

# FIAT

# STABILIMENTO GRANDI MOTORI

N. 3

BOLLETTINO TECNICO

ANNO 1953

# CENTRO STORICO



53.099

La snella sagoma della M/v "SICILIA" azionata con motore Fiat 486 T

Questa bella nave, con le gemelle M/v Calabria, Lazio (con motori originali Fiat), Sardegna e Campania Felix (con motori Fiat di costruzione Ansaldo) costituisce il nerbo della nuova flotta che la Soc. di Navigazione Tirrenia ha destinato al collegamento rapido del Continente con le Grandi Isole Italiane e la Costa Tunisina.

Le nuove motonavi tipo " Sicilia „ della Società di Navigazione " Tirrenia „

Dott. Ing. Carlo Marlini Pag. 65

Calcolo rapido del peso e del  $PD^2$  di eliche disegnate secondo i modelli della serie B del Trobst

Dott. Ing. Giorgio Ciliberto Pag. 84

Centrali termoelettriche con motori Diesel Fiat - Risultati di esercizio

Dott. Ing. Ernesto Cotti Pag. 90

# FIAT STABILIMENTO GRANDI MOTORI

TORINO (Italia)

VIA CUNEO, 20

N. 3

BOLLETTINO TECNICO

ANNO 1953

## LE NUOVE MOTONAVI TIPO "SICILIA", DELLA SOCIETÀ DI NAVIGAZ. "TIRRENIA",

*In seguito alla recente entrata in servizio della M/n « Lazio », ultima della serie, le nuove Motonavi da passeggeri tipo « Sicilia », in numero di cinque complessivamente, sono tutte attualmente in regolare servizio di linea giornaliera, sulle rotte che uniscono il Continente alle Grandi Isole, la Sardegna e la Sicilia, prolungandosi settimanalmente fino a Tunisi.*

*Si tratta delle cinque unità gemelle da 5250 t (ved. fotografia in copertina) progettate dal C. N. R. già in base al primo programma postbellico di ricostruzione della Soc. Tirrenia e costruite poi in parte dagli stessi C. N. R., Cantieri di Palermo (M/n « Sicilia », « Calabria » e « Lazio ») e in parte dalla S. A. Navalmecanica di Castellammare di Stabia (M/n « Sardegna » e « Campania »). Esse sono dotate di speciale apparato motore Fiat, di costruzione originale Fiat Grandi Motori per le prime tre e di costruzione Ansaldo Stabilimento Meccanico per le due rimanenti.*

Criteri costruttivi e principali caratteristiche delle navi.

Occorre anzitutto notare che, già fin dall'impostazione del progetto, la Società Armatrice si era proposta di realizzare con queste navi un netto progresso dei propri servizi sulle linee accennate, sia dal punto di vista delle esigenze specifiche dei servizi stessi, sia da quello della relativa gestione economica.

In base alla propria esperienza, derivata dall'aver per alcuni decenni gestito i traffici su quelle linee, essa si era così orientata verso una soluzione che, dovendo rispondere ad alcuni requisiti del tutto speciali, implicava necessariamente di risolvere numerosi particolari problemi; fra i quali acquistavano notevole importanza quelli relativi all'apparato motore che, come meglio specificato più avanti, doveva rappresentare, e rappresenta in effetti, una soluzione fra le più originali, applicata per la prima volta su navi italiane, anche se non del tutto nuova nella sua impostazione generale.

I principali requisiti accennati possono così riassumersi:

— Portata per merci e capienza del servizio passeggeri all'incirca equivalenti a quelle delle navi preceden-

temente usate sulle linee della Sicilia nell'epoca prebellica.

— Possibilità di disporre di due distinte velocità economiche di cui una di poco inferiore ai 17 nodi, con quattro motori, e l'altra di poco inferiore ai 15 nodi, con 2 motori, per eventuali esigenze di esercizio su linee diverse.

— Massimo sfruttamento dello spazio disponibile, a parità di dislocamento con le vecchie navi, per le sistemazioni inerenti al servizio passeggeri in modo da rendere queste ultime quanto più possibile capaci, confortevoli e rispondenti ai più moderni criteri.

— Proporzionamento dell'apparato motore piuttosto esuberante, nonostante le limitazioni di ingombro imposte dai criteri precedenti, onde poter disporre di una ragionevole riserva di potenza, oltre quella normale, per qualsiasi eventualità e per motivi sia di sicurezza generica, sia di rigide esigenze di orario.

— Superiori qualità manovriere per consentire la massima rapidità e una completa autonomia di manovra in partenza e in arrivo secondo le stesse esigenze.

M/n n. miste da 5250 T.S.L.

# SICILIA, CALABRIA, LAZIO, SARDEGNA, CAMPANIA FELIX

|                                  |          |
|----------------------------------|----------|
| Stazza lorda                     | 5250 t   |
| Lunghezza fuori tutto            | 116,75 m |
| Lunghezza tra le p. p.           | 106 m    |
| Larghezza max fuori ossatura     | 15,90 m  |
| Altezza fino al ponte di coperta | 9,80 m   |
| Altezza al ponte delle paratie   | 7,40 m   |

|                                                          |                  |
|----------------------------------------------------------|------------------|
| Immissione a pieno carico                                | 5,25 m           |
| Portata lorda corrispondente                             | 1200 t           |
| Apparato motore su due eliche della potenza complessiva: |                  |
| In navigazione                                           | 2 x 3600 Cv eff. |
| Alle prove in mare                                       | 2 x 4700 Cv eff. |
| Velocità normale                                         | 16,75 nodi       |

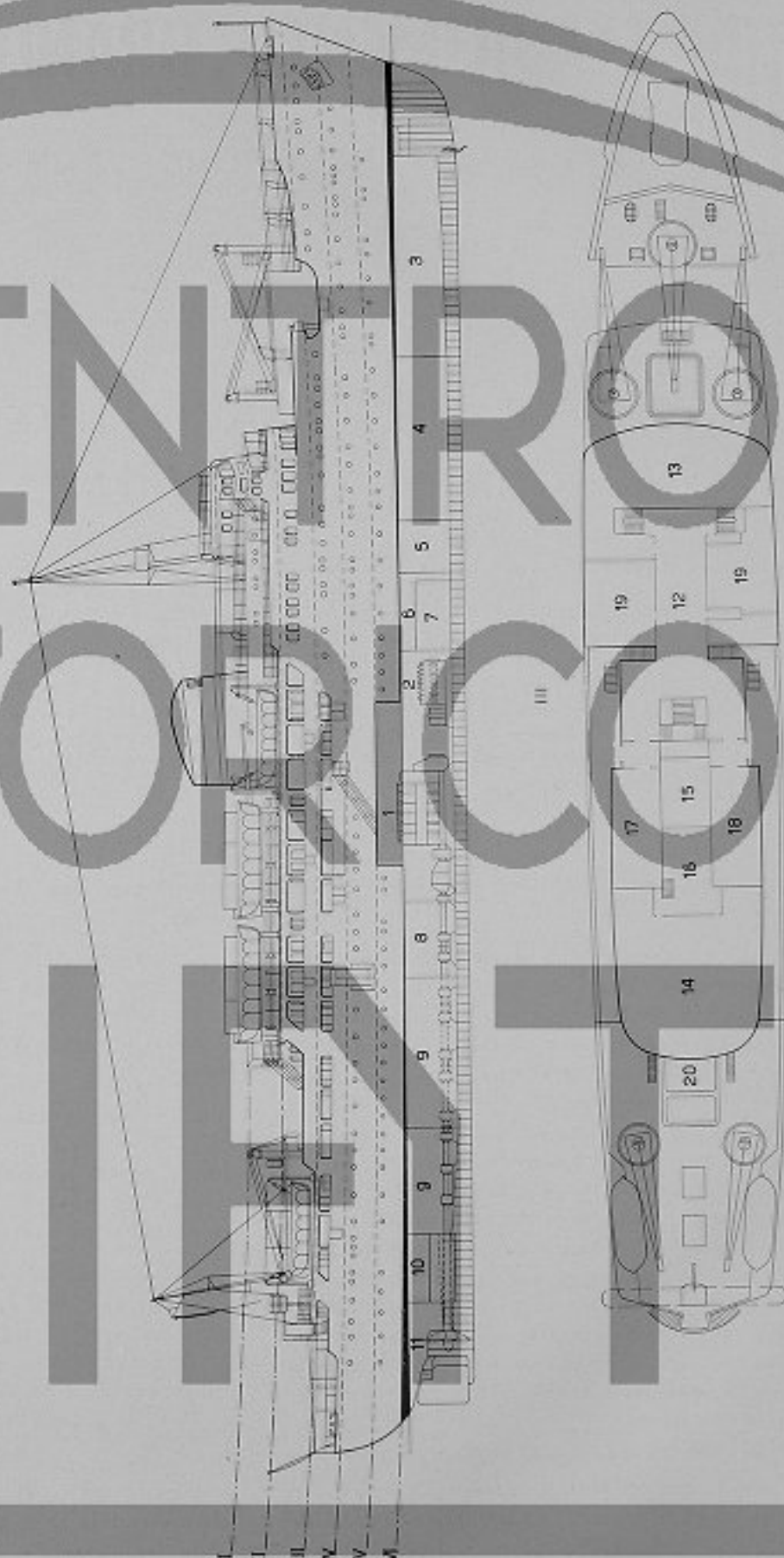




Fig. 1 - Sezione della nave e pianta di alcuni ponti.

Disposizione dei ponti: I Ponte comando - II Ponte carico - III Ponte gru/già - IV Ponte di coperta - V Ponte principale - VI Secondo sotta.

|                                  |                                   |                                 |                                   |
|----------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|-----------------------------------|
| 1 Motori di propulsione          | 10 Deposito coppe                 | 18 Sala da gioco                | 25 Cabine passeggeri III classe   |
| 2 Motori ausiliari               | 11 Locale macchine timone         | 19 Appartamenti I classe        | 27 Cabine passeggeri II classe    |
| 3 Stiva da carico n° 1           | 12 Ingresso principale e galleria | 20 Locale termogeni             | 28 Alloggi personale di macchina  |
| 4 Stiva da carico n° 2           | 13 Sala soggiorno I classe        | 21 Cabine I classe              | 29 Autorimesse                    |
| 5 Casse acqua potabile           | 14 Sala da pranzo I classe        | 22 Ingresso III classe          | 30 Ufficio postale                |
| 6 Locale Adami                   | 15 Caffano di macchina            | 23 Sala da pranzo di III classe | 31 Cucina                         |
| 7 Casse nafta                    | 16 Riposto                        | 24 Bar III classe               | 32 Bescaporti                     |
| 8 Locale macchinario frigorifero | 17 Biblioteca                     | 25 Ufficio turistico            | 33 Corridoio sul ponte principale |
| 9 Stive refrigerate              |                                   |                                 |                                   |

Solo la realizzazione dei primi due fra i requisiti indicati avrebbe permesso, in particolare, di utilizzare le nuove navi alternativamente su ambedue i gruppi di linee (Sicilia e Sardegna), a differenza di quanto avveniva in passato e con notevole vantaggio di impiego, soprattutto dal punto di vista delle periodiche fermate per manutenzione di ogni singola unità.

In armonia con i criteri accennati, il progetto era stato impostato sulla base delle seguenti caratteristiche fondamentali:

- Stazza lorda circa 5250 t.
- Portata lorda a pieno carico 1200 t.
- Sistemazioni per passeggeri capaci di almeno 460 posti complessivi.
- Apparato motore di minimo ingombro verticale, con 4 motori affiancati e, a due a due, accoppiati mediante giunti elettromagnetici e riduttori su due linee d'assi e due eliche.
- Potenza complessiva normale: 7200 HP a 150 giri sulle eliche.
- Velocità di esercizio con 4 motori: 16,75 nodi.
- Velocità di esercizio con 2 motori: 14,75 nodi.

Speciale importanza era stata inoltre assegnata a varie altre installazioni e servizi, circa i quali non è possibile qui dilungarci.

Ciò premesso e alla luce dei risultati già acquisiti sia alle prove, sia durante un primo periodo di esercizio, si può ritenere che effettivamente le nuove navi non solo rispondano alle esigenze prefissate, ma costituiscano altresì una delle più moderne ed efficienti realizzazioni di questo dopo guerra nel campo dei servizi marittimi regolari su percorsi relativamente brevi.

Senza addentrarci in descrizioni particolareggiate, che esulerebbero dal nostro scopo, vogliamo indicare tuttavia, prima di passare alla descrizione dell'apparato motore, alcune delle più notevoli particolarità costruttive dello scafo e delle sistemazioni di bordo.

Lo scafo, a struttura prevalentemente trasversale, è in acciaio MS ad eccezione delle sovrastrutture più alte, che sono in lega leggera speciale (Peraluman 35). Esso è in gran parte prefabbricato e prevalentemente saldato, essendo la chiodatura limitata ai giunti longitudinali del fasciame esterno ed al collegamento di questo con le ordinate. Con procedimento di prefabbricazione sono state costruite quasi tutte le strutture principali, montate poi direttamente sugli scali in complessi di peso variabile fino a 25 t.

La struttura generale (fig. 1) comprende un doppio-fondo cellulare continuo, due ponti continui e un ponte di corridoio parzialmente interrotto in corrispondenza del locale macchine; la sovrastruttura, estesa longitudinalmente,

comprende altri due ponti parziali ed un terzo ponte limitatamente al castello prodiero.

La carena, con dritto di prora inclinato e arrotondato e poppa del tipo ad incrociatore, è frutto di varie esperienze alla Vasca, ed ha dimostrato ottima efficienza sia agli effetti della resistenza al moto, sia dal punto di vista delle qualità nautiche ed evolutive.

La nave è provvista, per il carico, di due stive prodriere servite da tre grue elettriche di portata fino a 5 t e di una stiva poppiera refrigerata, servita da due grue da 2 t ciascuna.

Le sistemazioni per i passeggeri rappresentano quanto di più moderno, confortevole ed elegante possa oggi essere realizzato anche nel campo di unità destinate a più lunghe navigazioni: complessivamente, fra prima, seconda e terza classe possono essere alloggiati circa 460 passeggeri. Da notare, a questo proposito, la comunanza dei locali di ritrovo, pranzo e passeggiata per la prima e la seconda classe, la cui distinzione è limitata unicamente alla differenziazione delle cabine: ciò che ha consentito, con la riduzione del numero di questi locali, una maggiore grandiosità in rapporto alla mole delle navi (fig. 2) e la possibilità di sistemazione di un notevole soprannumero di passeggeri (altri 550 circa), in locali confortevoli, nei periodi di eccezionale affluenza.

Sono infine da rilevare, per quanto riguarda la terza classe, l'ampiezza e le particolarità di arredamento veramente decorose e confortevoli degli alloggi e dei locali di ritrovo (fig. 3), oltre alla modernità ed abbondanza dei servizi, ciò che costituisce, anche in questo caso, un progresso sensibile rispetto al livello delle sistemazioni mediamente adottate in passato.

#### Tipo e particolarità dell'apparato motore

L'apparato motore, previsto, come già indicato, per lo sviluppo di una potenza normale complessiva di 7200 HP a 150 giri sulle due eliche, è costituito da 4 motori Fiat del tipo 486 T a 2 tempi, semplice effetto, con 6 cilindri di 480 mm di diametro e 640 mm di corsa, funzionanti normalmente a circa 1800 HP ciascuno a 280 giri e, a due a due, accoppiati fra loro mediante quattro giunti elettromagnetici tipo ASEA e due riduttori ad ingranaggi (fig. 4).

La preferenza per questa soluzione costruttiva, rispetto ad altre più normali con trasmissione diretta, deriva da alcune delle premesse più sopra indicate che si riassumono in riduzione di ingombro verticale, facilità di manovra e realizzazione di almeno due velocità economiche.

Esaminando più dettagliatamente qualche caratteristica dell'apparato motore agli effetti delle singole esigenze espresse, si può osservare anzitutto quanto segue:



53.120

Sala di scrittura.



53.122

Salotto da pranzo.



53.119

Scalone accesso galleria centrale.



53.121

Salotto soggiorno.

Fig. 2 - Interni di 1.a classe.

Salone da pranzo



53.123



53.124

Cabina a 2 posti

Salone soggiorno



53.125

Fig. 3 - Interni di 3.a classe.

**Ingombro:** Sulla base delle dimensioni di ingombro di ogni singolo motore (fig. 5), ossia di una altezza massima dal piano del pagliolo di mt 3,50 circa e di una quota di smontaggio normale degli stantuffi di mt 5,50, il locale macchine ha potuto assumere, a vantaggio di tutte le sistemazioni di bordo, la configurazione risultante

vata velocità media di stantuffo rispetto alle costruzioni usuali.

