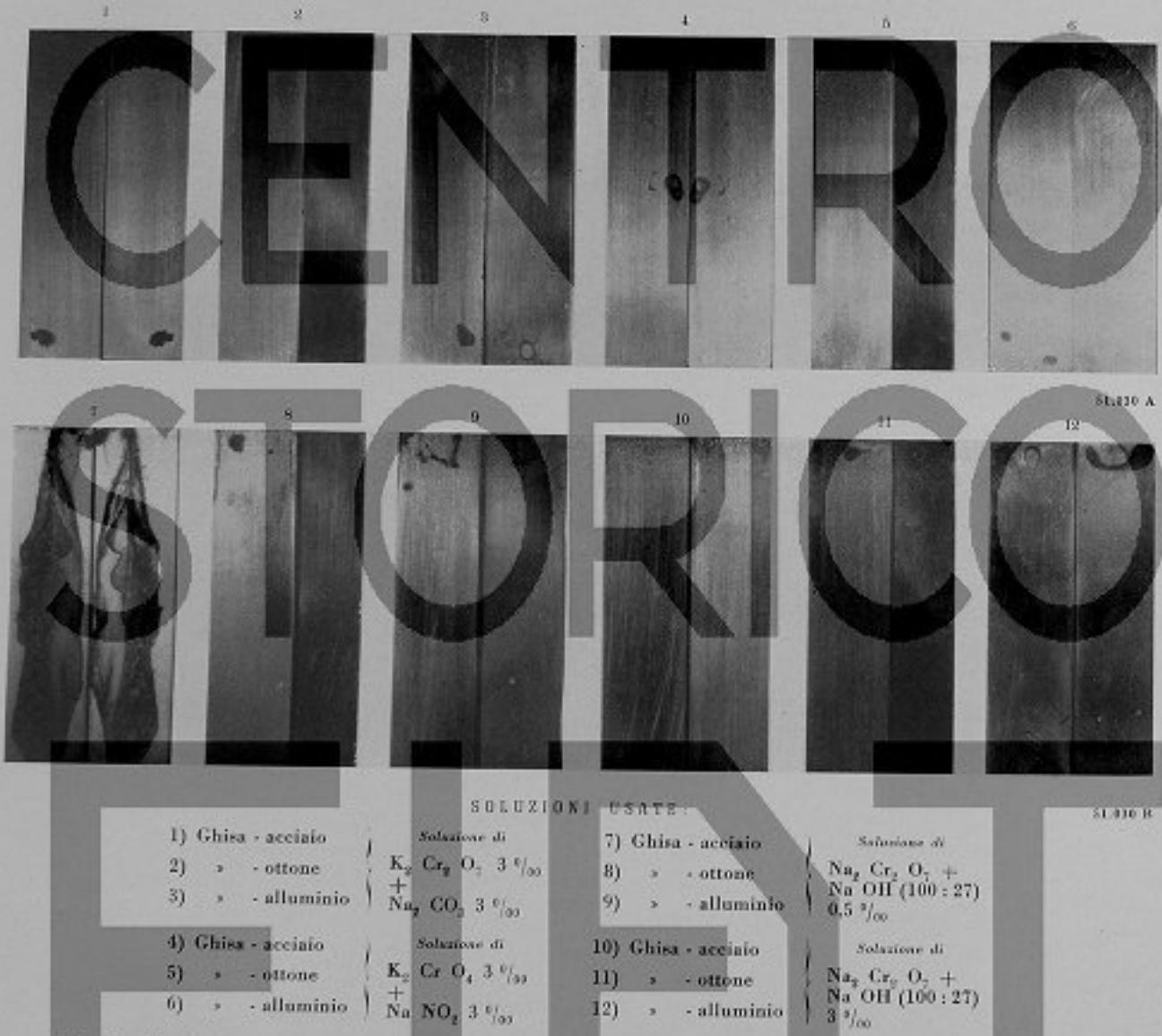


Fig. 3 - Lamierini accoppiati di ghisa e acciaio dopo 30 giorni di immersione a temperatura ambiente.

cromiche ancora più concentrate (5-10%). Dopo una settimana i lamierini di ghisa si presentano ancora terzi in presenza di 1% NaCl, con 1% di NaCl, invece, è comparsa un po' di ruggine agli spigoli.

## 2) Prove su accoppiamenti metallici.

I risultati sono mostrati nelle figg. 3-4.