**Potenza normale:** La potenza normale di 1800 HP a 280 giri per ciascun motore corrisponde ad un carico termico volutamente moderato, anche se riferita all'asse elica ossia con l'onere aggiuntivo delle perdite meccaniche

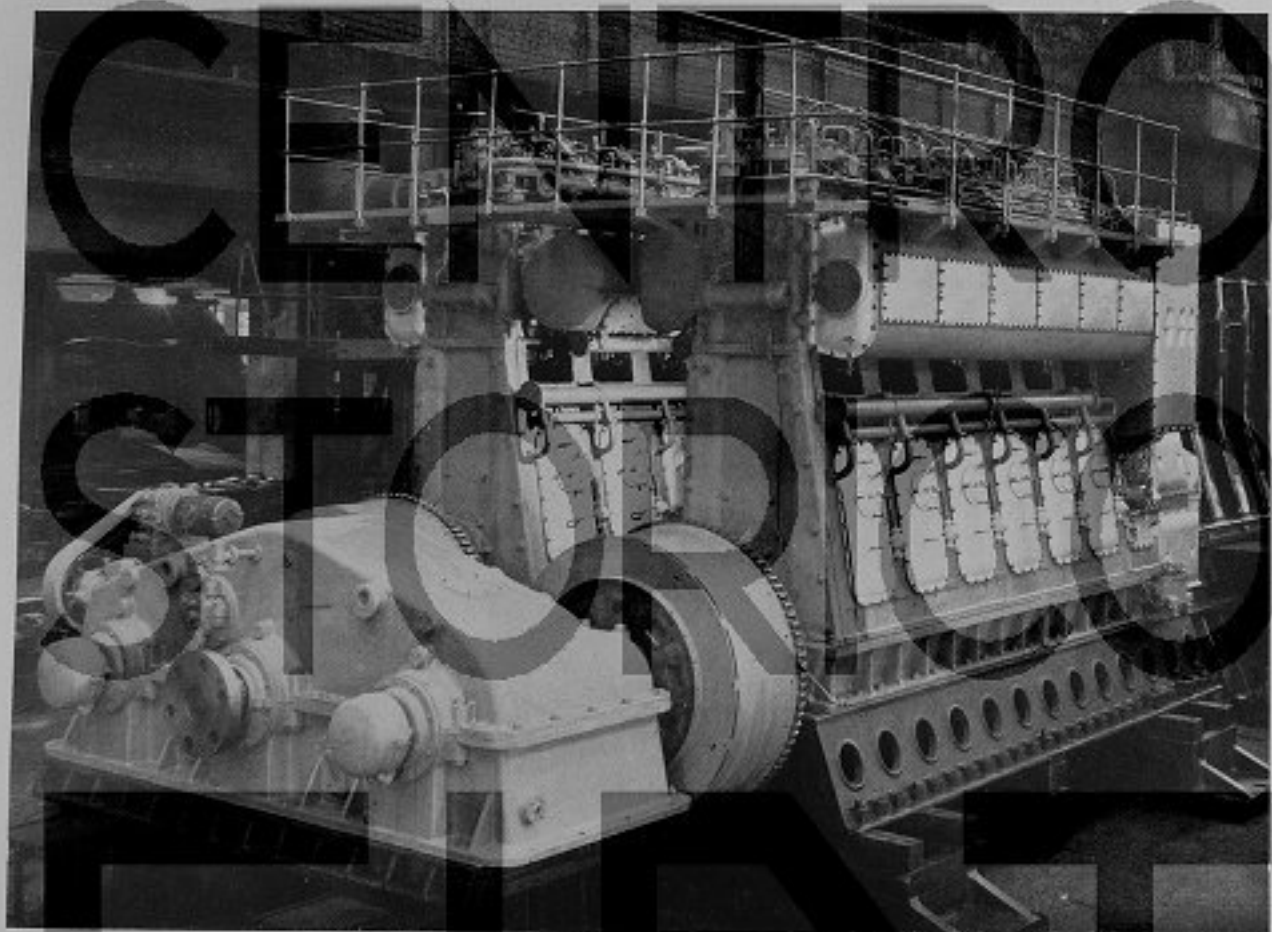


Fig. 4 - Una coppia di motori sul banco di prova.

53.126

dalla sezione trasversale di fig. 6, consentendo in particolare la sistemazione di un corridoio centrale di comunicazione fra poppa e prua a soli 5,30 mt dal piano del pagliolo inferiore ed una ampia utilizzazione delle fiancate a partire da una quota anche leggermente inferiore.

Notiamo fin d'ora che le ridotte dimensioni di ingombro verticale del motore derivano non solo dalla suddivisione della potenza su 4 unità, di dimensioni per questo stesso fatto più modeste, ma anche dall'adozione di un più basso rapporto corsa/diametro e di una più ele-

attraverso la trasmissione: la pressione media effettiva non supera infatti in tal caso i 4,4 Kg/cm<sup>2</sup>, mantenendosi pertanto sensibilmente inferiore ai limiti normalmente osservati sui motori più comuni. Si tratta però di una limitazione non relativa alle possibilità di questo particolare tipo di motore, il quale anzi ha poi dimostrato di poter raggiungere con tutta facilità prestazioni ben più elevate (ved. più avanti « Principali risultati delle prove »), ma unicamente motivata, in sede di progetto, da quei criteri di riserva di potenza cui la Società Armatrice ha ritenuto opportuno attenersi prudentemente consi-

derando le speciali esigenze di regolare servizio già premesse.

**Manovrabilità:** I desiderati requisiti di manovrabilità, indipendentemente dai vantaggi propri della propulsione bœlica, provengono dalla possibilità di effettuare qualsiasi

regolatori di governo, funzionanti per la velocità desiderata, in modo del tutto analogo a quello proprio di normali gruppi elettrogeni.

La facilità di ottenere in tal modo, senza alcun ritardo, il desiderato effetto sulle eliche in qualsiasi condizione

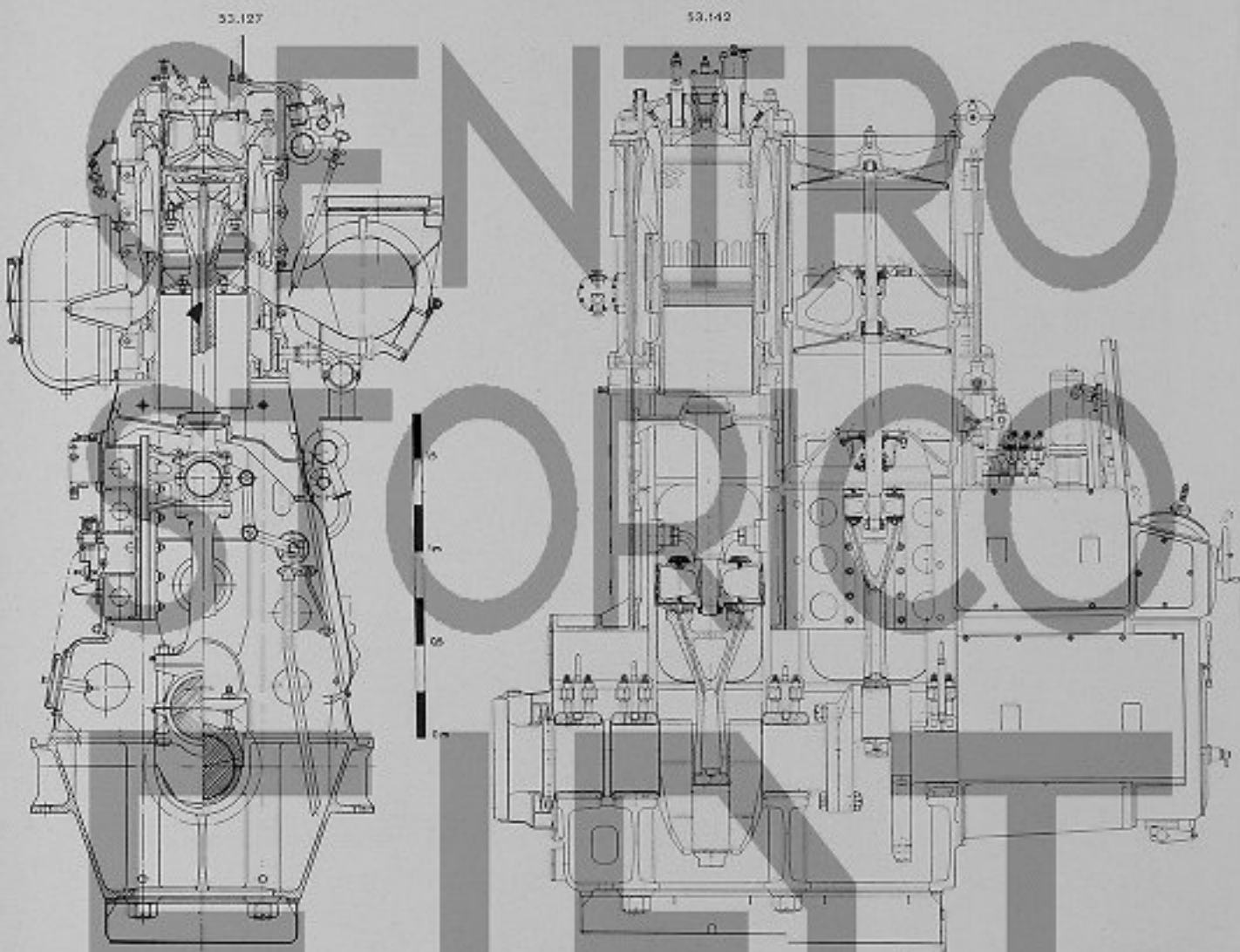


Fig. 5 - Motori principali di propulsione - Sezione trasversale e longitudinale.

manovra agendo, di volta in volta, non sui dispositivi di avviamento ad aria compressa e di inversione dei motori stessi, ma, in modo pressochè istantaneo, sui comandi elettrici di eccitazione e diseccitazione dei giunti elettromagnetici mentre i quattro motori vengono tenuti a tale scopo in moto a vuoto e, per ciascuna coppia, l'uno in un senso e l'altro nel senso opposto di rotazione; il che presuppone ovviamente l'azione altrettanto pronta di adatti

di abbribo della nave, è poi realizzata in pratica con una disposizione dei comandi tale da consentire l'esecuzione degli ordini trasmessi dal ponte di comando mediante semplice maneggio, nell'uno o nell'altro senso, di una sola apposita leva per ciascuna coppia di motori.

**Velocità economiche:** La realizzazione di due distinte velocità economiche deriva ovviamente dalla pos-

sibilità di funzionamento con tutti e quattro i motori in moto alla potenza normale, oppure con due soli motori funzionanti a un numero di giri inferiore, ma tuttavia con un carico termico invariato o leggermente superiore;

potenza di soli 36 Kg/HP. Comprendendo i giunti e i riduttori si arriva ad un totale di circa 345 t ossia ad un valore unitario di 48 Kg/HP, ancora sensibilmente inferiore ai corrispondenti valori usuali



Fig. 6 - Sezioni e piante del locale macchine.

in ambedue le condizioni, quindi, con il minimo consumo specifico di combustibile.

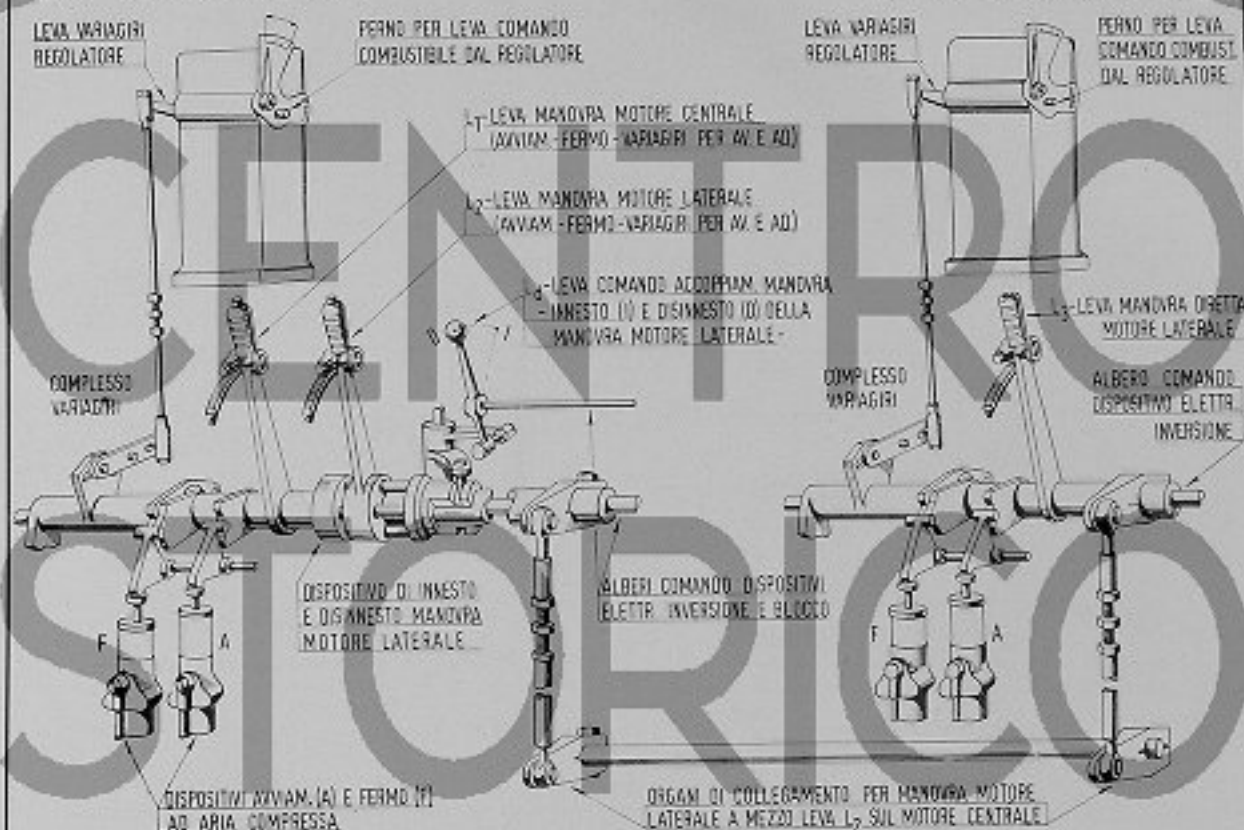
**Peso:** Può riuscire infine interessante precisare che il peso complessivo dei quattro motori, indipendentemente dagli ausiliari e dai meccanismi di trasmissione, è di sole 260 t circa, cui corrisponderebbe un peso per unità di

realizzabili a parità di potenza nel campo dei motori a semplice effetto: fra 50 ÷ 55 e 60 ÷ 65 Kg/HP rispettivamente nei due casi di due motrici e di motrice unica. Tutto ciò nonostante la prudenziale limitazione della potenza normale cui i valori precedenti sono riferiti.

# SCHEMA DELLA MANOVRA

## MOTORE CENTRALE

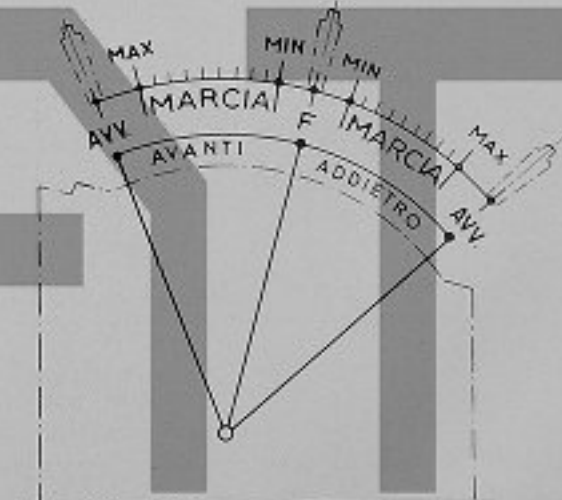
## MOTORE LATERALE



53.129

53.143

| Tipo di manovra                                          | MODALITÀ                                                                                                                                                                                            |
|----------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Simultanea dei due motori dal motore centrale.           | Mediante leva L <sub>1</sub> e dopo aver disposto:<br>— la leva L <sub>d</sub> in posizione (I)<br>— le leve L <sub>2</sub> e L <sub>3</sub> svincolate mediante il sollevamento della impugnatura. |
| Separata dei due motori dal motore centrale.             | Mediante leve L <sub>1</sub> e L <sub>2</sub> e dopo aver disposto:<br>— la leva L <sub>d</sub> in posizione (D)<br>— la leva L <sub>3</sub> svincolata mediante il sollevamento della impugnatura. |
| Separata dei due motori dai rispettivi posti di manovra. | Mediante leve L <sub>1</sub> e L <sub>2</sub> e dopo aver disposto:<br>— la leva L <sub>d</sub> in posizione (D)<br>— la leva L <sub>3</sub> svincolata mediante il sollevamento della impugnatura. |



Posizione leve di manovra L<sub>1</sub> - L<sub>2</sub> - L<sub>3</sub>

Fig. 7 - Schema e modalità di manovra.

Soltanto una speciale soluzione a doppio effetto, giustificabile però unicamente nell'ipotesi, non corrispondente alle attuali esigenze, della motrice unica, avrebbe potuto presentare un peso unitario all'incirca equivalente.

La realizzazione del tipo di apparato motore prescelto ha richiesto, come sopra accennato, lo studio e la risoluzione di alcuni speciali problemi che, prescindendo dai

mente equilibrata suddivisione del carico sui due motori; condizione questa che può essere però a sua volta soddisfatta solo con un'opportuna disposizione e rigidità delle trasmissioni e con una assoluta uguaglianza delle condizioni di lavoro degli stessi regolatori, in particolare per quanto riguarda il loro « statismo » ossia lo scarto di giri fra pieno carico e vuoto.

b) La suddetta centralizzazione dei variatori, utile anche agli effetti della limitazione del personale oc-

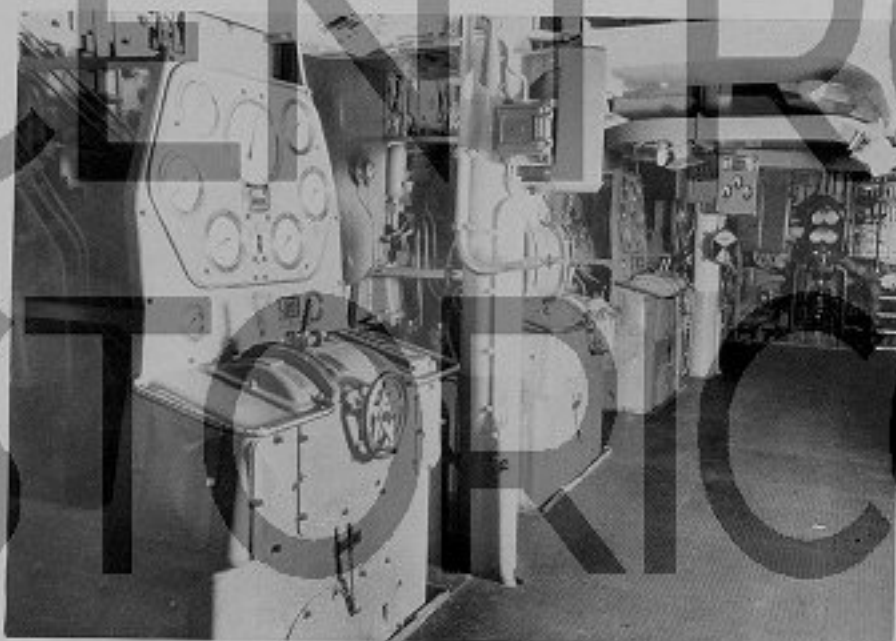


Fig. 8 - Posto di manovra dei motori di propulsione.

52.130

macchinari di trasmissione costruiti dagli altri Fornitori, possono considerarsi relativi da un lato al tipo costruttivo del motore adottato, dall'altro alle modalità di impiego dei motori stessi, ossia alla trasmissione con giunti e riduttori.

Limitandoci per ora a considerare le esigenze e i problemi relativi a quest'ultimo argomento, possiamo osservare brevemente quanto segue:

a) La presenza del regolatore di governo, imposta soprattutto dalle preaccennate modalità di manovra, con passaggi istantanei da carico a vuoto e viceversa (ved. sopra « Manovrabilità »), comporta anzitutto la convenienza di un comando variagiri a mano centralizzato su ciascuna coppia di motori. Tale comando, agendo contemporaneamente sui collari superiori dei due regolatori, permette infatti di ottenere così, nel modo più semplice, identiche variazioni di dosatura del combustibile, ossia costante-

corrente, permette di realizzare con facilità (in pratica mediante la stessa leva di comando) anche la manovra centralizzata di arresto ed avviamento contemporaneo dei due motori in uno o nell'altro senso di marcia, ma non esclude tuttavia la necessità di disporre anche di singole manovre su ciascun motore, da usarsi sia in caso di emergenza sia, necessariamente, per la prima messa in moto con sensi di marcia opposti (ved. sopra « Manovrabilità »).

c) La centralizzazione e l'automatismo, attraverso i regolatori, della regolazione del combustibile sui due motori accoppiati non esclude inoltre la necessità di un ulteriore comando a mano per la limitazione del combustibile su ciascun motore, onde evitare ogni pericolo di sovraccarico per l'azione dei regolatori in caso di accidentali aumenti di resistenza al moto. Si tratta in pratica di un comando a volantino che, inserendosi mediante

dispositivo eccentrico sulla trasmissione azionata dal regolatore, può essere usato, oltre che per la funzione limitatrice suddetta, anche per qualche lieve ritocco alla ripartizione del carico quando esso non risulti del tutto equilibrato a causa di accidentali differenze di registrazione o altri motivi analoghi.

d) Infine la presenza del regolatore di governo non esclude, per motivi di ulteriore sicurezza, la necessità di un altro dispositivo atto a togliere istantaneamente e com-

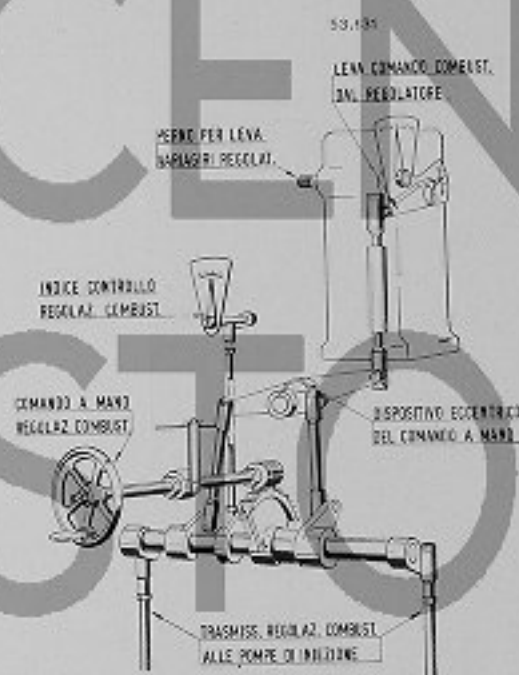


Fig. 9 - Schema dei dispositivi di comando a mano per la limitazione del carico.

pletamente il combustibile al di sopra di un prefissato numero di giri, in caso di avaria o di imperfetto funzionamento dei meccanismi di regolazione normali (regolatore di sicurezza a scatto).

Le esigenze così accennate per sommi capi possono ritenersi pienamente soddisfatte, come già dimostrato dalle prove in mare e ancor più da un primo periodo di esercizio, con l'adozione su ciascun apparato dei dispositivi seguenti:

— 2 complessi di manovra per messa in moto e variargli disposti all'estremità prodiera dei motori e costruiti secondo lo schema di fig. 7, che per brevità trascuriamo di illustrare dettagliatamente, rappresentando esso del resto non una soluzione obbligata ma una delle soluzioni possibili in base alle premesse esposte (fig. 7 e 8).

— 4 regolatori idraulici di costruzione Woodward tipo UG. 32, rigorosamente tarati sia per quanto riguarda l'uguaglianza delle corse, sia agli effetti dell'uniformità dello « statismo » cui è stato assegnato il valore, giudicato ottimo, del 4 %.

— 4 complessi di trasmissione dal regolatore alle pompe del combustibile ed altrettanti volantini di comando a mano per limitazione del carico secondo lo schema di fig. 9.

— 4 regolatori di sicurezza a massa centrifuga, del tipo a scatto, sistemati all'estremità prodiera dell'asse motore ed azionanti direttamente e meccanicamente le apposite leve di esclusione delle pompe di iniezione.

L'insieme dell'apparato motore, qui brevemente descritto nelle sue caratteristiche principali, è completato dai macchinari di trasmissione così costituiti:

— Quattro giunti elettromagnetici tipo ASEA costruiti, per le 5 navi, in parte dalle Officine Elettromeccaniche di Savigliano, in parte dalle Officine Meccaniche e Fonderie di Napoli della S. A. Navalmeccanica e dalla Società Ocen di Napoli in collaborazione tra loro. Essi appartengono al tipo a ruota polare interna con gabbia di scioglimento nell'anello esterno e ad eccitazione indipendente e sono corredati di tutti i dispositivi elettrici occorrenti per le varie manovre e per la sicurezza e regolarità delle medesime, dispositivi opportunamente accoppiati alle stesse leve di comando sui motori. Due serie di lori opportunamente ed uniformemente intervallati sulle due corone, esterne ed interne, in zone fra loro affacciate, consentono inoltre, con l'ausilio di una sorgente luminosa, la lettura stroboscopica degli « scorrimenti » ossia in pratica della coppia trasmessa come sarà meglio chiarito più avanti: sistema questo particolarmente comodo, oltre che per la misura della potenza, anche per il controllo immediato della suddivisione del carico fra i motori accoppiati.

— Due riduttori ad ingranaggi con doppio comando, a dentatura elicoidale, per rapporto di riduzione 1/1,87, costruiti in parte dai Cantieri del Tirreno, in parte dalle Officine Meccaniche e Fonderie di Napoli (fig. 10).

La disposizione generale del locale macchine risulta dalla fig. 6 sulla quale sono indicati, oltre ai macchinari di propulsione, anche i principali ausiliari. Citiamo in particolare i 4 gruppi elettrogeni da 200 ÷ 240 Kw, che nel loro insieme costituiscono una Centrale proporzionata anch'essa con criteri di notevole larghezza: essi sono azionati da motori Ansaldo (Stabilimento Meccanico) del tipo Q. 265/7 a 4 tempi, 7 cilindri di 265 mm di diametro e 410 mm di corsa, capaci di sviluppare una potenza normale di 360 HP alla moderata velocità di rotazione di 375 giri.

### Alcune caratteristiche costruttive dei motori tipo 486 T

Senza dilungarci in descrizioni dettagliate e complete, ci limiteremo qui a citare di questi motori le caratteristiche più degne di nota, mettendone in evidenza soprattutto le differenze rispetto ai tipi costruttivi più usuali, già descritti in precedenti pubblicazioni.

tore e il desiderato numero di giri di massimo rendimento delle eliche. Infine la riduzione del rapporto corsa/diametro ha richiesto a sua volta uno studio e una messa a punto sperimentale molto accurati della camera di combustione, in relazione con la maggiore ristrettezza di tale camera e conseguentemente con l'aumentata difficoltà di ottenere una soddisfacente introduzione del combustibile.

Soddisfatte queste speciali esigenze con le minime va-

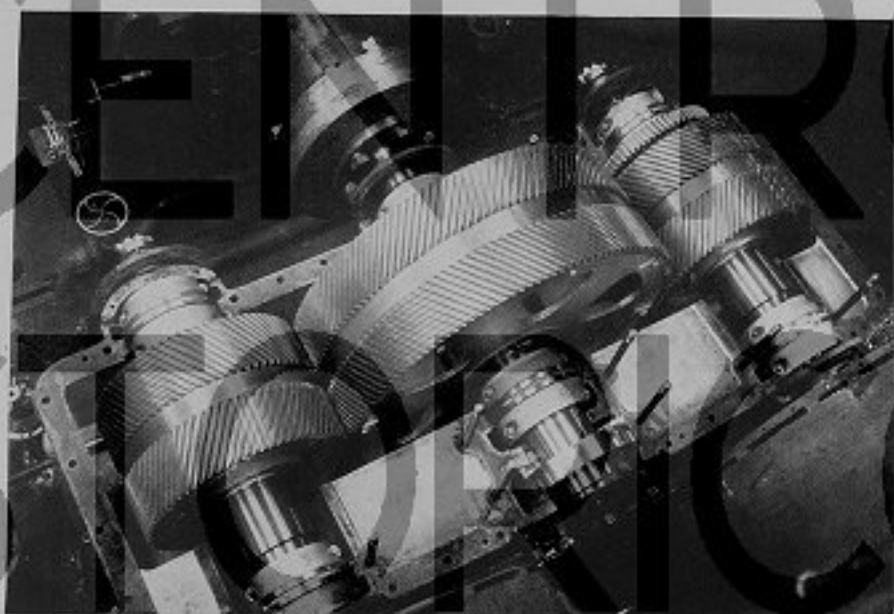


Fig. 10 - Gruppo riduttore ad ingranaggi, a dentatura elicoidale, con doppio comando.  
Rapporto di riduzione 1/1,87.

Pur mantenendo sostanzialmente la disposizione strutturale propria del tipo a 2 tempi con testa a croce, con tutti i vantaggi inerenti, tali motori corrispondono infatti anche ad alcuni criteri di progetto opportunamente prefissati per questa particolare applicazione, ossia in pratica a quelle esigenze di minimo ingombro e perciò di massima potenza specifica, sulle quali già abbiamo avuto occasione di soffermarci.

Per limitare l'ingombro in altezza è stato scelto, come già accennato, un rapporto corsa/diametro ( $640/480 \text{ mm} = 1,3$ ) alquanto inferiore ai casi più normali, mentre per elevare la potenza specifica disponibile si è ancora provveduto a un proporzionamento degli organi interessati tale da consentire con tutta tranquillità il normale funzionamento con una velocità media di stantuffo (circa  $6 \text{ m/s}$ ) sensibilmente superiore agli usuali valori; la velocità di rotazione corrispondente è stata d'altra parte stabilita anche in relazione con le caratteristiche del ridut-

tori indispensabili (e il brillante esito delle prove, di cui si dirà più avanti, dimostra che esse lo sono in effetti pienamente), sono state invece mantenute tutte le principali ed usuali soluzioni costruttive di più spiccata utilità (fig. 5), quali principalmente la separazione ermetica della camera delle manovelle dalla zona terminale delle camicie, consentita dalla presenza della testa-croce, l'appoggio della camicia sul cilindro e della testata cilindro sulla camicia in modo tale da proteggere termicamente il bordo superiore di quest'ultima, la sistemazione delle pompe del combustibile sul prolungamento dell'albero a manovelle con relativa eliminazione dei ruotismi di comando dell'asse a camme, le modalità inerenti al raffreddamento ad olio dello stantuffo, la disposizione all'estremità prodiera della pompa di lavaggio, del solito e semplice tipo alternativo a due cilindri sovrapposti, la sistemazione delle manovre all'estremità prodiera, di cui si è già fatto cenno, che presenta particolari vantaggi di praticità in

questo caso di motori fra loro affiancati: il tutto, naturalmente, oltre al consueto tipo di struttura generale con basamento, incastellatura e cilindri in ghisa, chiusi verticalmente da tiranti d'acciaio per tutta l'altezza del motore.

Particolarità degne di nota, e suggerite prevalentemente dalle modeste dimensioni, possono considerarsi la costruzione dell'incastellatura in due pezzi anziché a mon-

#### Principali risultati della prova

Riteniamo di dover ancora soffermarci brevemente su questo argomento perché sia le prove dei motori al banco, sia le prove in mare hanno assunto, sulla base degli impegni contrattuali e in considerazione delle varie novità introdotte, un carattere di eccezionale severità e completezza di accertamenti. I risultati ottenuti possono



53.133

Fig. 11 - Scorcio fotografico del vano tra due motori accoppiati - Sulla fiancata del motore di destra in figura, si noti la particolare sistemazione delle pompe di lubrificazione dei cilindri.

tanti separati, che realizza una maggiore compattezza e rigidità complessiva, la sistemazione delle pompe di lubrificazione dei cilindri contro apposito vano-serbatoio ricavato internamente alle guide pattino anziché sulle normali cassette separate (fig. 11), e ancora il sistema di chiusura dei cappelli dei cuscinetti di banco mediante traversino premuto su appositi risalti dell'incastellatura.

Per quanto riguarda infine gli accessori ci limitiamo a citare, dopo quanto più sopra esposto circa le manovre, la sistemazione di uno speciale dispositivo per il rilievo dei diagrammi in fase, corredato, oltre che dei necessari comandi per la inserzione, anche di altri accorgimenti costruttivi atti a consentire, anche in moto, eventuali lievi correzioni di fase sul comando dell'indicatore di ciascun cilindro.

d'altra parte giudicarsi così lusinghieri e ricchi di interesse da meritare a loro volta un esame sia pure affrettato ma sufficientemente particolareggiato.