Le due superfici di ogni coppia visibili in fo-

toografia sono quelle poste a reciproco contatto durante la prova. Sulle coppie ghisa-acciaio è visibile corrosione della ghisa in misura più o meno accentuata a seconda della temperatura della prova e della concentrazione dell'inibitore.

Nessuna corrosione invece sulla coppia ghisa-acciaio (N. 10) trattata con lo stesso inibitore al 3%.

Praticamente nulla la corrosione sugli accoppiamenti ghisa-ottone e ghisa-alluminio.

### 3) Prova con olio emulsionabile a base di saponi sulfonici.

Negli esperimenti precedenti in cui si era usato come inibitore l'olio emulsionabile, si era trovato che i comuni tipi di olio proteggono bene l'acciaio sia a caldo che a freddo.

A caldo si verificò invece formazione di una patina rugginosa nella parte inferiore della provetta, in misura minore però che non con altri olii. Si può quindi concludere che l'olio emulsionabile a base di saponi sulfonici ha un discreto potere inibitore.



Fig. 4 - Lamierini accoppiati di ghisa e metalli vari dopo 30 giorni di immersione a 80°C.

acciaio sia a caldo che a freddo; non prevengono invece l'arrugginamento della ghisa.

Faceva eccezione un tipo di olio a base di saponi sulfonici che manteneva tersi anche i lamierini di ghisa.

Si pensò opportuno ripetere la prova sia a caldo che a freddo con questo tipo di olio. A freddo si ebbe un buon comportamento dell'inibitore.

### 4) Conclusioni sul complesso delle prove.

Tenendo conto anche di quanto si è riportato nell'articolo precedente si può concludere che:

1) E' in ogni caso dimostrata la superiorità delle soluzioni cromiche.

Le più efficaci sono:

Soluzioni 2-3%/<sub>10</sub> di bicromato di potassio e car-

bonato di sodio; 2-3% K<sub>2</sub>CrO<sub>4</sub> + NaNO<sub>3</sub>, e soluzioni di bichromato di sodio e soda caustica 100 : 27. Quest'ultimo inibitore dà buoni risultati anche solo al 0,5%.

Per ragioni economiche la più conveniente è la soluzione di bichromato di sodio con soda caustica nel rapporto 100 : 27.

A nostro parere, per l'uso sui motori a bordo delle navi, è più pratica, tuttavia, la miscela bichromato di sodio-carbonato di sodio 1 : 1 che presenta vantaggi per la facilità di preparazione delle soluzioni e per la conservazione.

2) La presenza di cloruri produce ruggine, sia pure limitatamente, con concentrazione di cromati al 2-3%. Tuttavia un aumento di concentrazione di questi ultimi la riduce notevolmente. Come misura precauzionale si possono usare in pratica, in presenza di cloruri, purché non superino 1%, soluzioni con il 5-10% di inibitore.

3) Accoppiata in soluzione cromica con altri metalli la ghisa si corrode spiccatamente se unita con l'acciaio, quasi affatto con l'ottone e l'alluminio; nelle soluzioni di olio emulsionabile invece la ghisa si ossida in qualunque accoppiamento.

### 5) Alcune osservazioni pratiche circa l'impiego degli inibitori di corrosione a base di cromati nei circuiti acqua di raffreddamento dei motori per uso navale ed industriale.

1) Presenza di cloruri. - Tenuto conto dell'azione indubbiamente negativa dei cloruri è indispensabile evitare negli impianti marini che l'acqua dolce dei circuiti acqua di raffreddamento del motore e di raffreddamento dei polverizzatori sia contaminata da acqua di mare. Si raccomanda quindi di:

a) accertarsi all'atto dell'impianto dei circuiti che non solo l'acqua sia dolce ma che le tubazioni, i refrigeranti, le camicie d'acqua siano prive di salino. Qualora si abbiano dei dubbi in quest'ultimo senso, provvedere a lavare con acqua dolce;

b) controllare di tanto in tanto che l'acqua si mantenga esente da cloruri (che possono venire da perdite di acqua salata dei refrigeranti). Per fare questo basta prelevare qualche cm<sup>3</sup> di acqua e aggiungere qualche goccia di acido nitrico e qualche cm<sup>3</sup> di soluzione di nitrato d'argento. In presenza di cloruri si ha precipitato bianco caseoso; in loro assenza il liquido rimane limpido o leggermente opalescente. La determinazione quantitativa dei cloruri presenti si esegue come segue:

si prelevano 20 cc. di bagno e si titolano con soluzione 0,1 N di nitrato di argento. La fine della titolazione è segnata dalla comparsa di cromato di argento rosso. Un cc. di soluzione 0,1 N di AgNO<sub>3</sub> corrisponde a gr. 0,058 di NaCl.