#### A) Prove dei motori sul banco:

Prescindendo dai normali controlli preliminari e dalle speciali esperienze richieste dalle varie messe a punto del nuovo tipo di motore e di tutti i suoi accessori, le prove più degne di nota possono essere così riassunte:

#### — Prove di collaudo ufficiale dei singoli motori:

Le modalità di esecuzione delle prove ufficiali, cui è stato sottoposto ciascun motore, superano tutte le consuetudini per durata complessiva e per continuità di funzionamento al sovraccarico massimo, oltrepassando anche largamente le prescrizioni vigenti in proposito per

le navi nazionali, alle quali viene normalmente sottoposto un solo motore di ogni serie. Tali prove hanno avuto infatti invariabilmente la durata di 24 ore, di cui da 6 a 9 alla potenza massima di 2600 HP a 310 giri, pari a un sovraccarico del 45 % circa; le ore rimanenti sono state utilizzate, oltre che per accertamenti relativi al comportamento dei motori alla potenza normale, anche per sistematici rilievi a varie andature (corrispondenti

— Prove ufficiali, secondo le prescrizioni regolamentari per le navi nazionali, con due motori accoppiati fra loro mediante giunti e riduttore, durante le quali è stata raggiunta e mantenuta per 4 ore la stessa potenza massima di 2600 HP, misurata però sull'asse-elica anziché sull'asse motore e pertanto con un ulteriore, se pur lieve, sovraccarico sui motori stessi per effetto delle perdite inerenti ai macchinari di trasmissione.

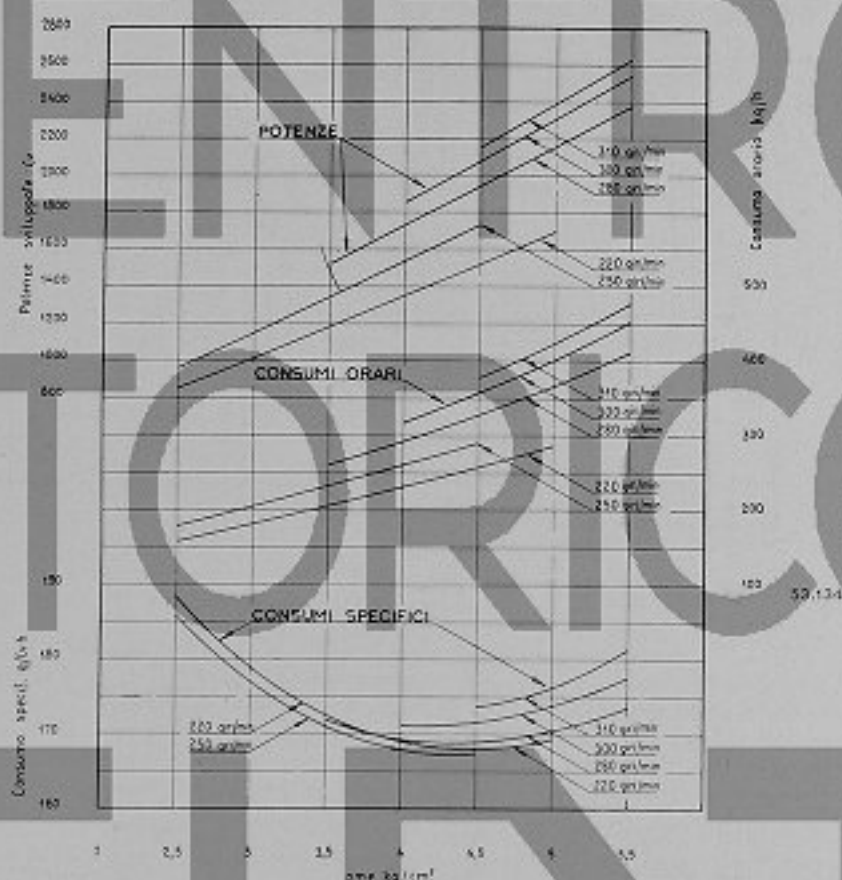


Fig. 12 - Risultati delle prove al banco.

alle due ipotesi di navigazione con 4 e 2 motori), onde ricavare alla fine un abaco sufficientemente completo per la determinazione della potenza a bordo, sull'asse motore, in base al consumo di combustibile e per qualsiasi condizione di esercizio (fig. 12).

— Prove ufficiali extra-contrattuali con nafta da caldaie, eseguite su un solo motore della serie per una durata di circa 30 ore fino ad una potenza massima di 2300 HP a 300 giri/l': la nafta impiegata, del tipo Bunker C, aveva una densità di 0,980 a 15°, una viscosità a 50° di 44 E°, un potere calorifico sup. di 10.200 Cal/Kg e un residuo carbonioso Conradson del 13,2 %.

— Prove ufficiali degli stessi due motori accoppiati per la determinazione delle perdite complessive dei macchinari di trasmissione a varie andature e per il rilievo delle caratteristiche di funzionamento dei giunti.

— Prove ufficiali, analogamente alle precedenti, per la determinazione delle perdite nel caso di funzionamento con un solo motore dei due accoppiati.

— Accertamenti vari riguardanti i complessi di manovra e di regolazione a seguito delle messe a punto relative.

— Rilievi delle vibrazioni torsionali su un motore isolato ma completo di corona esterna del giunto.

Circa i risultati ottenuti e tralasciando ogni commento relativamente ai consumi di combustibile (fig. 12), è anzitutto da osservare che nessun incidente degno di nota ha mai turbato la regolarità del funzionamento in parti-

per il soddisfacente comportamento meccanico e termico dei motori alle prestazioni richieste. Per quanto consentito di giudicare da una prova di non lunga durata, essi hanno inoltre dimostrato di poter funzionare altrettanto

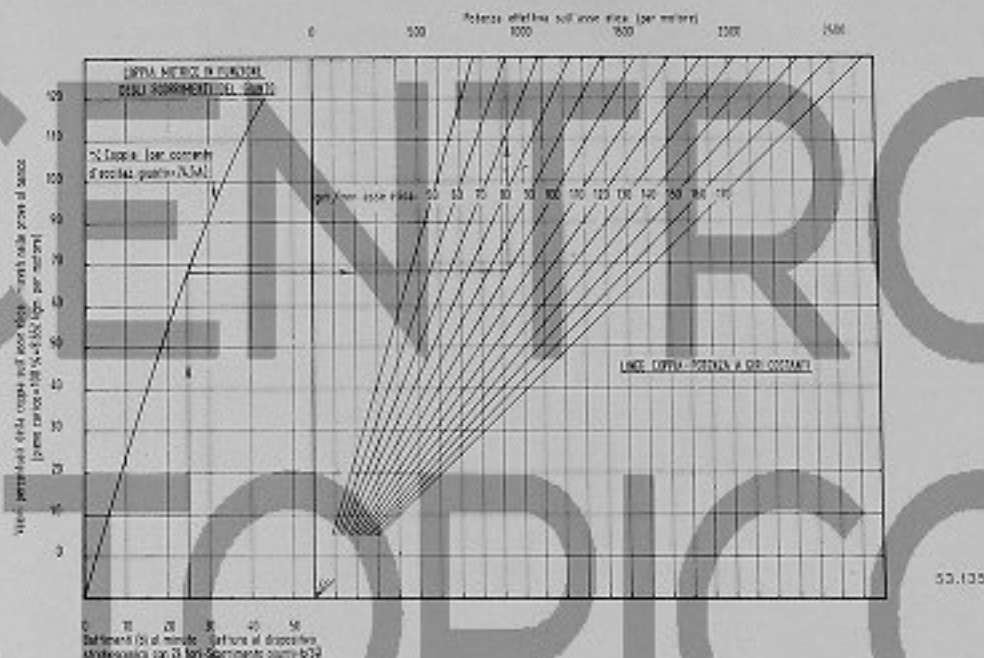


Fig. 13 - Grafico per la determinazione della potenza effettiva sull'asse elica in base alla lettura stroboscopica degli scorrimenti del giunto elettromagnetico.

- Il numero dei "battimenti" (b) per unità di tempo (minuto 1') si rileva al dispositivo stroboscopico esistente sul giunto elettromagnetico; tale dispositivo è costituito da due serie di 24 luci opportunamente e uniformemente intervallati sulle due corone, esterna ed interna, in zone fra loro sfacciate e da una sorgente luminosa che fornisce un impulso di luce all'esterno (ossia un "battimento") ogni qual volta un foro della corona interna viene a corrispondere con un altro di quella esterna.
- Lo "scorrimento" (s), ossia la differenza in valore assoluto fra il numero di giri/1' del motore e il numero di giri/1' della ruota polare interna del giunto, è dato, in base a quanto sopra, da:  $s = b/24$ ; tenuto conto del rapporto di trasmissione fra il giunto e l'asse elica, pari a 1/1,87013, esso potrebbe anche ricavarsi da:

$$s = \frac{N_{\text{motore}}}{1,87013} - N_{\text{elica}}$$

- La lettura del numero di giri/1' dell'elica deve essere eseguita direttamente sull'apposito contagiri continuo applicato alla linea d'assi.
- La determinazione della potenza sull'asse elica, in base alle predette letture dei battimenti e del numero di giri di tale asse, viene effettuata mediante il grafico, secondo l'esemplificazione riportata.
- La curva della coppia riportata sul grafico è relativa a una corrente di eccitazione del giunto di 74,5 Ampere; tale corrente in pratica può variare da 73 a 76 A., fra i quali valori estremi la variazione corrispondente della potenza rispetto alla lettura eseguita come sopra è di circa  $\pm 1\%$ .

colare durante le prove alla potenza massima e che pertanto può già ricavarsi, da questa constatazione e dalle severe modalità anzidette, una prima conclusione del tutto positiva circa l'esistenza di un buon margine di sicurezza

regolarmente, a carico normale e in sovraccarico, anche con il più scadente combustibile da caldaie.

I risultati delle prove con motori accoppiati riguardano prevalentemente i macchinari di trasmissione e

comprendono quindi sia le curve caratteristiche del giunto che, affiancate ad un semplice abaco caratteristico del tipo di motore forniscono un secondo mezzo di determinazione della potenza a bordo, direttamente

esterna del giunto, ossia con lo stesso sistema elastico e le stesse masse vibranti delle condizioni effettive di bordo; dove la presenza del giunto isola il motore dalla relativa trasmissione e linea d'assi, dando luogo tutt'al più ad una

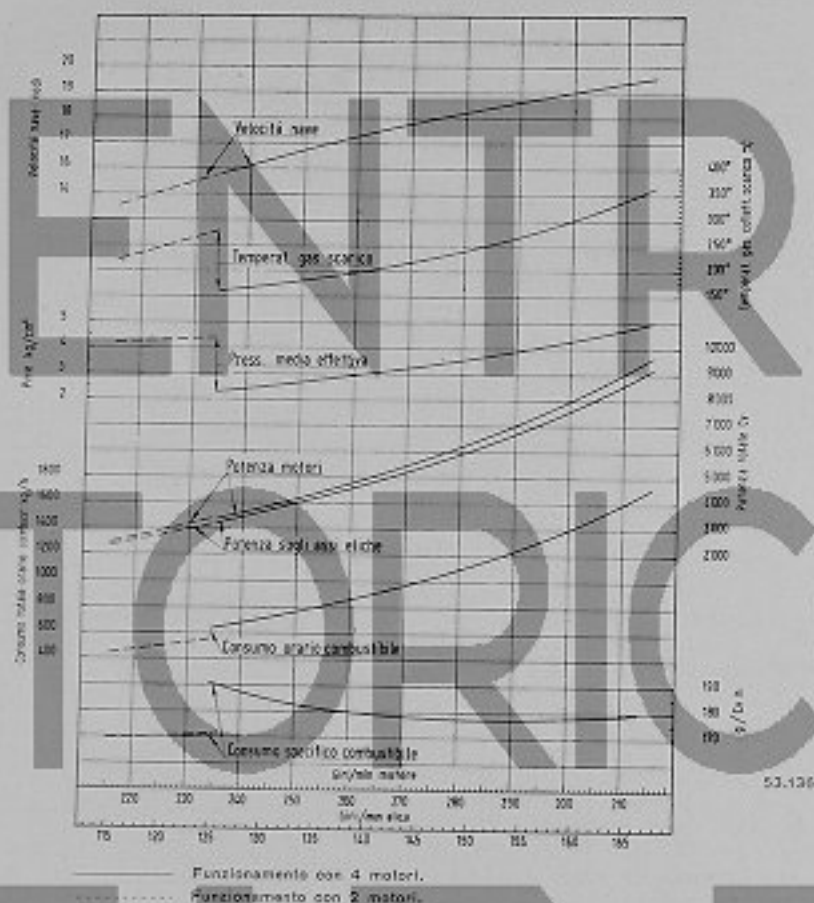


Fig. 14 - Risultati delle prove in mare.

I consumi specifici di combustibile sono relativi alla nafta impiegata nelle prove, avente potere calorifico superiore di solo 10,350 cal/Kg; nel funzionamento con 4 motori, essi risultano inoltre sensibilmente aumentati rispetto ai valori minimi realizzabili (fig. 12) a causa dell'elevata velocità di rotazione dei motori nelle condizioni di prova (carenza pulita, nave a  $1/2$  carico, ecc.).

sull'asse elica (fig. 13), sia i valori delle perdite complessive per la trasmissione, varianti dal 3 al 4,5 % circa secondo le condizioni di carico; le osservazioni relative al comportamento dei complessi di manovra e regolazione sono da considerarsi superate da quelle più esaurienti eseguite a bordo.

Soddisfacenti, secondo le previsioni di calcolo, i risultati dei rilievi delle vibrazioni torsionali che hanno permesso di constatare l'inesistenza di velocità critiche preoccupanti in tutto il campo di velocità di rotazione praticabili nel caso del motore semplicemente fornito di corona

benefica azione smorzante per le vibrazioni eventualmente in gioco.

Soddisfacente infine il comportamento dei motori anche agli effetti di altre possibili vibrazioni di struttura, le quali viceversa, nonostante l'elevata velocità di rotazione, sono apparse inferiori ai normali limiti tollerati.

#### B) Prove in mare:

Le prove di ciascuna nave, indipendentemente da tutti i controlli relativi alle varie installazioni di bordo, hanno compreso principalmente:

Una prova progressiva su base misurata per la determinazione delle curve di velocità e potenza in funzione dei giri nei due casi di funzionamento con quattro e con due motori e con nave a mezzo carico.

Sulle prime unità sono stati inoltre eseguiti, mediante apparecchiature oscillografiche, altri rilievi delle vibrazioni torsionali sia sul motore, per controllo dei precedenti, sia sulla linea d'assi, e vari rilievi delle vibrazioni di scalo.

SCHEMA APPARATO MOTORE 4861 E SISTEMA ELASTICO EQUIVALENTE

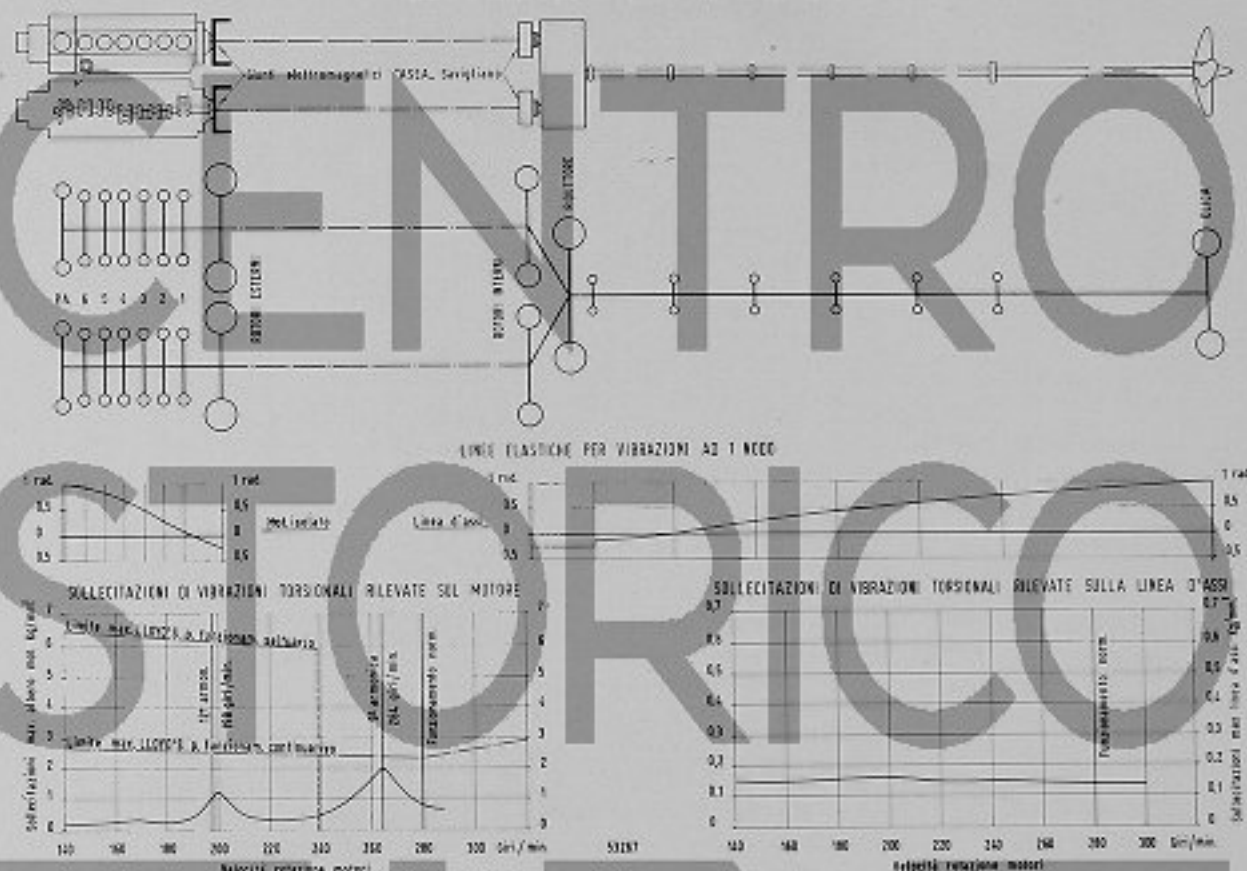


Fig. 15 - Vibrazioni torsionali.

- 1) Le sollecitazioni rilevate indipendentemente sull'albero motore e sulla linea d'assi hanno dimostrato che i due sistemi elastici (albero motore, linea d'assi) vibrano separatamente e con caratteristiche di vibrazione diversa. Infatti, il collegamento tra i due sistemi per mezzo di un giunto elettromagnetico rende l'accoppiamento così elastico da non consentire il passaggio delle vibrazioni generate dalle eccitazioni che agiscono su di una delle due parti del complesso albero motore all'altra parte (linea d'assi) dello stesso.
- 2) Per comodità di rappresentazione, i valori delle sollecitazioni torsionali rilevate sulla linea d'assi sono stati riportati in scala 10 volte maggiore di quella usata per i valori delle sollecitazioni rilevate sull'albero motore.

Nelle stesse condizioni, una prova della durata di 9 ore secondo le prescrizioni regolamentari, ad un sovraccarico massimo pari ai 9/10 di quello raggiunto al banco, ossia con una potenza sugli assi-eliche fino a 2340 HP (30 % in più rispetto alla potenza normale).

Le prove di manovrabilità e gli accertamenti relativi al buon funzionamento dei complessi di regolazione.

I risultati di tutte le prove accennate possono così riassumersi:

a) E' stata ottenuta anzitutto un'ulteriore conferma della sicurezza di funzionamento generale dell'impianto, specie attraverso l'esito delle singole prove alla potenza massima, portate sempre a compimento con la massima regolarità e senza alcun incidente, nonostante la loro durata eccezionale.

b) Le velocità raggiunte, soddisfacentemente uniformi su tutte le navi, hanno largamente superato le

prescrizioni contrattuali e le più favorevoli previsioni: mediamente 19,5 nodi anziché 18,4 al massimo sovraccarico e 18,3 anziché 16,75 all'andatura normale con 4 motori; 15,8 anziché 14,75 all'andatura prevista di 235 giri con

una interessante il campo della normale andatura: in base alla tracciatura delle linee elastiche di scafo era stato accertato trattarsi di vibrazioni proprie della struttura della nave eccitate prevalentemente dalle forze libere dei mo-

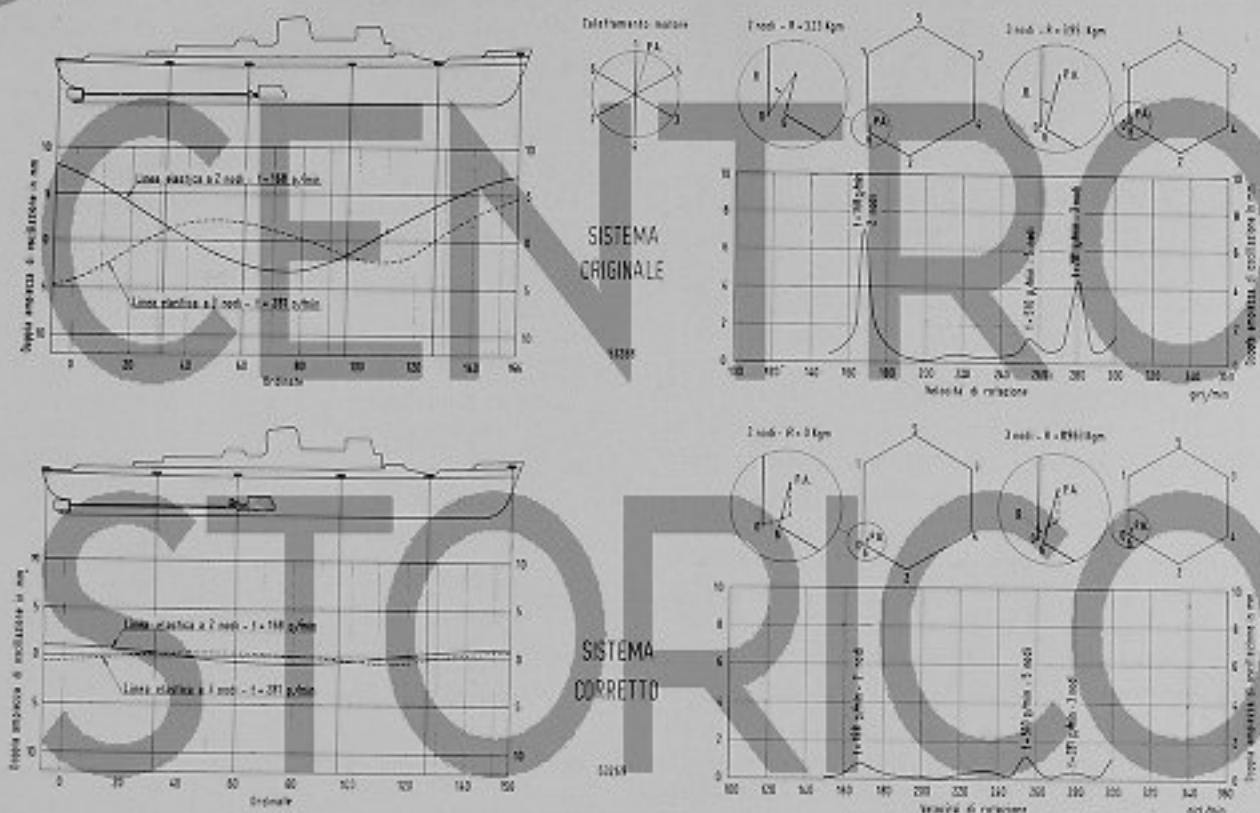


Fig. 16 - Vibrazioni verticali di scafo.

Linee elastiche di oscillazione e curve di risonanza, rilevate, con i relativi poligoni delle energie libere di vibrazione, ricavati col calcolo in base alle linee elastiche rilevate.

2 motori. In queste ultime condizioni si realizza inoltre pienamente la esigenza economica prefissata (fig. 14). Per quanto i valori citati si riferiscano al caso favorevole di carena pulita e di  $\frac{1}{2}$  carico della nave, essi forniscono un margine più che sufficiente per far fronte anche alle peggiori condizioni di carena, di mare e di carico.

c) Il comportamento dei complessi di manovra e regolazione, previa registrazione definitiva a bordo, ha dimostrato di rispondere completamente ai requisiti richiesti.

d) I rilievi delle vibrazioni torsionali (fig. 15) hanno confermato l'assenza di velocità critiche degne di nota sui motori ed hanno ancora permesso di trarre analoga conclusione per quanto riguarda le linee d'assi.

e) I rilievi delle vibrazioni di scafo, (fig. 16) eseguiti inizialmente sulla prima unità, avevano messo in evidenza due velocità critiche di ampiezza non trascurabile di cui

tori in relazione con la posizione da questi occupata rispetto alle linee suddette. Un opportuno studio, condotto sulla base di questi primi risultati, ha suggerito in seguito la convenienza di modificare opportunamente il bilanciamento originario dei motori, mediante contrappesatura di due stantuffi, onde ottenere l'annullamento delle forze eccitanti, anche se con il contemporaneo effetto di aumentare alquanto i rispettivi momenti. Altri rilievi eseguiti quindi su una unità successiva in tali condizioni hanno permesso di constatare il soddisfacente risultato di tale modifica ossia l'eliminazione pressoché completa della critica interessante la normale andatura e la riduzione di ogni altra risonanza entro limiti normalmente accettabili anche per navi di questo tipo (fig. 16). La modifica stessa è stata perciò successivamente estesa a tutte le navi con apparato motore originale Fiat.

Dott. Ing. CARLO MARTINI.

## CALCOLO RAPIDO DEL PESO E DEL $PD^2$ DI ELICHE DISEGNATE SECONDO I MODELLI DELLA SERIE B DI TROOST

### 1) Sommario.

È generalmente nota l'importanza che rivestono il peso ed il  $PD^2$  di un'elica, nei calcoli relativi all'apparato di propulsione di una nave. È altrettanto noto però come il loro calcolo, per quanto poco complicato, richieda un lavoro lungo e scrupoloso.

L'attuale nostro metodo di calcolo, che è grafico-analitico, richiede anzitutto che l'elica sia disegnata in scala e poi che venga eseguita una scrupolosa planimetrazione di alcune sezioni delle pale dell'elica, opportunamente scelte. Naturalmente questo lungo lavoro dovrà essere eseguito per ogni elica, in quanto ogni elica rappresenta un caso particolare, non solo quando si tratta di eliche di diverso tipo, ma anche quando le eliche sono disegnate secondo lo stesso sperimentatore.

A tale proposito ricordiamo che, a parte casi speciali, le eliche si progettano normalmente in base a modelli già sperimentati presso le Vasche di Architettura Navale.

Gli sperimentatori che hanno studiato il problema dell'elica navale sono tanti ed altrettanti sono i modelli da loro ideati e provati. Volendo ricordare tipi di elica dei cui modelli possediamo le caratteristiche geometriche e propulsive, accenniamo a quelli della serie Froude, Schaffran, Taylor, Troost e Gawn.

Attualmente ci siamo indirizzati verso l'adozione di un unico tipo di elica, in modo da permettere ai nostri studi di poggiare su di una estesa gamma di dati confrontabili.

Il tipo di elica a cui ci siamo indirizzati è quello appartenente alla serie B dei modelli del Troost (ved. fig. 1). Le pale di queste eliche sono con sezioni cilindriche a profili alari ed il loro disegno è effettuabile con molta esattezza. Ciò è dovuto al fatto che il Troost stabilisce univocamente e a mezzo di opportuni coefficienti, sia il profilo della sviluppata che quello delle varie sezioni cilindriche delle pale in esame.

Avendo preso in considerazione l'accennato tipo di

elica, abbiamo cercato di determinare sia il peso che il  $PD^2$  delle eliche mediante delle formule permettessero di giungere al risultato desiderato con rapidità e rigorosità.

Tali formule sono le (1) e (2) dei paragrafi seguenti. Esse sono facilmente risolvibili a mezzo dei grafici di fig. 3 e fig. 4, dopo aver fissato le seguenti caratteristiche principali delle eliche in esame:

- diametro del disco  $D$ ,
- diametro di attacco delle pale al mozzo  $d$ ,
- rapporto area sviluppata/area disco  $A_s/A_d$ ,
- rapporto  $D/d$ ,
- numero delle pale  $z$ ,
- peso specifico del materiale di cui è composta l'elica  $\gamma$ .

Le formule in discussione si basano su alcuni criteri di affinità che è possibile applicare indirettamente alle eliche di una data serie e che permettono, una volta conosciuto il volume di una data elica, di conoscere il volume di tutte le eliche della stessa serie, attraverso semplici considerazioni analitiche.

Si intende che con le formule (1) e (2) è possibile eseguire il calcolo del peso e del  $PD^2$  della sola parte alare di un'elica e che ad essi è necessario aggiungere il peso ed il  $PD^2$  del mozzo, che non è stato preso in considerazione perchè è variabile caso per caso. D'altra parte ciò non comporta alcuna complicazione nei calcoli, in quanto è noto come sia immediata la determinazione di quelle caratteristiche relative al mozzo di un'elica qualsiasi.

Occorre intanto fare attenzione sul fatto che talvolta le eliche, pur avendo la forma della sviluppata e delle sezioni cilindriche secondo i modelli del Troost, non presentano la stessa distribuzione di spessori consigliati dal Troost o, almeno, non hanno spessori ad essi proporzionali. Questo capita in genere quando, per esigenze

torsionali, siamo costretti a ricercare il  $PD^2$  più adatto all'impulso di propulsione navale.

In tal caso le formule (1) e (2) di calcolo rapido non sono valide, però il calcolo del peso e del  $PD^2$  dell'elica può essere notevolmente abbreviato, evitando la planimetrazione delle sezioni cilindriche. A tale proposito abbiamo aggiunto a questa nota una appendice in cui viene trattato per esteso questo caso particolare.

$V_1$  è una funzione del rapporto diametro del disco/diametro di attacco delle pale al mozzo  $D/d$  (ved. fig. 3 e fig. 4) e rappresenta il volume della parte alare di un'elica campione in cui  $D = \alpha = \beta = 1$ .

$W_1$  è una funzione del rapporto  $D/d$  (ved. fig. 3 e fig. 4) che, moltiplicata per il coefficiente  $1/4$ , rappresenta il momento d'inerzia polare della parte alare di un'elica campione in cui  $D = \alpha = \beta = 1$ .



Fig. 1. - Rappresentazione di una pala d'elica della serie B di Troost.

- 2) Le formule (1) e (2) per il calcolo rapido del peso e del  $PD^2$  di un'elica della serie B del Troost.

Nel sommario di questa breve nota abbiamo ammesso di aver trovato delle formule che permettono, attraverso la semplice conoscenza degli elementi geometrici di un'elica, di conoscere rapidamente il valore del peso e del  $PD^2$  della sola parte alare.

Tali formule sono le seguenti:

$$P = z \cdot \gamma \cdot \alpha \cdot \beta \cdot V_1 \cdot D^3 \cdot 10^3 \text{ in Kg} \quad (1)$$

$$PD^2 = z \cdot \gamma \cdot \alpha \cdot \beta \cdot W_1 \cdot D^5 \cdot 10^3 \text{ in Kg.m}^2 \quad (2)$$

ove:

$z$  è il numero delle pale dell'elica,

$\gamma$  è il peso specifico del materiale di cui è composta l'elica in  $\text{Kg/dm}^3$ ,

$\alpha$  è una funzione del rapporto area sviluppata/area disco  $A_s/A_d$  (ved. fig. 3 e fig. 4, pag. 89),

$\beta$  è una funzione dello spessore massimo della sezione cilindrica posta a  $0,6 R$  (ved. fig. 3 e fig. 4),

- 3) I criteri che ci hanno condotto alle formule (1) e (2).

#### a) Alcune considerazioni sulle affinità spaziali.

— Le formule (1) e (2) si basano su alcuni criteri di affinità tra forme geometriche, per cui noi vogliamo rammentarne, in questo paragrafo, gli enunciati e le loro relative conseguenze.

Un'affinità spaziale è una corrispondenza fra i punti di due forme geometriche in cui, a punti di una forma, situati su piani paralleli, corrispondono punti dell'altra forma anche essi situati su piani paralleli.

Questa definizione, espressa cartesianamente, dà luogo alle seguenti tre equazioni di affinità, che legano i punti di coordinate  $x', y', z'$  di una forma a quelli di coordinate  $x, y, z$  di un'altra forma:

$$x' = mx \quad y' = ny \quad z' = lz \quad (3)$$

ove  $m, n, l$  sono costanti di affinità.

Se esiste una affinità fra due superfici, il rapporto fra i volumi da esse racchiusi è uguale al cosiddetto « rapporto di affinità »  $\tau = m \cdot n \cdot l$ .