Con 10% di inibitore si può tollerare fino all'1% di NaCl. Per concentrazioni di NaCl superiori all'1% bisogna sostituire l'acqua di refrigerazione. E' ovvio che in questo caso occorre inoltre rimuovere le cause che provocano il passaggio di acqua salata verso il circuito acqua dolce.

2) Controllo del potere passivante della soluzione. - Bisogna tener presente che dopo un certo periodo di funzionamento del motore, l'inibitore può subire variazioni di concentrazione.

L'aumento di concentrazione per evaporazione dell'acqua di refrigerazione non ha importanza, mentre ha importanza la diminuzione della concentrazione dovuta al fatto che l'inibitore viene parzialmente consumato per reazioni con la superficie ferrosa con cui viene a contatto.

Queste perdite sono abbastanza forti nel primo mese d'impiego fino quasi ad annullarsi dopo circa 3 mesi. La cosa si ovvia facilmente partendo da soluzioni un po' più ricche di inibitore.

Occorre controllare di tanto in tanto la concentrazione in cromati ed il pH nel seguente modo:

a) La concentrazione in cromati può venire apprezzata ad occhio dall'operatore pratico, che valuta l'intensità della colorazione gialla della soluzione.

Un controllo più sicuro si effettua immergendo in un campione di soluzione un lamierino di ghisa perfettamente lucido. Dopo 48 ore di permanenza nella soluzione il lamierino deve presentarsi ancora perfettamente lucido.

Volendo poi un controllo preciso, si deve ricorrere ad un Laboratorio Chimico.

b) Il pH deve mantenersi tra 7,5 e 9,5.

Si può controllare approssimativamente aggiungendo ad un piccolo quantitativo della soluzione qualche goccia di soluzione alcolica di fenolftaleina. La soluzione deve colorarsi in rosa pallido in caso di pH giusto, in rosa carico in caso di pH elevato.

Oppure il pH si controlla mediante cartine indicatrici che si trovano in commercio.

E' meno pericoloso un valore di pH troppo elevato che uno troppo basso. In quest'ultimo caso si correge aggiungendo un opportuno quantitativo di soda caustica.

Dott. ERICA ANTINORI.

# GRAFICI PER IL CALCOLO DELLE ELICHE MARINE

Con i precedenti articoli apparsi sui Bollettini n. 3 anno 1948, n. 1 del 1949 e n. 2 del 1950, abbiamo presentato e illustrato questa nuova serie di grafici per il calcolo rapido delle eliche marine, ottenuta con una opportuna elaborazione dei risultati delle esperienze di Schaffran, di Taylor e di Troost.

Per comodità di quanti non hanno avuto modo di vedere le precedenti pubblicazioni ripetiamo un breve cenno sull'impiego di questi diagrammi.

Come già è stato detto essi comprendono 3 serie distinte, corrispondenti rispettivamente alle esperienze di Schaffran, di Taylor e Troost. Ogni serie risolve direttamente i 4 problemi che in pratica possono presentarsi al Costruttore dei motori di propulsione o all'Armatore e cioè:

1) *Calcolo di progetto dell'elica.* — Noti la potenza assorbita dall'elica, la sua velocità di avanzo e i giri corrispondenti, determinare le caratteristiche geometriche dell'elica da impiegare cioè il passo, il diametro e il relativo rendimento.

2) *Determinazione dei giri.* — Note le caratteristiche geometriche di un'elica esistente e la potenza da essa assorbita ad una determinata velocità di avanzo, determinare i corrispondenti giri dell'elica stessa e quindi il momento torcente e la pressione media richiesta alla macchina motrice.

3) *Controllo dei limiti d'impiego di un dato motore con un'elica esistente.* — Noto il momento torcente sviluppabile da un dato motore e cioè la sua pressione media, e note le caratteristiche geometriche di un'elica esistente, ricavare gli elementi propulsivi e cioè giri, potenze e spinte alle varie velocità della nave.

4) *Esame dei risultati della propulsione.* — Noti per una data elica i risultati delle prove di propulsione in mare o alla vasca e cioè potenza, numero di giri e velocità della nave, determinare la velocità di avanzo dell'elica per avere il coefficiente di scia, la spinta e il rendimento.

Ogni serie comprende quindi 4 tipi diversi di diagrammi corrispondentemente ai 4 problemi suddetti e riguardanti eliche a 3 e a 4 pale e per i valori più in uso di As/A (superficie alare sviluppata su area del disco). Il procedimento di impiego per ogni diagramma rimane immutato per qualsiasi serie e tipo, non comparendo in essi esplicitamente alcun coefficiente base, ma solo i dati caratteristici della propulsione. Cioè:

$Cv_s$  — potenza dei motori di propulsione in cavalli effettivi.

$Cv_r$  — potenza disponibile sul mozzo dell'elica in cavalli effettivi. Si ha  $Cv_r = \eta_p Cv_s$  essendo  $\eta_p$  il rendimento della linea d'assi.

$V$  — velocità della nave in nodi.

$V_r$  — velocità di avanzo dell'elica in nodi.

$V_r = (1 - w) V$ ; essendo  $w$  il coefficiente di scia.

$N$  — Numero di giri dell'elica al minuto primo.

$D$  — Diametro esterno delle pale in m.

P/D = passo/diametro.

I diagrammi pubblicati nei Bollettini precedenti sono:

Diagramm. Nº	ELICA				Problema Nº	Bollettino T.	
	Serie	Nº pale	As/A%			Nº	Anno
1	Schaffran	4	56	1	3	1948	
2	Taylor	4	51	1	*	*	
3	Schaffran	4	56	2	*	*	
4	*	4	56	3	1	1949	
5	*	4	56	4	*	*	
6	Troost	4	40	1	2	1950	
7	*	3	35	1	*	*	
8	Schaffran	3	42	1	1	1951	
9	*	3	56	1	*	*	

Per quanto riguarda il loro uso riteniamo sufficiente l'esempio illustrativo riportato sui grafici stessi.

dott. ing. SALVATORE GIUFFRIDA.

ELICHE

3 PALE As/A = 42% SECONDO SCHAFFRAN

88



ELICE

3 PALE AS/A = 56% SECONDO SCHAFFRAN

6  
일



# È ARRIVATA LA PETROLIERA

Fotocronaca dell'appoggio a Galata  
Canzio della "SPLENDOR",

Abbiamo il piacere di riprodurre per gentile concessione della rivista «La Marina Mercantile» un articolo che si riferisce al servizio di una delle più note motocisterne della nostra flotta mercantile.

La M/c «Esso Italia», ex «Splendor», ex «R. L. Hague», è stata la prima di una serie di 9 cisterne gemelle ordinate nel 1930 dalla Standard Shipping Co. di New York ed avanti allora l'eccezionale portata di 16.000 tonn. d. w.

Tre di esse, e precisamente le «R. L. Hague», la «Orville Herden» e la «Marguerite Finley», furono costruite in Italia e dotate di apparato motore Fiat costituito da due motori principali, 2 tempi, semplifico effetto, 6 cilindri di Ø 600 mm. e potenza normale  $2 \times 2500$  HP a 125 giri/

Essi furono i primi motori Fiat di grande diametro ad iniezione meccanica.

La «R. L. Hague», è entrata in servizio nel 1932, navigò alcuni anni battendo bandiera germanica, poi passò alla Soc. La Columbie di Genova, filiazione italiana della Standard Shipping Co. Affondata nel porto di Savona verso la fine della guerra, fu rimessa in servizio nel luglio 1948.

La tua vita operosa, oltre 300 giorni di navigazione per anno ed oltre 100.000 ore di moto dei motori, rappresentano il tuo passato: di perni durata e soddisfazione sia il tuo servizio avvenire, vecchia, gloriosa «Esso Italia»!



Fig. 1 - La "Splendor", entra in porto:  
la cisterna è carica, come suol dirsi,  
"a tappo".



Fig. 2 - Appena la nave  
è ormeggiata vengono  
immediatamente allacciate le tubazioni.