In altre parole conosciuto il volume  $V_1$  racchiuso dalla superficie  $\xi_1$ , si può conoscere il volume  $V_2$  racchiuso dalla superficie affine  $\xi_2$  mediante la seguente formula:

$$V_2 = \tau V_1 = m \cdot n \cdot l \cdot V_1 \quad (4)$$

Se, per esempio, conosciamo il volume di una sfera di raggio  $R$ , si può immediatamente conoscere il volume

precedente paragrafo possiamo dire che, una volta calcolato il volume racchiuso dalla superficie alare di un'elica scelta come campione, è possibile conoscere immediatamente il volume racchiuso dalla superficie alare di un'altra elica, purché queste superfici siano affini. Una affinità spaziale per le superfici alari di qualsiasi tipo di elica non può esistere. Ciò è dimostrato dal fatto

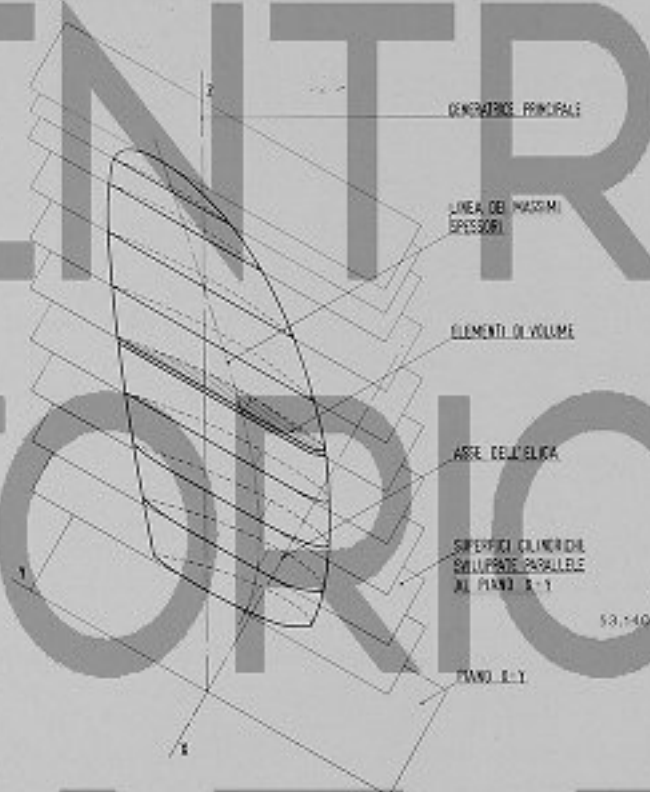


Fig. 2 - Rappresentazione assonometrica del solido fittizio di volume equivalente a quello di una pala d'elica Troost.

della triplice infinità di quadriche affini, che sono degli ellissoidi di semiasse  $a$ ,  $b$ ,  $c$ , mediante la (4):

$$V_2 = \tau V_1 = m \cdot n \cdot l \cdot \frac{4}{3} \pi R^3$$

ove:

$$m = \frac{a}{R} \quad n = \frac{b}{R} \quad l = \frac{c}{R}$$

da cui:

$$V_2 = \frac{a}{R} \cdot \frac{b}{R} \cdot \frac{c}{R} \cdot \frac{4}{3} \pi R^3 = \frac{4}{3} \pi \cdot a \cdot b \cdot c$$

c.v.d.

b) *Considerazioni sull'esistenza di una affinità spaziale fra le eliche disegnate secondo la serie B del Troost.* — In base a quanto è stato detto nel

che non è possibile scegliere, in eliche della stessa serie, coppie di punti che si corrispondano tutte secondo le equazioni (3) del paragrafo precedente. Si può constatare però che, nel nostro caso, è possibile trovare dei solidi fittizi che siano affini fra di loro e che abbiano volume eguale a quello racchiuso dalle corrispondenti superfici alari effettive.

Solidi che abbiano queste proprietà si possono ottenere nel modo seguente. Immaginiamo di costruire un'elica dello stesso diametro di quella effettiva ma con passo e inclinazione della generatrice uguale a zero. Immaginiamo ancora che le sezioni cilindriche di ciascuna delle pale siano dei fogli di spessore infinitamente piccolo. Se tutte queste sezioni cilindriche vengono sviluppate su piani ad esse tangenti e perpendicolari alla generatrice

principale (1), in modo da mantenere invariata la forma della generatrice stessa, si otterrà una delle pale del solido fittizio di volume uguale a quello della parte alare dell'elica effettiva (ved. fig. 2).

La uguaglianza dei volumi fra solido fittizio così ottenuto e solido reale è conseguenza del fatto che, una volta conosciute le sezioni di un solido qualsiasi, è sempre possibile formare con esse infiniti solidi di ugual volume, purché siano rispettate la continuità del mezzo e la loro reciproca distanza.

#### 4) Come siamo pervenuti alle formule (1) e (2).

In base a quanto è stato detto in paragrafi precedenti, faremo le nostre considerazioni sulle descritte pale fittizie, riferendole alla seguente terna di assi cartesiani:

- 1) l'asse  $x$  dell'elica (ved. fig. 2),
- 2) l'asse  $z$  della generatrice principale,
- 3) l'asse  $y$  normale al piano  $xz$ .

Chiamando allora con:

- a)  $D$  il diametro del disco dell'elica (dimensione secondo l'asse  $z$ ),
- b)  $b_m$  la lunghezza max della sezione cilindrica a  $0,6 R$  (dimensione secondo l'asse  $y$ ),
- c)  $s^*$  lo spessore max della sezione a  $0,6 R$ , (dimensione secondo l'asse  $x$ ),

potremo assumere come costanti di affinità, fra due superfici alari fittizie e affini  $\xi_1$  e  $\xi_2$ , i rapporti fra le dimensioni  $D$ ,  $b_m$  e  $s^*$  prese secondo i tre assi cartesiani  $x$ ,  $y$  e  $z$ :

$$l = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad n = \frac{b_{m2}}{b_{m1}} = \frac{y_2}{y_1} \quad m = \frac{s_2^*}{s_1^*} = \frac{x_2}{x_1}$$

Se assumiamo come elica campione quella che ha il diametro  $D_1$ , la larghezza  $b_{m1}$  e lo spessore  $s_1^*$  uguali all'unità, le costanti di affinità saranno:

$$l = D \quad n = b_m \quad m = s^*$$

per cui il volume di una qualsiasi pala sarà:

$$V = \tau V_1 = D \cdot b_m \cdot s^* \cdot V_1 \quad (5)$$

ove  $V_1$  è il volume dell'elica campione.

Dividendo e moltiplicando la (5) per  $D^3$  avremo:

$$V = D^3 \cdot \frac{b_m}{D} \cdot \frac{s^*}{D} \cdot V_1$$

$$\text{posto:} \quad \frac{b_m}{D} = \alpha; \quad \frac{s^*}{D} = \beta$$

sarà:

$$V = V_1 \cdot \alpha \cdot \beta \cdot D^3$$

da cui il peso della parte alare dell'elica sarà:

$$P = \alpha \cdot \beta \cdot \gamma \cdot V_1 \cdot D^3 \cdot 10^6 \text{ in Kg}$$

formula questa uguale alla (1) c.v.d.

Con un ragionamento del tutto analogo al precedente, si giunge alla formula (2), relativa al  $PD^2$  della parte alare di un'elica affine ai modelli Troost.

#### 5) Metodo con cui è stata eseguita l'integrazione del volume della parte alare dell'elica campione.

Per quanto riguarda l'integrazione del volume  $V_1$ , non è stato possibile eseguire una integrazione analitica, perché conosciamo soltanto una data serie di punti della superficie attiva e dorsale di una pala.

Pur non conoscendo il valore della equazione  $F(x, y, z) = 0$  della superficie alare, abbiamo adottato il metodo di quadratura approssimata di Simpson, con il quale l'errore commesso non è rilevante, dato il grande numero di punti noti per ciascuna sezione cilindrica della pala.

#### 6) Conclusione.

A tutto ciò che è stato detto sulle formule (1) e (2), non occorrerebbe aggiungere altro per mettere in luce la semplicità del loro uso ed i vantaggi che ne conseguono.

È bene però tenere presente che uno dei principali motivi che ci hanno spinto ad eseguire, una volta per tutte, la laboriosa integrazione analitica dell'elica campione, è stato quello di evitare di far eseguire il disegno di un'elica prima di essere sicuri della accettabilità del suo  $PD^2$ .

Non capita di rado infatti, che, per esigenze torsionali, occorra che un'elica abbia un  $PD^2$  che stia entro limiti ben determinati, imposti dall'impianto di propulsione cui appartiene. Questa esigenza comporterebbe, con il vecchio metodo di calcolo, una serie di planimetrazioni e di disegni di tentativo, che certamente non faciliterebbero la ricerca dell'elica avente il  $PD^2$  desiderato.

Con le formule (1) e (2) invece, i calcoli di tentativo sono di natura puramente analitica e quindi anche questo problema può essere risolto con rapidità e rigore.

(1) Chiamiamo "generatrice principale" di una pala di elica, quella che viene assunta come retta di potenza per il disegno della superficie rettificata (ved. fig. 1).

## APPENDICE

Calcolo abbreviato del peso e del  $PD^2$  di eliche disegnate secondo la serie B del Troost, ma aventi diversa distribuzione degli spessori.

Questo calcolo deve applicarsi qualora le eliche, progettate secondo il Troost, presentino le sezioni cilindriche delle pale con gli spessori massimi non ugualmente proporzionali ai coefficienti del Troost (mancanza di affinità spaziale - ved. parte precedente).

In tal caso, infatti, non possiamo applicare le formule di calcolo rapido di cui si fa cenno nei capitoli precedenti e nei relativi grafici di fig. 3 e fig. 4. Per trovare il peso ed il  $PD^2$  della superficie alare, dovremo allora calcolare le aree delle singole sezioni della pala ed eseguire la solita integrazione grafica del diagramma delle aree e dei momenti d'inerzia delle diverse sezioni cilindriche, in funzione della loro distanza dall'asse di rotazione dell'elica.

Se però le varie sezioni cilindriche sono affini a quelle delle sezioni delle eliche della serie B del Troost, potremo abbreviare sensibilmente il calcolo, in quanto l'area di ciascuna sezione potrà essere calcolata mediante una formula semplice ed immediata, che si richiama alle stesse proprietà di affinità di cui si è parlato precedentemente. In altre parole, se noi conosciamo l'area  $A$  di una sezione di elica Troost di data lunghezza  $b$  e di dato spessore max  $s$ , l'area  $A_1$  di una sezione affine di lunghezza  $b_1$  e di spessore max  $s_1$  sarà pari a:

$$A_1 = A \cdot \frac{b_1}{b} \cdot \frac{s_1}{s}$$

e poiché  $A = \mu \cdot b \cdot s$

sarà  $A_1 = \mu \cdot b_1 \cdot s_1$

dalla quale formula si nota che l'area di una qualsiasi delle sezioni affini alla sezione data si ottiene moltiplicando per il coefficiente  $\mu$  la lunghezza e lo spessore massimo della sezione stessa.

Il coefficiente  $\mu$  può essere considerato come l'area di quella sezione affine di lunghezza e spessore massimo unitario; esso è quindi unico per tutte le sezioni affini

e dipende dalla forma del profilo attivo e dorsale della sezione scelta come modello. Poiché le sezioni di una elica Troost hanno un profilo che varia a seconda della loro distanza dall'asse dell'elica, vi sarà un coefficiente  $\mu$  relativo a ciascuna sezione situata tra  $0,2 R$  e  $R$ . Tali coefficienti sono riportati nelle seguenti tabelle:

Eliche tipo B Troost a tre pale

| Sezione a | $\mu$    |
|-----------|----------|
| 0,2 R     | 0,701204 |
| 0,3 R     | 0,720701 |
| 0,4 R     | 0,732211 |
| 0,5 R     | 0,732187 |
| 0,6 R     | 0,725918 |
| 0,7 R     | 0,719210 |
| 0,8 R     | 0,704069 |
| 0,9 R     | 0,711431 |

Eliche tipo B Troost a quattro pale

| Sezione a | $\mu$    |
|-----------|----------|
| 0,2 R     | 0,701204 |
| 0,3 R     | 0,720701 |
| 0,4 R     | 0,732211 |
| 0,5 R     | 0,732187 |
| 0,6 R     | 0,725918 |
| 0,7 R     | 0,719290 |
| 0,8 R     | 0,704099 |
| 0,9 R     | 0,711431 |

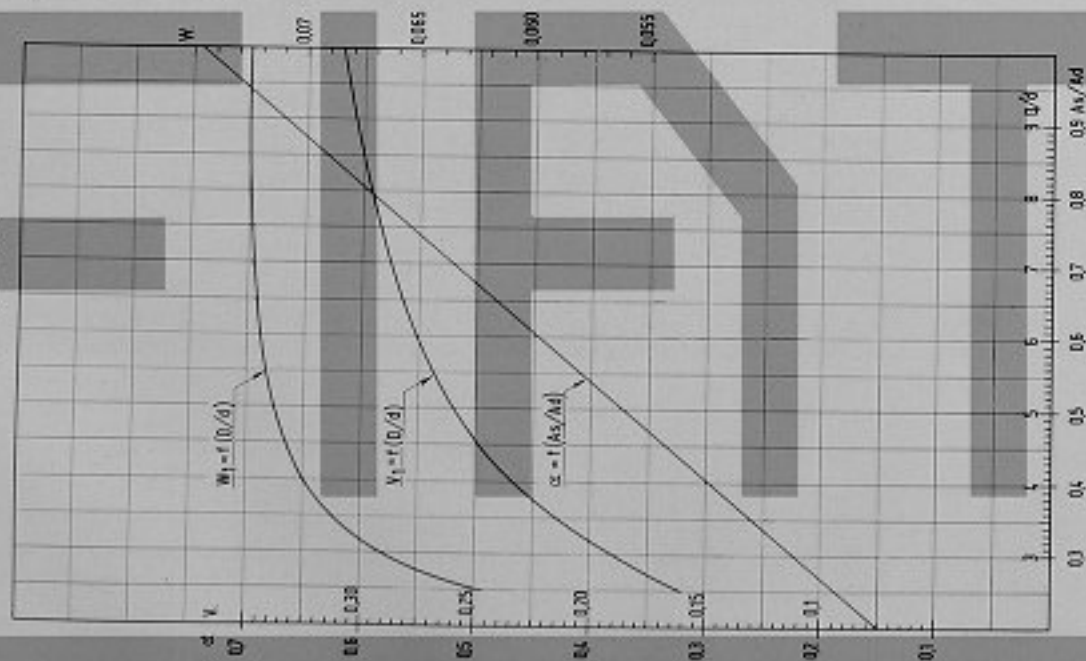
Se desideriamo per esempio calcolare l'area di una sezione di pala di elica Troost della serie B-3 lunga mm 365, spessa mm 24,7 e situata a  $0,6 R$ , potremo scrivere che tale area è uguale a:

$$A = \mu (0,6 R) \cdot b \cdot s = 0,725918 \cdot 365 \cdot 24,7 = 6544,5 \text{ mm}^2$$

Dott. Ing. GIORGIO CILIBERTO.

# GRAFICI PER IL CALCOLO DEL PESO E DEL $PD^2$ DELLE ELICHE COSTRUITE SECONDO LA SERIE "B", DI TROOST

## SERIE B-3 (3 PALE)



53.141

Fig. 3.

## SERIE B-4 (4 PALE)

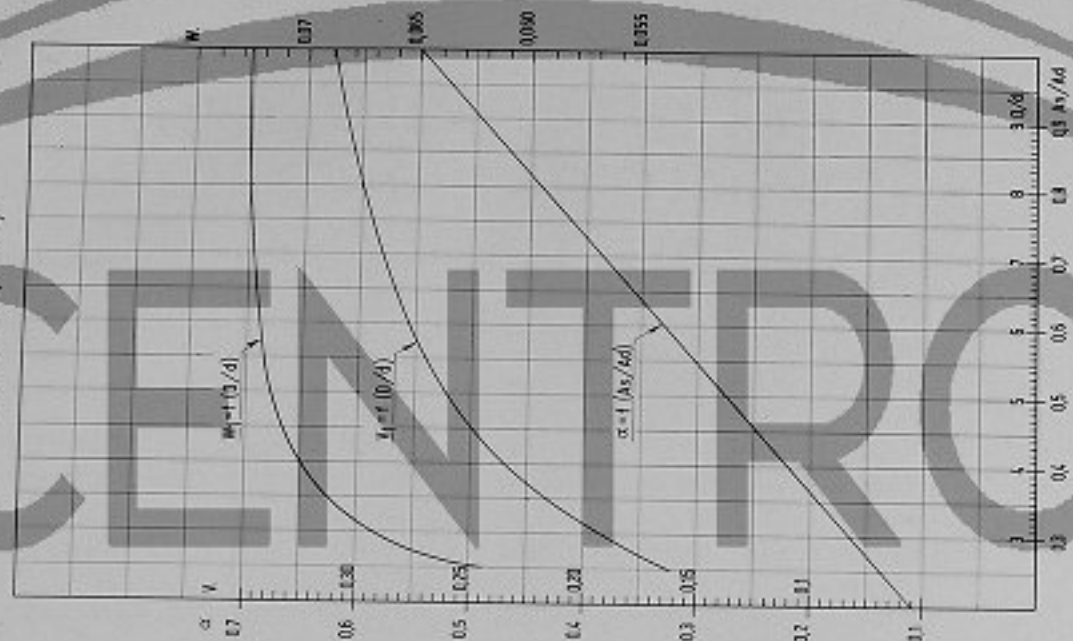
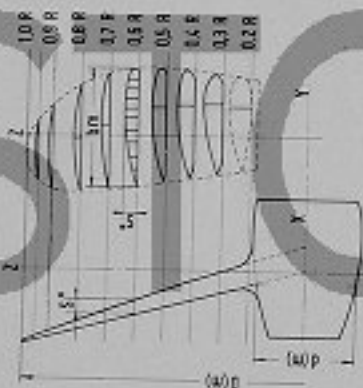


Fig. 4.