*I viaggi fatti sulle petroliere si dimenticano facilmente: sono come i numeri di una serie, tutti diversi ma senza una propria storia. Non sono come i viaggi fatti con le comuni « carrette » (naturalmente, non parliamo neppure dei viaggi sui « pacchetti! »): si sta per mesi via da casa, ma è come se si sfogliassero le pagine di un romanzo, ora monotono, ora vario e vivace, ora cupo, ora brillante e pepato. La « carretta » va per i porti, nei porti si ferma, scarica, aspetta il carico, ha qualche lavoro da fare, poi taglia l'oceano e va fin sull'altra faccia della terra, e altra gente, altra sosta.*



Fig. 3 - Chiusi i raccordi  
il carico incomincia a  
delluire nei depositi co-  
stieri.

*Uno si ricorda: il mese tale, nell'anno tale, a Rotterdam... o a Chittagong... che orribile posto... però poi a New Orleans...*

*Ogni viaggio ha una storia, ogni sosta ha un nome.*

*Non è così sulle petroliere. Sulle petroliere le cuccette son più linde, il confort è spesso assai maggiore. Brutto segno, dice il marinaio, vuol dire che ci sarà da pagare per un altro verso. Perché sulle petroliere non sono consentite fantasie. Sulle petroliere si sta all'erta ogni minuto, con quel po' po' di carico.*

*E soprattutto i viaggi delle petroliere non hanno storia. Si toccano, è ben vero, paesi che han fama d'essere pieni di mistero e di fascino: l'Arabia, la Persia, il Venezuela... Ma chi dei marinai imbarcati sulle petroliere, ha visto l'Arabia, la Persia, il Venezuela, e così via?*

*A meno che così non si chiami quella striscia di terra che si scorge all'orizzonte, quel lungo*

pontile con il « pipe », la geometrica costruzione della Compagnia petrolifera. Tutte cose eguali, in un continente o nell'altro, nell'Arabia insonnolita come nel Venezuela fervido. E non c'è davvero il tempo di scendere a terra, di prendere un tram come se si arrivasse alla Boca, o all'ombra dei grattacieli di Manhattan: dove si andrebbe? La più vicina città è a decine di chilometri, e in un batter d'occhio la nave ha nella pancia le sue dieci o anche ventimila tonnellate di « oil ».

Dove si va? Si rimane a bordo; a guardare quella striscia d'orizzonte.

Chiedete ai marinai che sbarcano il petrolio alla Calata Canzio, a Genova, che ne sanno di



Fig. 4 - A poco a poco  
la nave si solleva sulla  
banchina.

via Gramsci e del Trocadero e del Grillo d'Oro e dello Scandinavia. E sono fortunati perché a Genova i depositi d'oli combustibili sono stipati in un angolo del porto e tutta la città è lì davanti a loro, con tutte le sue case e le sue chiese e le sue strade e i suoi giardini e le sue belle ville, tutte una sull'altra, come in una immensa bachecca. Ma domandate loro quanto stanno a versare in quei giganteschi recipienti le migliaia di tonnellate di prezioso liquido che hanno portato da Abadan o da Kuwait.

Noi abbiamo provato: ci siamo messi lì con la macchina fotografica ed abbiamo aspettato. Fra un'alba e un'alba tutto era finito. E non si trattava di una nave modesta, di un piccolo carico, bensì della « Splendor », una delle maggiori unità della flotta « Esso ». La « Splendor » aveva a bordo migliaia di tonnellate di olio combustibile proveniente da Aruba si è attraccata a Calata Canzio, una serie di tubazioni sono state immediatamente « imboccate » alle apposite pompe e hanno inco-



Fig. 5 - Lo scarico è quasi ultimato; la nave appare alta e in tutta la sua imponenza.

minciato a succhiare potenteamente. Prima erano distese sulla banchina e passavano sul bordo senza differenza di livello, ma di minuto in minuto la nave si sollevava, emergeva, giganteggiava con la sua murata coperta di salmastro, ed eccola infine del tutto vuotata, alta sul mare, pronta a riprendere il mare. Ancora migliaia di miglia, giornate di navigazione, poi un pontile, poche ore di sosta, e si riparte. Così vive la petroliera, e i suoi viaggi sono numeri, grani tutti eguali di un rosario che ingoia il tempo.

EM. G.



Fig. 6 - Si mollano gli ormeggi: dopo 24 ore di sosta il mare, con le sue solitudini e i suoi silenzi circonderà di nuovo la "Splendor".

# CENTRO STORICO

# F.I.A.T.

**CENTRO  
STUDIO  
FIRENZE**

Bentatrici per ingranaggi conici spiroidali "DIS 400", di nostra produzione sistemate nello Stabilimento O.M. di Milano.