$$P = n \pi \alpha \beta \gamma_1 \gamma_2 \gamma_3 \gamma_4 \gamma_5 \gamma_6 \gamma_7 \gamma_8 \gamma_9 \gamma_{10} \gamma_{11} \gamma_{12} \gamma_{13} \gamma_{14} \gamma_{15} \gamma_{16} \gamma_{17} \gamma_{18} \gamma_{19} \gamma_{20} \gamma_{21} \gamma_{22} \gamma_{23} \gamma_{24} \gamma_{25} \gamma_{26} \gamma_{27} \gamma_{28} \gamma_{29} \gamma_{30} \gamma_{31} \gamma_{32} \gamma_{33} \gamma_{34} \gamma_{35} \gamma_{36} \gamma_{37} \gamma_{38} \gamma_{39} \gamma_{40} \gamma_{41} \gamma_{42} \gamma_{43} \gamma_{44} \gamma_{45} \gamma_{46} \gamma_{47} \gamma_{48} \gamma_{49} \gamma_{50} \gamma_{51} \gamma_{52} \gamma_{53} \gamma_{54} \gamma_{55} \gamma_{56} \gamma_{57} \gamma_{58} \gamma_{59} \gamma_{60} \gamma_{61} \gamma_{62} \gamma_{63} \gamma_{64} \gamma_{65} \gamma_{66} \gamma_{67} \gamma_{68} \gamma_{69} \gamma_{70} \gamma_{71} \gamma_{72} \gamma_{73} \gamma_{74} \gamma_{75} \gamma_{76} \gamma_{77} \gamma_{78} \gamma_{79} \gamma_{80} \gamma_{81} \gamma_{82} \gamma_{83} \gamma_{84} \gamma_{85} \gamma_{86} \gamma_{87} \gamma_{88} \gamma_{89} \gamma_{90} \gamma_{91} \gamma_{92} \gamma_{93} \gamma_{94} \gamma_{95} \gamma_{96} \gamma_{97} \gamma_{98} \gamma_{99} \gamma_{100}$$

$$PD^2 = n \pi \alpha \beta \gamma_1 \gamma_2 \gamma_3 \gamma_4 \gamma_5 \gamma_6 \gamma_7 \gamma_8 \gamma_9 \gamma_{10} \gamma_{11} \gamma_{12} \gamma_{13} \gamma_{14} \gamma_{15} \gamma_{16} \gamma_{17} \gamma_{18} \gamma_{19} \gamma_{20} \gamma_{21} \gamma_{22} \gamma_{23} \gamma_{24} \gamma_{25} \gamma_{26} \gamma_{27} \gamma_{28} \gamma_{29} \gamma_{30} \gamma_{31} \gamma_{32} \gamma_{33} \gamma_{34} \gamma_{35} \gamma_{36} \gamma_{37} \gamma_{38} \gamma_{39} \gamma_{40} \gamma_{41} \gamma_{42} \gamma_{43} \gamma_{44} \gamma_{45} \gamma_{46} \gamma_{47} \gamma_{48} \gamma_{49} \gamma_{50} \gamma_{51} \gamma_{52} \gamma_{53} \gamma_{54} \gamma_{55} \gamma_{56} \gamma_{57} \gamma_{58} \gamma_{59} \gamma_{60} \gamma_{61} \gamma_{62} \gamma_{63} \gamma_{64} \gamma_{65} \gamma_{66} \gamma_{67} \gamma_{68} \gamma_{69} \gamma_{70} \gamma_{71} \gamma_{72} \gamma_{73} \gamma_{74} \gamma_{75} \gamma_{76} \gamma_{77} \gamma_{78} \gamma_{79} \gamma_{80} \gamma_{81} \gamma_{82} \gamma_{83} \gamma_{84} \gamma_{85} \gamma_{86} \gamma_{87} \gamma_{88} \gamma_{89} \gamma_{90} \gamma_{91} \gamma_{92} \gamma_{93} \gamma_{94} \gamma_{95} \gamma_{96} \gamma_{97} \gamma_{98} \gamma_{99} \gamma_{100}$$

ovv:

 $r$  = numero delle pale $\gamma$  = peso specifico in  $kg/dm^3$ 

$$\alpha = \frac{b \pi}{3} \cdot f \cdot \frac{(As/Ad)}{\text{Diametro del disco}} \cdot \frac{\text{Largh. max. a } 0.6 R}{\text{Diametro del disco}}$$

$$\beta = \frac{s}{d} \cdot \frac{\text{Spess. max. a } 0.6 R}{\text{Diametro del disco}}$$

$$As/Ad = \frac{\text{Area sviluppata}}{\text{Area disco}}$$

IL PESO E IL  $PD^2$  CALCOLATI CON QUESTE

GRAFICI SONO RELATIVI ALLA SOLA PARTE

ALARE DELL'ELICA

# CENTRALI TERMOELETTRICHE CON MOTORI DIESEL FIAT

## RISULTATI DI ESERCIZIO

*Vengono illustrati i risultati di esercizio di Centrali Diesel, ricavati dai dati consuntivi di 129 Centrali munite di motori Diesel FIAT per una potenza installata complessiva di oltre 130.000 Kw.*

### Premessa.

Nei bollettini tecnici degli anni scorsi sono state riportate a più riprese notizie riguardanti l'installazione di Centrali elettriche munite di motori Diesel FIAT.

perché abbiamo dati scarsi sul loro esercizio, sia perché dotate di motori di costruzione meno recente e quindi meno interessanti per trarne conclusioni aggiornate. È importante osservare che le Centrali di cui parleremo,



Fig. 1 - Veduta esterna, dal porto, dell'edificio della Centrale S.G.E.S. di Messina.

53.263

Riteniamo interessante fare qui un quadro generale delle Centrali Diesel fornite di motori di nostra costruzione e installate dopo la fine della guerra, corredato con i dati consuntivi di esercizio ricavati in circa 8 anni, mentre tralasciamo le altre Centrali installate prima della guerra — che pure furono oltre un centinaio — sia

installate per la maggior parte nell'Italia Settentrionale o nella Repubblica Argentina, presentano prospettive interessanti per l'esercizio futuro essendo nella totalità fornite di motori in grado di impiegare, con modifiche poco costose, il metano come combustibile, con risultati che, in base alle prove già effettuate, saranno indubbiamente

buoni e, sotto certi punti di vista, come ad esempio la manutenzione, addirittura migliori che non con l'impiego di combustibile liquido.

Riteniamo ancora di far notare che le Centrali fornite di motori di media e grande potenza sono state in parte equipaggiate, e potranno esserlo, volendo, nella totalità, con calderine a vapore alimentate dal calore contenuto nei gas di scarico migliorando ulteriormente il rendimento complessivo, già notevolmente elevato nei gruppi con motori Diesel.

Queste calderine sono infatti in grado di espletare tutti i servizi della Centrale che necessitano di vapore e in particolare sono largamente sufficienti, per i motori che impiegano la nalta da caldaie, al preriscaldamento di questa alle temperature richieste per l'iniezione.

La produzione di vapore, alla pressione di  $6-7 \text{ Kg/cm}^2$ , ottenibile dalle calderine, si aggira su  $\text{Kg } 0,5$  per ogni  $\text{Kwh}$  di energia prodotta, con un recupero netto pari a circa il 5 % dell'energia erogata, se con questo vapore viene azionato un turboalternatore.

Altre forme di recupero del calore contenuto nei gas di scarico e nell'acqua di refrigerazione sono state attuate in alcuni casi, come ad esempio per il riscaldamento invernale di edifici attigui alla Centrale.

#### Centrali installate.

Le Centrali installate con motori Diesel FIAT dal 1946 a tutt'oggi sono 129 con un totale di 180 motori impiegati e numerose Centrali sono in corso di installazione; fra queste ricordiamo quella di Chivilcoy (R. Argentina), con cinque gruppi della potenza complessiva di 13.000 Kw.

Le Centrali installate in Italia sono, per la maggior parte, del tipo di riserva, impiantate direttamente presso Stabilimenti Industriali (fig. 4 e 5) che, impiegando normalmente energia della rete esterna, limitano l'uso della Centrale termica ai periodi di scarsità dell'altra fonte di energia. Queste Centrali hanno funzionato per lunghi periodi durante gli anni 1947-48-49-50 e 51 mentre ora, per la maggior disponibilità di energia idraulica, sono state impiegate soltanto per brevi periodi.

Alcune Centrali in Italia e la totalità delle Centrali installate, o in corso di installazione, nella Repubblica Argentina sono invece destinate alla produzione continua di energia.

Per quanto riguarda le potenze installate e i tipi di motori impiegati, le Centrali in esame possono essere così suddivise:

a) Centrali di piccola potenza con impiego di motori a 4 tempi o motori a 2 tempi di piccolo diametro,

b) Centrali di media potenza con impiego, in genere, di motori a 2 tempi di medio diametro ( $320-400 \text{ mm}$ ),

c) Centrali di grande potenza con impiego di motori a 2 tempi a semplice o a doppio effetto di grande diametro (dal  $\varnothing 520$  al  $\varnothing 750 \text{ mm}$ ).

Secondo le suddivisioni indicate, la situazione delle Centrali installate è la seguente:

#### Italia.

Categoria a): 53 Centrali con impiego di 73 motori e per una potenza complessiva di 15.000 Kw.

Categoria b): 33 Centrali con impiego di 47 motori e per una potenza complessiva di 40.000 Kw.

Categoria c): 5 Centrali con impiego di 9 motori e per una potenza complessiva di 25.000 Kw.

#### Repubblica Argentina.

Categoria a): 14 Centrali con impiego di 16 motori e per una potenza complessiva di 3.600 Kw.

Categoria b): 15 Centrali con impiego di 24 motori e per una potenza complessiva di 16.000 Kw.

Categoria c): 7 Centrali con impiego di 12 motori e per una potenza complessiva di 32.000 Kw.

Alcune altre Centrali sono installate in diversi paesi, ma, dato il numero modesto e la mancanza di dati precisi sul loro esercizio, non vengono conteggiate.

Per quanto riguarda le potenze unitarie, i gruppi impiegati nelle Centrali installate possono essere così suddivisi:

— Gruppi con motori a 4 tempi e motori a 2 tempi di piccolo diametro: fra 100 e 350 Kw.

— Gruppi con motori a 2 tempi di medio diametro: fra 400 e 1.000 Kw.

— Gruppi con motori a 2 tempi di grande diametro a semplice effetto: fra 1.000 e 3.500 Kw.

— Gruppi con motori a 2 tempi di grande diametro a doppio effetto: fra 3.000 e 6.000 Kw.

#### Rispondenza dei Gruppi Diesel elettrici alla necessità del servizio.

Le caratteristiche peculiari del motore Diesel, rispetto ad altri tipi di macchine generatrici ed in particolare rispetto alle turbine a vapore, hanno potuto essere chiaramente apprezzate nell'esercizio delle Centrali in esame. Ci riferiamo soprattutto alle seguenti:

— adattabilità dei gruppi Diesel alle variazioni di carico

— consumo di combustibile quasi costante e prossimo a quello di massimo rendimento per differenze di carico cospicue



Fig. 2 - Centrale S. G. E. S. di Messina - Pianta e Sezioni della Centrale.

— messa in moto dei gruppi e raggiungimento del carico normale in pochi minuti.

Queste caratteristiche rendono la Centrale Diesel adattissima alla copertura del servizio di punta, la cui importanza diventa ogni giorno più sentita.

Circa i primi due punti, è noto come il motore Diesel possa funzionare entro un campo compreso all'incirca fra il 70 % e il 110 % del carico normale con rendimenti

cessivo dei vari gruppi, ciascuno dei quali ha potuto così funzionare sempre nel campo di rendimento elevato.

Circa il 3° punto e cioè la rapidità della messa in moto dei gruppi fino al raggiungimento del carico massimo, noi abbiamo osservato in numerose Centrali, nelle quali abbiamo la possibilità di seguire direttamente e con continuità l'esercizio, la rapidità e la semplicità con la quale i singoli gruppi possano passare dalla completa

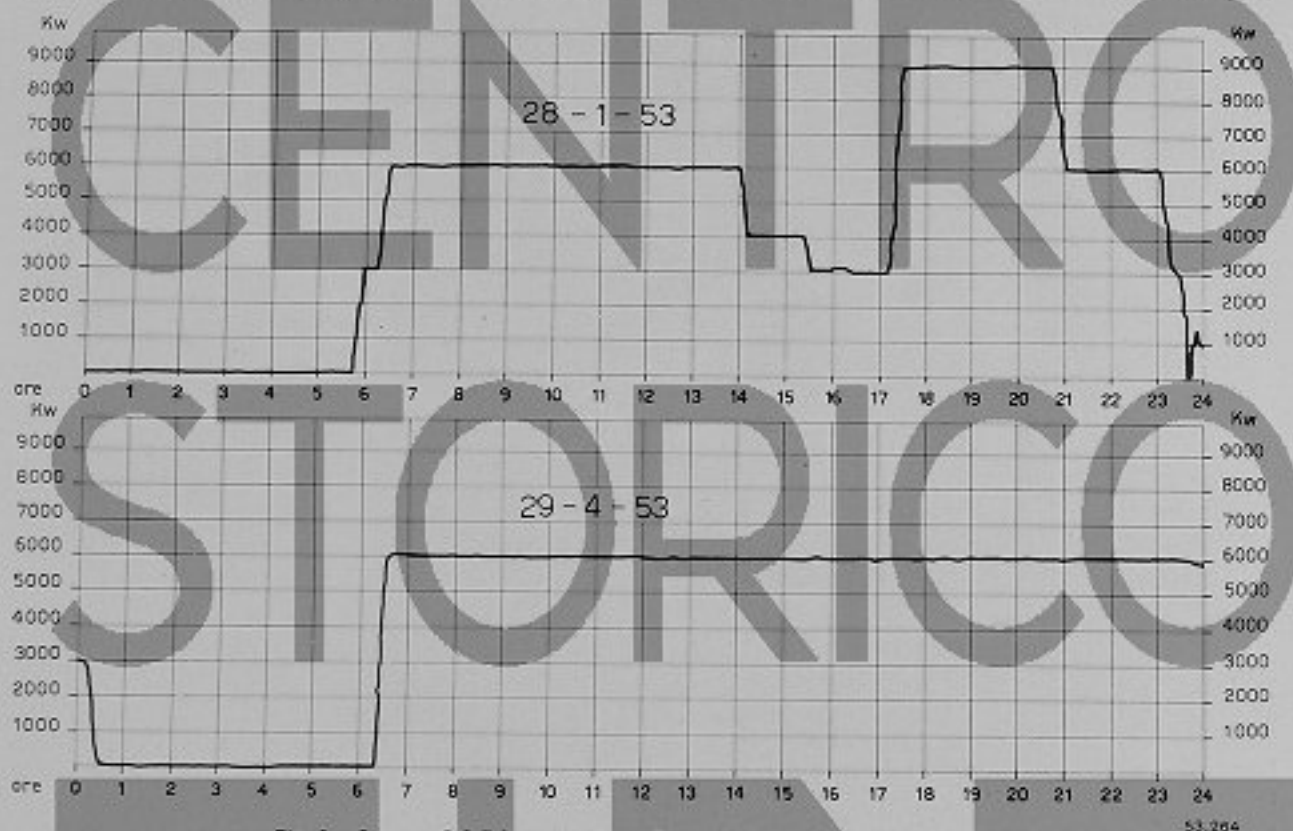


Fig. 3 - Centrale S.G.E.S. di Messina - Diagrammi di produzione giornaliera.

sempre elevatissimi di modo che le differenze nel consumo di combustibile, nei limiti accennati, non superano, mai il 3 - 4 % rispetto ai minimi ottenibili nelle condizioni di massimo rendimento.

Questo è stato constatato, oltre che dai controlli diretti effettuati, per i vari gruppi, alle prove di consegna, anche e soprattutto dai consuntivi di esercizio dai quali, come si vedrà meglio nel capitolo seguente, si sono avuti consumi medi di combustibile, per Kwh prodotto, pochissimo differenti dai minimi ottenuti alle prove.

Questi risultati si sono potuti raggiungere oltre che per le caratteristiche intrinseche del motore Diesel, anche per il fatto che in molte Centrali, e specialmente in quelle di maggiore potenzialità, i gruppi installati erano più di uno e quindi si è potuto raggiungere i carichi richiesti dalle necessità di servizio con l'inserimento suc-

cessivo dei vari gruppi, ciascuno dei quali ha potuto così funzionare sempre nel campo di rendimento elevato.

Riportiamo, a titolo di esempio, due diagrammi giornalieri relativi alla Centrale S.G.E.S. di Messina, del tipo a produzione continua (3 gruppi da 3.850 Kw ciascuno - vedi bollettino n. 1 del 1948). Da questi diagrammi si rileva una variazione di carico cospicua nelle 24 ore, con un periodo di inattività dalle 5 alle 6 ore durante la notte.

Il periodo di inattività notturno — variabile a seconda delle circostanze e delle stagioni — deriva dal fatto che le modeste quantità di energia necessarie durante la notte sono fornite da altre Centrali inserite in parallelo sulla rete.

Si osserva sui diagrammi di carico che al mattino, con Centrale completamente ferma, si arriva in pratica in

8-10 minuti ad avere due motori al regime di 3000 Kw e, quando si presenta la necessità, si fa altrettanto col 3° gruppo.

Se si mettono in conto queste caratteristiche di adattabilità delle Centrali Diesel con la già notevole differenza nel consumo medio di combustibile del motore Diesel rispetto alle turbine a vapore (soltanto da qualche anno, e con complicazioni costruttive e di esercizio molto spinte, si sono ottenuti, per unità di grandissima potenza

guarda il funzionamento della parte elettrica, non essendo questo campo di nostra diretta pertinenza.

Anche per quanto riguarda la produzione totale dell'energia nelle varie Centrali, abbiamo dati precisi soltanto per alcune di queste (centrali del gruppo FIAT, Centrale S.G.E.S.) mentre per le altre Centrali noi possediamo soltanto la produzione di energia, riferita a periodi relativamente brevi durante i quali sono stati fatti controlli

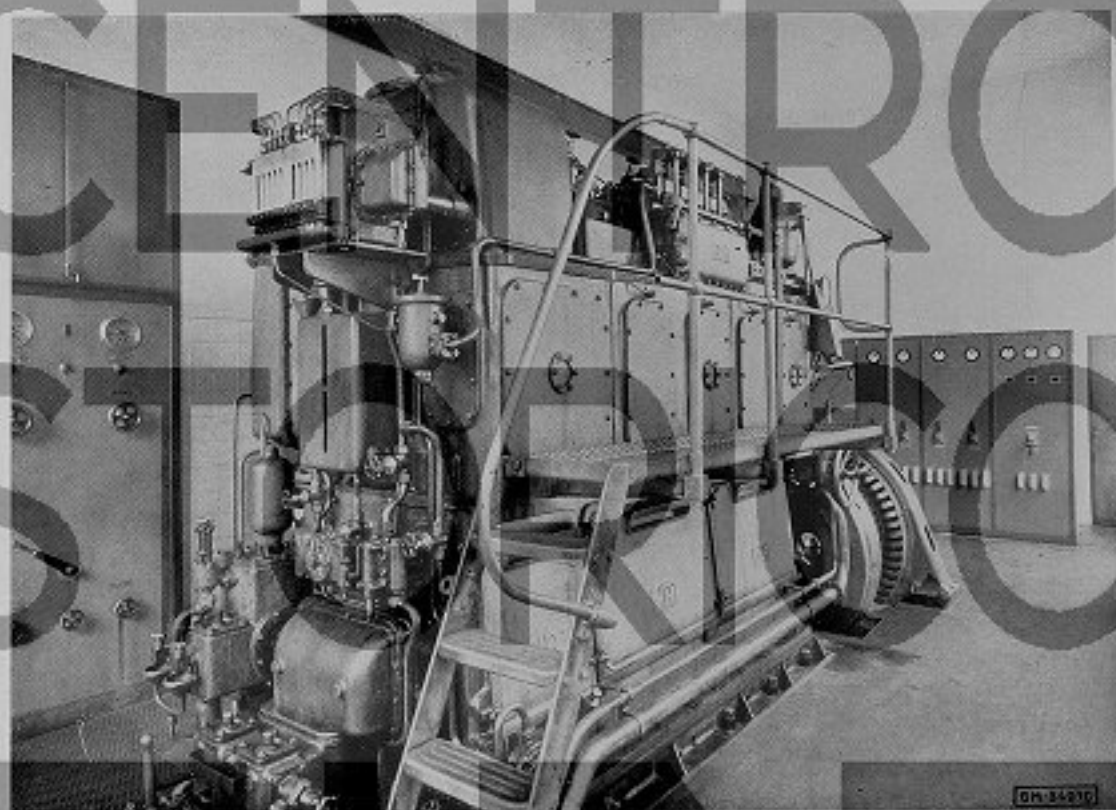


Fig. 4 - Motore FIAT L284E - Centrale Diesel-elettrica da 220 Kw della Ditta Panizza - Ghiffa.

con turbine a vapore, rendimenti termici e quindi consumi specifici di combustibile che si avvicinano a quelli del motore Diesel) non è azzardato affermare che il vantaggio economico globale ottenibile con le Centrali Diesel, specie per servizio discontinuo, è notevolmente più elevato di quanto si creda normalmente; per cui, in molti casi, la Centrale Diesel rappresenta di gran lunga la soluzione più razionale ed economica.

#### Risultati di esercizio.

a) *Comportamento generale dei gruppi.* — I dati consuntivi in nostro possesso sull'esercizio delle Centrali e che ci permettono di ricavare i risultati che esporremo si riferiscono essenzialmente al funzionamento dei motori, mentre abbiamo notizie piuttosto scarse per quanto ri-

del consumo del combustibile e di olio riferiti all'energia prodotta. I dati che esporremo, mentre quindi possono offrire un quadro chiaro e completo dal punto di vista del funzionamento dei gruppi, non ci permettono invece di presentare i consuntivi generali relativi a tutti i dati di funzionamento delle Centrali.

Circa il comportamento generale dei motori, tutti praticamente corrispondenti, salvo piccole modifiche o adattamenti, ai motori degli stessi tipi impiegati per uso marino e quindi con caratteristiche particolari di robustezza, di durata e di sicurezza di funzionamento come è richiesto per questo scopo, abbiamo avuto risultati regolari e, sotto certi punti di vista, addirittura migliori che non nei corrispondenti usi navali. Questo è dovuto alla maggior regolarità del servizio che si può ottenere con i

gruppi elettrogeni, a velocità costante, rispetto all'impiego marino notoriamente soggetto ad un servizio gravoso e per le condizioni del mare e per le numerose manovre richieste dall'entrata nei porti.

Le ore di funzionamento annue dei gruppi sono state naturalmente molto variabili da Centrale a Centrale, a seconda delle esigenze, ma in generale nelle Centrali a servizio continuo e in quelle di riserva per gli anni, prima

2 tempi di piccolo e medio diametro è stato, in genere, Diesel Oil del tipo di comune approvvigionamento sul mercato, mentre i motori di grande diametro hanno funzionato e funzionano tuttora, nella quasi totalità, con nafta pesante dello stesso tipo di quella impiegata nelle caldaie. L'olio lubrificante è stato dei tipi soliti impiegati sui motori marini.

Dai dati consuntivi in nostro possesso risultano le seguenti cifre, come media del consumo di combustibile e

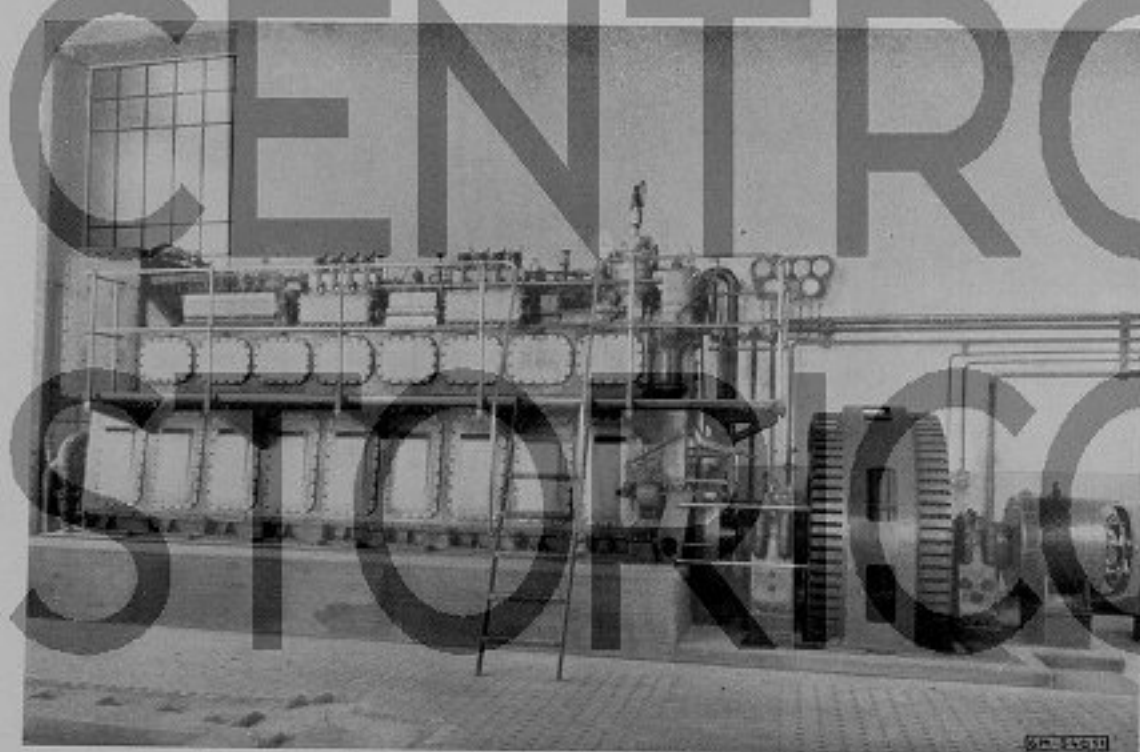


Fig. 5 - Motore FIAT MS 328 E - Gruppo motogeneratore da 700 Kw della Centrale Ferrania.

citati, di maggior impiego si sono avuti dei periodi di funzionamento molto prolungati che, in alcuni casi, hanno anche superato i 100 giorni di funzionamento ininterrotto, giorno e notte, senza la minima fermata. Ad esempio le Centrali delle aziende FIAT hanno superato, in tre periodi invernali, le 10.000 ore di funzionamento, con alcuni gruppi che hanno funzionato consecutivamente per circa 4 mesi, mentre alla Centrale S.G.E.S. si sono raggiunte, in circa 7 anni, le 30.000 ore di funzionamento per ciascun gruppo.

La produzione di energia complessiva delle Centrali elencate si aggira a tutt'oggi su un miliardo di Kwh, dei quali oltre 150 milioni prodotti dalle sole Centrali del gruppo FIAT in 3 periodi invernali e circa 250 milioni prodotti dalla Centrale S.G.E.S. di Messina in 7 anni.

#### b) Consumi di combustibile e olio lubrificante.

— Il combustibile impiegato nei motori a 4 tempi e a

di olio per i diversi gruppi a carico costante, prossimo alla prestazione normale, secondo la classificazione data prima.

*Centrali della Categoria a):* motori a 4 tempi e a 2 tempi di piccolo diametro

- consumo di combustibile per Kwh prodotto : 0.270 Kg/Kwh
- Consumo di olio lubrificante : 3 gr/Kwh.

*Centrali della Categoria b):* motori a 2 tempi di medio diametro

- consumo di combustibile per Kwh prodotto : 0.255 Kg/Kwh
- consumo di olio lubrificante : 2 gr/Kwh.

*Centrali della Categoria c):* motori a 2 tempi di grande diametro

- consumo di combustibile, con Diesel Oil, per Kwh prodotto : 0.240 Kg/Kwh
- consumo di combustibile, con nafta da caldaie, per Kwh prodotto : 0.250 Kg/Kwh
- consumo di olio lubrificante : 1.5 gr/Kwh.

Come si rileva, questi consumi, pur non differendo sostanzialmente dall'una all'altra categoria di Centrali, sono un po' più elevati per le Centrali equipaggiate con motori a 4 tempi o a 2 tempi di piccolo diametro i quali, essendo di tipo relativamente veloce, comportano un consumo di combustibile e d'olio un po' maggiore mentre si riducono gradualmente andando verso i motori di diametro più grande e meno veloci.

Il consumo di combustibile, conteggiato in calorie, passa da circa 2.700 Cal/Kwh per le Centrali del tipo a) a 2.400 Cal/Kwh per le Centrali del tipo c), tenendo ancora conto che, per i motori di grande diametro, il costo della caloria è più basso in relazione all'impiego di nafta da caldaie.

c) *Manutenzione e condotta dei motori.* — Per la maggior parte delle Centrali elencate, noi abbiamo avuto e abbiamo tuttora la possibilità di avere dati precisi sul costo della manutenzione in quanto, oltre alla fornitura delle parti di ricambio fatta esclusivamente da noi, anche i lavori relativi sono stati eseguiti in generale dal nostro personale.

Abbiamo potuto quindi ricavare dati consuntivi sufficientemente esatti sul costo della manutenzione per un gran numero di Centrali e, per alcune di esse, abbiamo dati esattissimi, avendo noi stessi assunto la completa manutenzione dei gruppi con contratti forfetari.

La media del costo della manutenzione dei motori, riferita al complesso delle Centrali, è risultata di circa Lire 0,50 per Kwh prodotto, con costo leggermente decrescente passando dai motori più piccoli ai più grandi.

A titolo di esempio riportiamo i seguenti dati, riferiti a Centrali delle tre categorie prima elencate:

*Centrale SIPPIC di Capri* (Categoria a) - tre motori a 4 tempi e quattro motori a 2 tempi di diametro 260 mm per una potenza complessiva di 1.500 Kw.  
Costo della manutenzione: 0,65 Lire per Kwh prodotto.

*Centrale FIAT Grandi Motori* (Categoria b) - due motori a 2 tempi, diametro 360 mm, per una potenza complessiva di 1.700 Kw.  
Costo della manutenzione: 0,55 Lire per Kwh prodotto.

*Centrali S.G.E.S. di Messina* (Categoria c) - tre motori a doppio effetto, diametro 650 mm, per una potenza complessiva di 11.650 Kw.  
Costo della manutenzione: 0,53 Lire per Kwh prodotto.

*Centrale FIAT Mirafiori* (Categoria c) - due motori a 2 tempi semplice effetto, diametro 680 mm, per una potenza complessiva di 6.500 Kw.

Costo della manutenzione: 0,183 Lire per Kwh prodotto (il costo della manutenzione di questa Centrale è risultato eccezionalmente basso e non può essere assunto come indice di una media).

Per quanto riguarda il personale per la condotta e la sorveglianza dei gruppi durante il funzionamento, abbiamo dati meno precisi trattandosi, nella maggior parte dei casi, di personale fornito direttamente dai proprietari della Centrale e sul quale noi non abbiamo alcun controllo.

Per alcune Centrali, tuttavia, abbiamo anche in questo campo dati abbastanza precisi, avendo fornito noi stessi il personale per questo servizio o avendo avuto delle informazioni abbastanza esatte dalle Società proprietarie delle Centrali.

D'altra parte noi possiamo, con buona approssimazione, conoscere le necessità in questo campo dal momento che le varie Centrali sono state studiate da noi anche per quanto riguarda le modalità della condotta dei gruppi e, alcune di queste, sono state equipaggiate con mezzi di comando centralizzati per l'inserimento in parallelo e la regolazione dei gruppi di modo che, praticamente, la Centrale può essere condotta con il solo personale addetto ai quadri di manovra.

In base a questi elementi è risultato che, in media, la spesa per il personale adibito alla condotta e alla sorveglianza dei gruppi ammonta a L. 0,30 per Kwh prodotto, anche qui con alcune differenze da tipo a tipo di Centrale, risultando sempre meno costoso l'esercizio delle Centrali equipaggiate con gruppi di grande potenzialità.

Fra i dati esatti in nostro possesso riportiamo, a titolo di esempio, i seguenti:

*Costo del personale per la condotta e la sorveglianza dei gruppi.*

— Centrale FIAT Grandi Motori: 0,34 Lire/Kwh prodotto

— Centrale S.G.E.S. di Messina: 0,24 Lire/Kwh prodotto

— Centrale FIAT Mirafiori: 0,32 Lire/Kwh prodotto.

#### Conclusioni.

I dati di esercizio riportati nel presente breve articolo, confermano nettamente quanto già da noi affermato in più riprese e cioè che, allo stato attuale, le Centrali Termoelettriche con motori Diesel, per potenze installate non superiori ai 20 ÷ 25.000 Kw, sono su di un piano di sensibile vantaggio rispetto agli analoghi impianti costituiti da turboalternatori o da termogeneratori equivalenti.

Infatti, mentre i problemi della manutenzione e dell'esercizio non risultano, nel complesso, più gravosi di quanto non lo siano quelli degli impianti con turboalternatori, il miglior rendimento termico dei gruppi Diesel-elettrici, la facilità di manovra e la rapidità di messa in esercizio accentuano nettamente, per questi ultimi, le favorevoli caratteristiche di impiego per Centrali con compiti di riserva.

Dott. Ing. ERNESTO COTTI.



# CENTRO STORICO FIAT

Tip. BOTTO, ALESSIO & C. - Via Biblioteca, 2 - Tel. 1-26 - CASALE MONF. - MARZO 1954

---



Centrale Diesel Elettrica Fiat-Miraliori - I due gruppi motoelettrici Fiat LS 608 B sviluppati, ciascuno, una potenza normale di 3400 kW a 136.5 giri/min.